

Diseño y modelamiento de un CICLO RANKINE ORGANICO ORC de 100 kW de potencia para encontrar las condiciones óptimas de operación con diferentes refrigerantes, utilizando el software EES (Engineering Equation Solver).

Javier Andrés Pedrozo Olave, Jhonatan David Vargas Becerra

Trabajo de Grado para Optar el título de Ingeniero Mecánico

Director

Yesid Javier Rueda Ordoñez

PhD. Ingeniería Química

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingeniería Físico Mecánicas

Escuela de Ingeniería Mecánica

Bucaramanga

2019

Dedicatoria

Dedico de manera especial a mi madre porque ella ha sido la base fundamental en la construcción de mi vida profesional, un gran apoyo y un excelente ejemplo de responsabilidad y perseverancia.

Gracias a Dios por darme la sabiduría para lograr este proyecto y por darme fuerzas para continuar. Gracias también a mis hermanas que siempre estuvieron ahí cuando más lo necesitaba.

-Jhonatan David Vargas Becerra

Dedicatoria

Este trabajo de grado va dedicado, primero que todo, a papá Dios. Él ha sido mi roca ante cualquier adversidad, mi luz en la oscuridad y mi guía en los caminos difíciles.

Sin ser menos importante, este logro va dirigido a la mejor mamá, Rosabel y a mi hermana Jeimy, quienes con su apoyo incondicional y el de mi padre, que, aunque sé que ya no está, siempre siento su presencia junto a mí, forjaron el hombre que soy hoy, lleno de valores y luchador de sus sueños.

Agradezco a mi gran familia, mis tías y tíos, que siempre han estado presentes, velando por nuestro bienestar.

-Javier Andrés Pedrozo Olave

Agradecimientos

Los autores de este proyecto manifiestan sus más sinceros agradecimientos a:

El profesor **Yesid Javier Rueda Ordoñez** por transmitirnos su conocimiento y asesoramiento en cada etapa de esta investigación.

Contenido

	Pág.
Introducción	20
1. Objetivos	22
1.1 Objetivo General	22
1.2 Objetivos Específicos.....	22
2. Antecedentes Investigativos.....	23
3. Marco Teórico.....	24
3.1 Ciclo de Vapor de Carnot	24
3.1.1 Descripción del Proceso:.....	26
3.2 Ciclo Rankine.....	26
3.2.1 Descripción del Proceso:.....	27
3.3 Ciclo Rankine Orgánico.....	28
3.3.1 Fuentes de abastecimiento para el ORC	29
3.4 Ciclo Rankine Orgánico con Internal Heat Exchanger (IHX)	30
3.4.1 Descripción del Proceso:.....	31
3.5. Fluidos de Trabajo	32
3.5.1 Impacto Ambiental.....	34
3.5.2 Seguridad en la Aplicación.	34
3.6 Aplicaciones del ORC.....	35

3.6.1 Plantas de Biomasa.	35
4. Metodología	36
4.1 Dimensionamiento del ORC básico:.....	37
4.1.1 Consideraciones.	37
4.1.2 Análisis de cada componente.....	39
4.1.2.1 Expansor.	39
4.1.2.2 Condensador.	41
4.1.2.3 Bomba.	48
4.1.2.4 Evaporador.	50
4.2 Dimensionamiento del ORC con Internal Heat Exchanger (IHX)	52
4.2.1 Consideraciones.	52
4.2.2 Análisis de los Componentes IHX.....	54
4.2.2.1 Intercambiador IHX.....	54
4.3 Desestimación del ciclo básico con IHX	56
4.4 Selecciones de Fluidos de Trabajo.....	56
4.4.1 Criterios para tener en cuenta:	56
4.4.2 Fluidos Tomados de la librería de EES.....	57
4.5 Simulación con Diferentes Refrigerantes	58
4.6 Perdidas de presión debido a la carga por fricción:	59
4.6.1 En Intercambiadores.	59
4.6.2 En tuberías.	61
5. Costos Total de Planta	63
5.1 Inversión Total	64

5.1.1 Inversión Fija	64
5.1.1.1 Cálculo de Costos por componentes del ciclo.	64
5.1.1.1.1 Intercambiadores de Calor.	65
5.1.1.1.2 Sistema de impulsión.	66
5.1.1.1.3 Turbina.	66
5.1.1.1.4 Estimación total de costo de equipos.	66
5.2 Operación y Mantenimiento	67
5.2.1 Mano de Obra Directa.....	68
5.2.1.1 Método De Ulrich	68
6. Análisis de resultados	71
5.2 Resultados de pérdidas por fricción.	71
5.2.1 Pérdidas de presión por fricción en intercambiadores.	71
5.2.2 Pérdidas de presión por fricción en tuberías.	72
5.2.3 Comparación entre los modelos de diseño con y sin pérdidas.....	72
5.3 Resultados de modelamiento en el punto de diseño	74
5.3.1 Ciclo ORC Básico.....	74
5.3.2 Ciclo ORC con IHX.....	76
5.3.3 Comparación entre los modelos de diseño planteados.	77
5.4 Resultados de los fluidos según los criterios propuestos	79
5.5 Resultados con los diferentes refrigerantes.....	79
5.5.1 Simulación R-227ea.....	80
5.5.2 Simulación con R-245fa.	81
5.5.3 Simulación con R-423 ^a	82

5.5.4 Comparación entre modelo de diseño Vs los refrigerantes propuestos.	83
5.6 Resultados de Costos Total de planta	85
5.6.1 Inversión Fija	85
5.6.1.1 Estimación de Costos por Equipo	85
5.6.2 Operación y Mantenimiento	86
5.6.3 Recuperación de inversión	87
6. Conclusiones	88
7.Recomendaciones	90
Referencias Bibliográficas	91
Apéndices.....	94

Lista de Tablas

	Pág.
Tabla 1. Clasificación de Seguridad de los Refrigerantes	34
Tabla 2. Parámetros de entrada en el ORC Básico	39
Tabla 3. Constantes de ondulación a y b para un intercambiador de placa	48
Tabla 4. Parámetros de entrada propuestas para ambos ciclos Básico e IHX	53
Tabla 5. Refrigerantes en la librería de EES	57
Tabla 6. Longitud de tuberías utilizadas en el ciclo ORC	62
Tabla 7. Capital total de inversión	67
Tabla 8. Costos de Operación y mantenimiento	68
Tabla 9. Factor de números por turnos de operación.....	69
Tabla 10. Salario de Operadores	70
Tabla 11. Pérdidas de presión por fricción en intercambiadores de calor	72
Tabla 12. Pérdidas de presión por fricción en las tuberías	72
Tabla 13. Resultados ORC Básico vs ORC Básico con pérdidas por fricción	73
Tabla 14. Resultados de los cálculos en el ORC básico	75
Tabla 15. Resultados de los cálculos en el ORC con IHX.....	77
Tabla 16. Comparación de resultados entre ORC Básico e IHX	78
Tabla 17. Refrigerantes seleccionados.....	79
Tabla 18. Resultados de simulación con el refrigerante R-227ea.....	80

Tabla 19. Resultados de simulación con el refrigerante R-245fa	81
Tabla 20. Resultados de simulación con el refrigerante R-423 ^a	82
Tabla 21. Comparación de resultados ORC Básico vs refrigerantes simulados.....	84
Tabla 22. Estimación de Costos por Equipo	85
Tabla 23. Resultados de Capital total de inversión.....	86
Tabla 24. Costos de Mano de Obra.....	87
Tabla 25. Costos por año de operación y mantenimiento restante	87
Tabla 26. Recuperación de Inversión.....	87

Lista de Figuras

	Pág.
<i>Figura 1.</i> Representación gráfica del ciclo Carnot junto a su diagrama T-S	25
<i>Figura 2.</i> Representación gráfica del ciclo Rankine junto a su diagrama T-S	27
<i>Figura 3.</i> Representación gráfica del ciclo Rankine con IHX junto a su diagrama T-S	30
<i>Figura 4.</i> Línea de tiempo de fluidos en ORC.....	33
<i>Figura 5.</i> Una representación de los campos de aplicaciones ORC en la fuente de calor temperatura-potencia plano de salida.....	35
<i>Figura 6.</i> Comparación entre Ciclo ORC con IHX y ORC básico.....	37
<i>Figura 7.</i> Ciclo Rankine Orgánico (ORC) en condiciones de parámetros de entrada.....	38
<i>Figura 8.</i> Representación de la Turbina en el ciclo.	40
<i>Figura 9.</i> Condensador y grafica de enfriamiento del Refrigerante.	42
<i>Figura 10.</i> Bomba Principal en el ORC.....	49
<i>Figura 11.</i> Evaporador y grafica de Calentamiento del Refrigerante.....	51
<i>Figura 12.</i> ORC con IHX en condiciones de parámetros de entrada	54
<i>Figura 13.</i> Intercambiador IHX.....	54
<i>Figura 14.</i> Estructura para el análisis económico.....	63
<i>Figura 15.</i> Resultados de los cálculos en el ORC básico.	74

Lista de Apéndices

	Pág.
Apéndice 1: Factores que varían según la presión de entrada a la turbina para el ORC	94
Apéndice 2: Eficiencia térmica del sistema vs P1	95
Apéndice 3: Temperatura en la entrada de agua en el condensador (T7) vs P1	96
Apéndice 4: Factores que varían según la relación de presión en la turbina a una presión fija [3 MPa].....	97
Apéndice 5: T7 vs Rp (Temperatura 7 vs Relación de presión en la turbina)	98
Apéndice 6: Código completo Ciclo Rankine Orgánico Básico (ORC).....	99
Apéndice 7: Código para cálculo del intercambiador de calor en el condensador	101
Apéndice 8: Código para cálculo del intercambiador de calor en la caldera.....	103
Apéndice 9: Tabla de iteración del UA del intercambiador de calor interno IHX	105
Apéndice 10: Tabla de factores que varían según la presión en la entrada de la turbina para el ORC con IHX	106
Apéndice 11: Código completo ciclo rankine orgánico con intercambiador de calor interno. (ORC con IHX).....	107
Apéndice 12: Fluidos tomados de la librería EES con las propiedades termo físicas.	109
Apéndice 13: Código ORC Básico con R-227ea.....	113
Apéndice 14: Tabla de iteración de la presión de entrada a la turbina para el ORC con R-227ea.	116

Apéndice 15: Código Condensador para R-227ea.....	117
Apéndice 16: Código Ciclo Rankine Orgánico Básico con R245fa	119
Apéndice 17: Tabla de iteración de la presión de entrada a la turbina para el ORC Básico con R-245fa	122
Apéndice 18: Código para el condensador con R-245fa	123
Apéndice 19: Código para el condensador con R-245fa	125
Apéndice 20: Código ORC básico con R-423a	126
Apéndice 21: Tabla de iteración de la presión de entrada a la turbina en el ORC Básico con R-423a.....	129
Apéndice 22: Código del condensador con R-423a.....	130
Apéndice 23:Código intercambiador de calor en la caldera para el R-423a.....	132
Apéndice 24: Código pérdidas de presión debido a la carga por fricción en los intercambiadores	134
Apéndice 25: Cálculo de pérdidas de presión debido a la carga por fricción en las tuberías	136
Apéndice 26: Código del cálculo del ciclo Rankine orgánico básico considerando las pérdidas.	138
Apéndice 27: Resultados de pérdidas por fricción en intercambiadores en el software EES.....	141
Apéndice 28: Resultados de pérdidas por fricción en tuberías en el software EES.	142
Apéndice 29: Resultados generales ORC básico sin considerar las pérdidas, para R134A.	143
Apéndice 30: Resultados generales ORC básico considerando las pérdidas para R134A.	144
Apéndice 31: Resultados generales ORC con IHX. Para R134A.....	145
Apéndice 32: Resultados generales en el condensador para el R134A.	146
Apéndice 33: Resultados generales en el evaporador para el R134A.	147

Apéndice 34: Resultados generales para el ORC básico con R-227ea.	148
Apéndice 35: Resultados generales para el condensador con R-227ea.	149
Apéndice 36: Resultados generales para el ORC básico con R-245fa.	150
Apéndice 37 Resultados generales para el condensador con R-245fa.....	151
Apéndice 38 Resultados generales para el evaporador con R-245fa.....	152
Apéndice 39: Resultados generales en el ORC para el R-423a.	153
Apéndice 40: Resultados generales condensador para el R-423a.....	154
Apéndice 41: Resultados generales en el evaporador para el R-423a.	155
Apéndice 42: Código EES para los costos de equipos.	156
Apéndice 43 Planos de la planta :	157
Apéndice 44: Catálogos de los componentes de la planta	160
Apéndice 45: Índices de Marshall and Swift	173

Resumen

TÍTULO: “DISEÑO Y MODELAMIENTO DE UN CICLO RANKINE ORGANICO ORC DE 100 KW DE POTENCIA PARA ENCONTRAR LAS CONDICIONES ÓPTIMAS DE OPERACIÓN CON DIFERENTES REFRIGERANTES, UTILIZANDO EL SOFTWARE EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER)”.*

AUTORES: Javier Andrés Pedrozo Olave, Jhonatan David Vargas Becerra**

PALABRAS CLAVE: Ciclo Rankine, Simulación, Software, Refrigerantes y generación de energía.

DESCRIPCIÓN

El constante crecimiento de la demanda de energía eléctrica y alto costo de generación han creado un deber de búsqueda en alternativas para la creación de energía amigables con el ambiente, sostenibles y a un costo justo. Es por esta razón que la recuperación de calor de fuentes de baja entalpía mediante un ciclo Rankine orgánico (ORC) es una de las tecnologías más atractivas en cuanto al aspecto económico como ambiental. En el presente proyecto se diseña y modela una planta ORC de 100KW netos de potencia estandarizándolo con el refrigerante R134a mediante el software Engineering Equation Solver (EES), simulando por medio del software anteriormente mencionado diferentes refrigerantes en la planta ya diseñada. En diseño de la planta se propusieron dos tipos de ciclos sugeridos por la literatura, el primero ORC básico compuesto por (Bomba, turbina, condensador y evaporador) y el segundo el ORC con IHX compuesto por (Bomba, turbina, condensador, evaporador y un intercambiador de calor interno), la selección del mejor ciclo se determinó en base de la eficiencia térmica y el costo. La selección de los fluidos se dio a través de la librería del software EES, teniendo en cuenta las precauciones de operación en la planta y cumpliendo la norma ambiental estos son: R423a, R227ea y R245fa. En los resultados de entregados por la simulación ninguno de los refrigerantes es compatible completamente con todos los componentes de la planta, encontrando que es necesario hacer cambios importantes como sustitución de algún componente como evaporador, condensador o bomba en el diseño principal de la planta.

* Proyecto de grado

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

Abstract

TITLE: DESIGN AND MODELING OF AN ORGANIC RANKINE CYCLE ORC OF 100 KW OF POWER TO FIND THE OPTIMAL OPERATING CONDITIONS WITH DIFFERENT REFRIGERANTS, USING THE SOFTWARE EES (ENGINEERING EQUATION SOLVER)".*

AUTHORS: Javier Andrés Pedrozo Olave, Jhonatan David Vargas Becerra**.

KEYWORDS: Cycle Rankine , Simulation, software, refrigerants and power generation.

DESCRIPTION

The constant growth of the demand of electric energy and high cost of generation have created a duty of search in alternatives for the creation of energy friendly with the environment, sustainable and to a fair cost. It is for this reason that heat recovery from low enthalpy sources through an organic Rankine cycle (ORC) is one of the most attractive technologies in terms of both economic and environmental aspects. In the present project, an ORC plant of 100KW net power is designed and modeled, standardizing it with R134a refrigerant through the Engineering Equation Solver (EES) software, simulating by means of the previously mentioned software different refrigerants in the plant already designed. Two types of cycles suggested by the literature were proposed in the design of the plant, the first basic ORC composed of (Pump, turbine, condenser and evaporator) and the second ORC with IHX composed of (Pump, turbine, condenser, evaporator and an internal heat exchanger), the selection of the best cycle was determined on the basis of thermal efficiency and cost. The selection of the fluids was made through the EES software library, taking into account the operating precautions in the plant and complying with the environmental standard these are: R423a, R227ea and R245fa. In the results of the simulation none of the refrigerants is completely compatible with all the components of the plant, finding that it is necessary to make important changes as a replacement of some component such as evaporator, condenser or pump in the main design of the plant.

* Degree project

** Faculty of Physical-Mechanical. Mechanical engineering school. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez

Introducción

La constante búsqueda de energía libre de combustibles fósiles y el interés hacia nuevos métodos de extracción de energía, han ido en aumento en estos últimos años hasta posicionarse globalmente como una de las grandes prioridades. Por esta razón, el mejoramiento de procesos industriales y la implementación de nuevas alternativas para la producción de energía eléctrica a partir de fuentes energéticas de baja temperatura naturales, como lo son la energía solar, la biomasa y la energía geotermal en industrias como las termoeléctricas, reactores en plantas químicas, se presentan de manera eficiente y sostenible.

El ciclo Rankine Orgánico (ORC) se ha posicionado como una forma eficiente de generación eléctrica a partir de fuente de calor de baja calidad. Se trata de un ciclo de potencia similar al ciclo Rankine de vapor, pero utiliza fluidos de trabajo con base orgánica y más volátiles que el agua para mejorar la eficiencia en aplicaciones de baja temperatura.

Los beneficios alcanzables mediante los sistemas ORC han motivado los esfuerzos de los investigadores para tratar de conseguir sistemas cada vez más eficientes. Así, tres métodos de optimización de sistemas ORC pueden destacarse entre la literatura: la selección de un fluido de trabajo adecuado, la utilización de una tipología o configuración de ciclo termodinámico eficiente y la mejora de las características geométricas de la tecnología de expansión (Ennio Macchi, 2017).

Teniendo esto en cuenta, este trabajo evalúa el comportamiento y el diseño de las configuraciones propuestas, las cuales son ORC Básico y ORC con intercambiador de calor con

recalentamiento (IHX), determinando los fluidos adecuados según criterios de selección como temperatura, presión, inflamabilidad, toxicidad y las restricciones ambientales establecidas de acuerdo con el Protocolo de Potencial de destrucción de ozono (ODP) y Potencial de calentamiento global (GWP) (INTERNATIONAL STANDARD ISO 817, 2014). Estos fluidos se simularán en forma paralela para obtener el modelo más eficiente, haciendo uso de la herramienta computacional Engineering Equation Solver (EES), que permite diseñar, modelar y simular procesos termodinámicos en los ciclos ORC de manera eficiente, en los que se pueden observar el comportamiento en cada uno de sus componentes, a medida que se hacen modificaciones en sus propiedades físicas.

1. Objetivos

1.1 Objetivo General

Diseño y modelamiento de un CICLO RANKINE ORGANICO ORC de 100 kW de potencia para encontrar las condiciones óptimas de operación con diferentes refrigerantes, utilizando el software EES (Engineering Equation Solver).

1.2 Objetivos Específicos

- Realizar un análisis termodinámico completo analizando la eficiencia del sistema estandarizando con el refrigerante R-134a.
- Seleccionar los componentes de la planta para el refrigerante R-134a.
- Analizar el comportamiento termodinámico por otros refrigerantes para el ciclo diseñado.
- Comparar y evaluar las eficiencias generadas para cada refrigerante.
- Analizar los costos de trabajo para cada refrigerante al producir 100 kW de potencia.

2. Antecedentes Investigativos

Arrieta Garrido (2012) y Cuadrado Peña et al. (2015) mostraron la posibilidad de la aplicación del ciclo orgánico para el aprovechamiento de energía geotérmica. Además, Paredes Sánchez et al. (2015) indicaron que el potencial de aplicación de esta tecnología en la industria cementera, tal como el aprovechamiento del calor residual de un horno rotativo, donde se aprovecha y proporciona un 20% de la energía eléctrica residual. Por otro lado, Sahaa Saleh et al. (2007) presentaron diversas investigaciones con los fluidos de trabajo, donde se encontraba mayor eficiencia en fluidos diferentes, teniendo en cuenta el factor contaminante en la atmósfera.

La búsqueda de fuentes relacionadas con la investigación ha sido de gran variedad, por lo que se han encontrado puntos importantes para la centralización de los temas fundamentales para una mayor eficiencia en el ORC, siendo estos: cambio en diseño básico de ORC, variación en los volúmenes de los expansores y, por último, la forma de elegir los fluidos de trabajo.

En la mejora de eficiencia adicionándole un tipo de regenerador o calentador al proceso, (PERIS PÉREZ, NAVARRO ESBRÍ, & MOLÉS RIBERA, 2015) y Vélez et al. (2014) mencionan que es mucho más eficiente el refrigerante R245f al momento de hacer una comparación con un ciclo regular y un ciclo con regeneración con una eficiencia aproximadamente del 3% agregándole un IHX o intercambiador de calor al ciclo. Sin embargo, los autores Douglas et al. (2013) plantearon una comparación entre un ORC y un ciclo Rankine orgánico con recuperador (RORC), donde hacen la claridad que el aumento de la eficiencia es mínimo y por eso se descarta la opción de un recuperador.

Según Vélez (2014) y (PERIS PÉREZ, NAVARRO ESBRÍ, & MOLÉS RIBERA, 2015) las variaciones que deben existir en los expansores están directamente relacionadas con las fuentes de calor o temperatura, presión y geometría interna. Sin embargo, no basta con tener sobrecalentado el fluido en la entrada de la turbina, sino también que exista una relación de presión que intensifique este estado, de esta forma, se podría obtener una eficiencia un 5% mayor, limitado claramente por la relación P_1/P_2 y la rectificación del diseño del expansor para un ORC ya instalado, donde realizan un modelo para la optimización de este, donde varía el volumen interno (V_i), lo cual produce una mayor eficiencia eléctrica que está por encima del 12%.

Los fluidos que serán utilizados en el modelamiento y simulación haciendo uso de la base de datos del programa EES, deben cumplir con unas condiciones de funcionamiento en el ciclo ORC como temperatura, presión, inflamabilidad, toxicidad y las restricciones ambientales establecidas por la norma (ODP, GWP) (Douglas., 2013 y Vélez et al., 2014).

3. Marco Teórico

3.1 Ciclo de Vapor de Carnot

El ciclo de Carnot funciona como un sistema cerrado (sistema de flujo en régimen estacionario), está compuesto por cuatro procesos internamente reversibles, dos adiabáticos y dos isotérmicos, donde en la *figura 1* se puede ver la aplicación de cada uno de ellos.

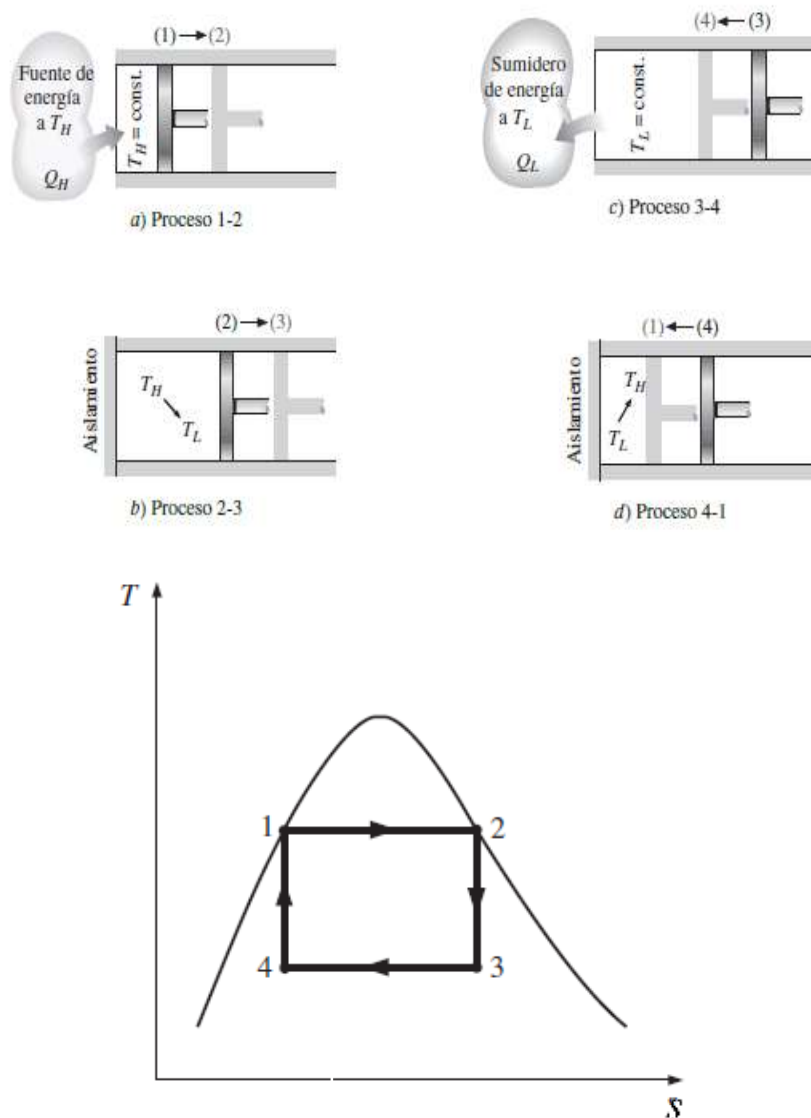


Figura 1. Representación gráfica del ciclo Carnot junto a su diagrama T-S tomados de (Yunes A Cengel, 2012)

El ciclo de Carnot puede ser ejecutado en un sistema cerrado (un dispositivo de cilindro-émbolo) o en un sistema de flujo estacionario (usando dos turbinas y dos compresores) y puede emplearse gas o vapor como el fluido de trabajo. El ciclo de Carnot es el ciclo más eficiente que puede ejecutarse entre una fuente de energía térmica a temperatura T_H y un sumidero a temperatura T_L (Yunes A Cengel, 2012).

3.1.1 Descripción del Proceso:

- **Proceso 1-2:** Ocurre un calentamiento de forma reversible e isotérmicamente en la caldera.
- **Proceso 2-3:** Existe una expansión isentrópica en la turbina.
- **Proceso 3-4:** Sucede una condensación reversible e isotérmicamente en el condensador.
- **Proceso 4-1:** Se produce una compresión isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial.

Como anteriormente se puntualizó, ninguno de los ciclos es totalmente eficiente, a continuación, se presentarán las restricciones para este ciclo.

3.2 Ciclo Rankine

El ciclo Rankine es un ciclo termodinámico de potencia, comúnmente usado en plantas generadoras, que opera con vapor en el que se relaciona el consumo de calor con la producción de trabajo. (Espitia, 2011)

El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos que se observan en la *figura 2*:

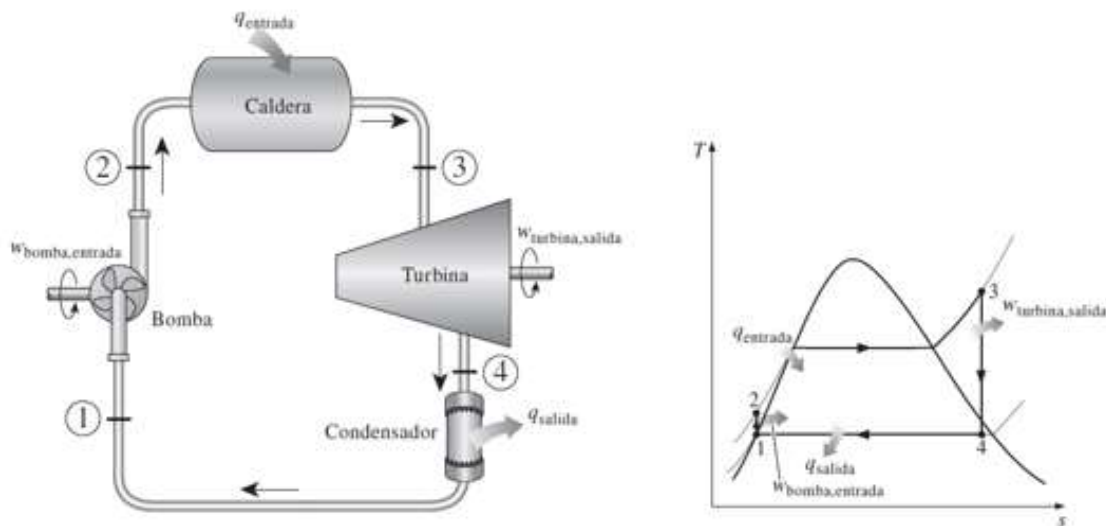


Figura 2. Representación gráfica del ciclo Rankine junto a su diagrama T-S (Yunes A Cengel, 2012)

3.2.1 Descripción del Proceso:

- **Proceso 1-2:** Compresión isentrópica en una bomba.
- **Proceso 2-3:** Adición de calor a presión constante en una caldera.
- **Proceso 3-4:** Expansión isentrópica en una turbina.
- **Proceso 4-1:** Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

En un ciclo de Rankine simple e idealizado la transferencia de calor en la caldera tiene lugar hacia el fluido de trabajo, en un proceso a presión constante. El líquido entra a la caldera desde la bomba, a una temperatura relativamente baja y se calienta hasta saturación. El líquido experimenta un ligero aumento de volumen debido a la expansión térmica. Como la caldera opera a presión constante, una transferencia de calor posterior tiene lugar a temperatura constante y la energía agregada al fluido de trabajo se transforma en calor de vaporización, produciendo un vapor que

llega a tener una calidad del 100%. Entonces el vapor se expande (en un proceso que se considera isentrópica para el ciclo simple) produciendo trabajo en la turbina. La expansión está limitada en el ciclo práctico por la aparición de condensación del vapor en la turbina y por la presión de saturación disponible a la temperatura del medio de enfriamiento empleado en el condensador. Al final del proceso de expansión, el vapor a baja temperatura, pero con calidad bastante alta, sale de la turbina y es condensado hasta líquido al ponerlo en contacto con las superficies del condensador, que están frías. Puesto que el condensador opera casi a la temperatura del agua de enfriamiento, el proceso de condensación tiene lugar a una temperatura de ebullición por abajo de la normal (atmosférica) para muchos fluidos de trabajo. La presión del condensador en el lado del fluido de trabajo con frecuencia es sub-atmosférica. Después de la condensación, el líquido entra a la bomba y el fluido de trabajo regresa a la alta presión necesaria para la adición de energía a la temperatura elevada de la caldera, repitiéndose el ciclo.

El ciclo Rankine es el resultado de la modificación del ciclo de Carnot llevándolo a condiciones reales, corrigiendo los problemas que produce. (Espitia, 2011).

3.3 Ciclo Rankine Orgánico

El principio de funcionamiento del ORC es el mismo que el ciclo Rankine convencional con un fluido de trabajo tipo orgánico.

Emplear fluidos orgánicos en los ciclos Rankine, otorga ciertos beneficios comparándolo con el uso de agua. Estas ventajas sugeridas por (Albuixech, 2017) y (Sanchez y Fiter, 2012), entre otras, son:

- Temperatura y presión crítica reducidas

- Presión de condensación a temperatura ambiente superior a la atmosférica
- Presión de evaporación más baja que en los ciclos Rankine de vapor de agua
- Pendiente nula o positiva de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s
- Alta eficiencia del ciclo.
- Muy alta eficiencia de la turbina (hasta un 85 %).
- Bajas tensiones mecánicas de la turbina, debidas a la velocidad periférica.
- Bajas velocidades de giro de la turbina, lo que permite la transmisión directa del generador eléctrico sin engranaje de reducción.
- Se evita la erosión en los álabes, debida a la ausencia de humedad en las toberas de vapor.
- Larga vida.
- Plantas ORC pueden producir electricidad a partir de la recuperación de calor residual.
- Los rangos de generación oscilan entre los 100 kW a los 15 MW eléctricos para lo cual requiere mínimo una entrada térmica de 1.2 MW.

3.3.1 Fuentes de abastecimiento para el ORC

- **Gases:** Motores combustión, escapes de hornos de cementeras o acereras, escapes de incineradores.
- **Líquidos:** Circuitos de refinerías, enfriamiento de líquidos en procesos industriales o de motores reciprocantes.
- **Condensados:** Vapor de condensados, vapor de procesos y vapor de circuitos de enfriamiento.

3.4.1 Descripción del Proceso:

- **Segmento 1-2is:** Expansión isentrópica con producción de trabajo de salida.
- **Segmento 2is-3:** Extracción de calor a lo largo de una constante subcrítica y una compresión ideal saturada.
- **Segmento 3-4is:** Aumento isentrópico de presión y temperatura.
- **Segmento 4is-1:** Adición de calor en presión subcrítica.

El caso anterior, operando bajo condiciones en las que el proceso de expansión, así como el proceso de compresión, tienen una cierta eficiencia, está representada por los segmentos contruidos a partir de los puntos de estado 1, 2, 3 y 4 marcados con ($\circ$) en la misma figura. Para aumentar la eficiencia del ciclo, se introduce un IHX, en la que una porción del calor rechazado, representado por una caída de entalpía de 2 a 2IHX a presión constante subcrítica, se transfiere de nuevo al fluido, elevando su entalpía de 4 a 4IHX a presión constante subcrítica. El calor neto rechazado está indicado por la caída de entalpía de 2IHX a 3 a presión subcrítica constante. El punto 3 es el estado de temperatura más baja del ciclo y superior a la temperatura usada en el punto 7-8 en el intercambiador. El calor de la entrada neta al ciclo ocurre de 4 (o 4IHX) a 1 con presión constante. El trabajo de salida neta es la diferencia entre el trabajo de salida de los puntos de estado 1 a 2 y el trabajo de entrada desde los puntos 3 a 4. (Fredy Vélez, 2014).

3.5. Fluidos de Trabajo

Uno de los parámetros más importantes para tener en cuenta en el diseño de un Ciclo Rankine Orgánico (ORC) son los fluidos de trabajo, estos afectan directamente propiedades del ciclo como la temperatura y presión de funcionamiento, afectando la eficiencia del sistema.

En el diseño e instalación de un sistema ORC, es importante buscar fluidos que cumplan con los requisitos de seguridad y normativas ambientales, teniendo en cuenta la alta toxicidad, inflamabilidad y respeto con el medio ambiente. Considerando lo anterior, es importante que los fluidos tengan características específicas para un mejor funcionamiento del sistema, tal como el comportamiento del agua en un ciclo Rankine convencional.

En el ciclo Rankine convencional, el fluido regularmente utilizado es el agua. Según Douglas (2013) las propiedades generales para el comportamiento de dicho sistema son:

- Muy buena estabilidad térmica/química (sin riesgo de descomposición).
- Baja viscosidad (menor trabajo en la bomba).
- No es tóxico ni inflamable y, además, es medioambientalmente seguro.
- Es un fluido barato y abundante.

Sin embargo, el agua solo es utilizada para aplicaciones de alta temperatura, ya que hay que tener en cuenta la temperatura de evaporación al momento de entrada y salida de la turbina, evitando erosión en los alabes a altas rpm, altas presiones en el evaporador y la necesidad de turbinas multietapas, ya que esto representa costos mayores.

Según lo anterior, los fluidos potenciales para su empleo en un ORC son:

- Hidrocarburos (HC)
- Hidrofluorocarbonos (HFC)

- Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)
- Clorofluorocarbonos (CFC)
- Perfluorocarbonos (PFC)
- Siloxanos
- Alcoholes
- Aldehídos
- Éteres
- Hidrofluoroéteres (HFE)
- Aminas
- Mezclas de fluidos (azeotrópicas u azeotrópicas)

A lo largo de los años, ha evolucionado la búsqueda alternativa para poder cumplir con todas las especificaciones establecidas en la norma, esto se puede evidenciar en la *Figura 4*.

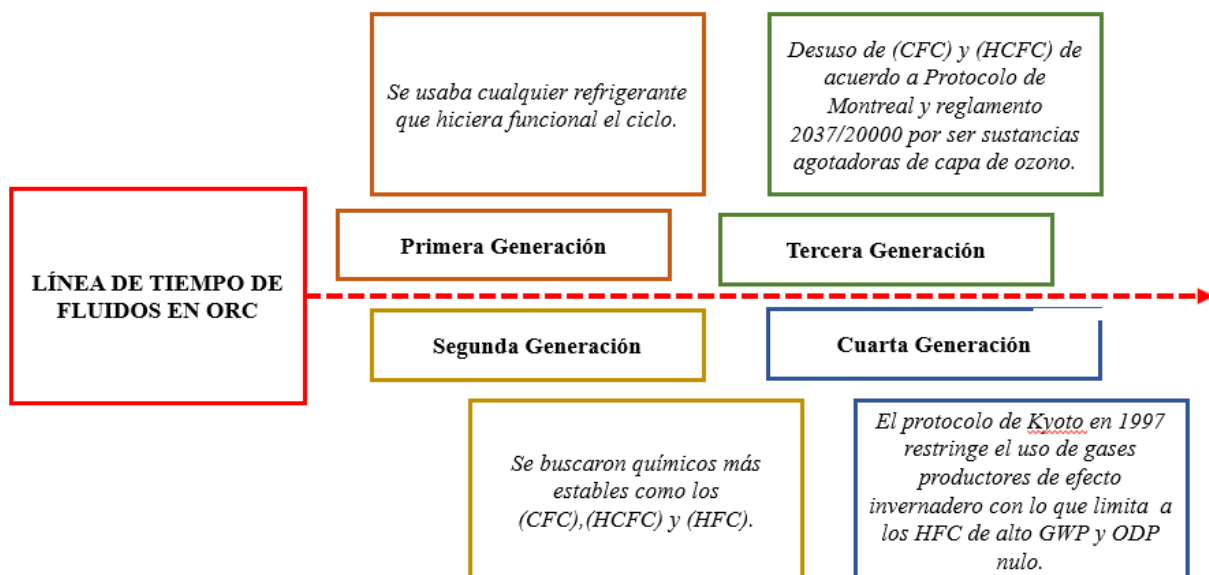


Figura 4. Línea de tiempo de fluidos en ORC (Albuixech, 2017).

3.5.1 Impacto Ambiental. Tiendo en cuenta el Reglamento Europeo de gases Fluorados (Diario Oficial de la Unión Europea, 2014), esta necesidad de búsqueda de fluidos de trabajo alternativos se hace indispensable, ya que, entre otras cosas, prohíbe el uso de equipos con un potencial de calentamiento global (GWP) mayor a 2500 y potencial de destrucción de ozono (ODP) entre 0 y 1 a partir de enero de 2020.

3.5.2 Seguridad en la Aplicación. En cuanto a las características relativas a la seguridad (toxicidad e inflamabilidad) es de gran importancia conocer a que categoría de seguridad pertenecen, ya que los fluidos alternativos propuestos deben tener una toxicidad e inflamabilidad baja o nula. La siguiente tabla muestra la clasificación de seguridad de los refrigerantes según el Standard 34 de ASHRAE:

Tabla 1.

Clasificación de Seguridad de los Refrigerantes

Tipo de inflamabilidad Del refrigerante	Baja toxicidad (TVL>=400ppm)	Alta Toxicidad (TLV<=400ppm)
Inflamabilidad alta (alta propagación de la llama)	A3	B3
Inflamabilidad media (media propagación de la llama)	A2	B2
Inflamabilidad baja(baja propagación de la llama)	A2L	B2L
Inflamabilidad muy baja (no propaga flama)	A1	B1

Nota. Clasificación de Seguridad de los Refrigerantes fuente (INTERNATIONAL STANDARD ISO 817, 2014).

3.6 Aplicaciones del ORC

Los ORC se han destacado en el aprovechamiento de energías renovables aplicándose en varios campos como lo son las plantas solares, de biomasa y geotérmicas.

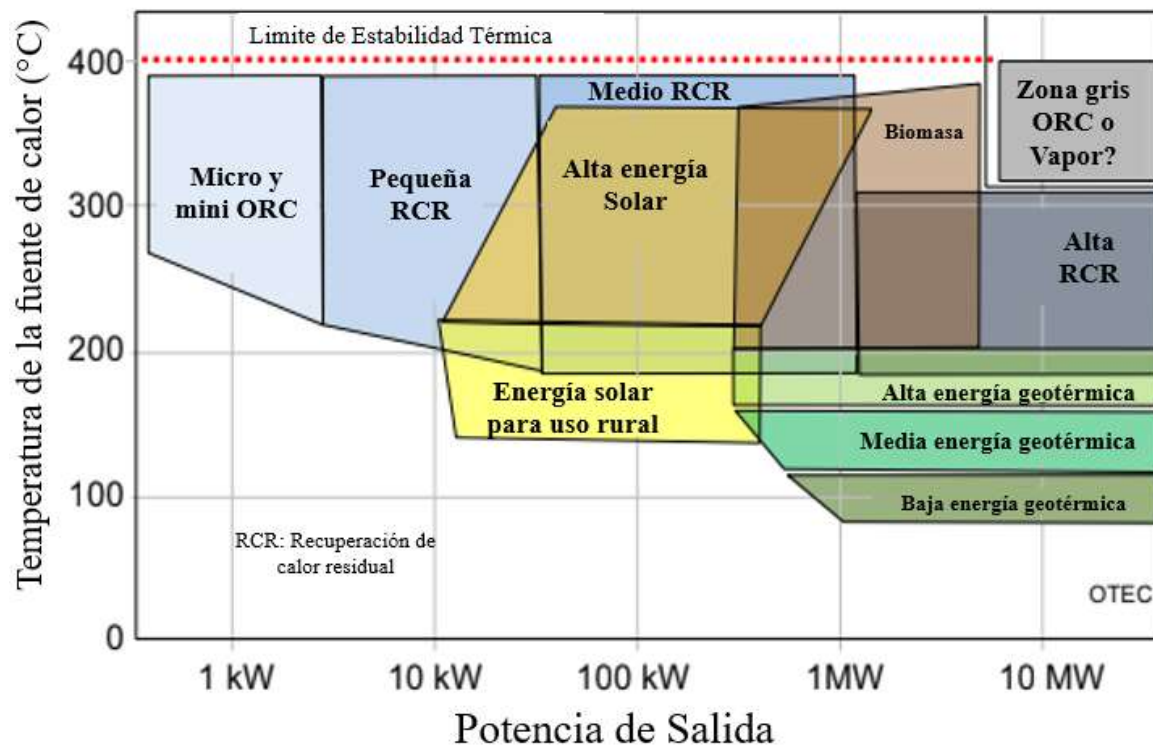


Figura 5. Una representación de los campos de aplicaciones ORC en la fuente de calor temperatura-potencia plano de salida (Ennio Macchi, 2017).

3.6.1 Plantas de Biomasa. La biomasa se presenta en muchos procesos de la agricultura o industria moderna, tales como la de la madera o los residuos agrícolas como lo son el secado del café, arroz, etc. El uso local de esta fuente es mejor debido a la abundancia y el bajo costo ya que no hay cargos extras por exportación y demás, sin embargo, la densidad energética de la biomasa es baja comparada con los combustibles fósiles (Puertas, 2016).

4. Metodología

En este capítulo se explicará cada aspecto relacionado con el dimensionamiento y simulación del ciclo ORC.

Para el diseño y simulación del proceso, inicialmente se establecieron unas condiciones, el volumen de control para el cálculo del sistema estarán determinados por los componentes principales que estén condicionados por el intercambio de energía con los alrededores como la turbina, condensador, bomba principal y evaporador; su potencia de salida neta es de 100 kW y refrigerante 134a como fluido de trabajo este cálculo se obtiene haciendo uso de la herramienta computacional Engineering Equation Solver (EES), que permitió realizar los cálculos del sistema en función de parámetros de entrada.

La programación en EES inicialmente fue realizada usando el modelo termodinámico del ciclo Rankine original, con el fin de obtener los estados termodinámicos del fluido de trabajo de referencia (R134a). A partir de estos datos, se implementó un ciclo Rankine con IHX y se comparó la eficiencia y su comportamiento, para así determinar cuál sería el más apropiado para el dimensionamiento final en la siguiente figura se observará la diferencia en cuanto a equipos entre los dos ciclos, ORC básico y ORC con IHX.

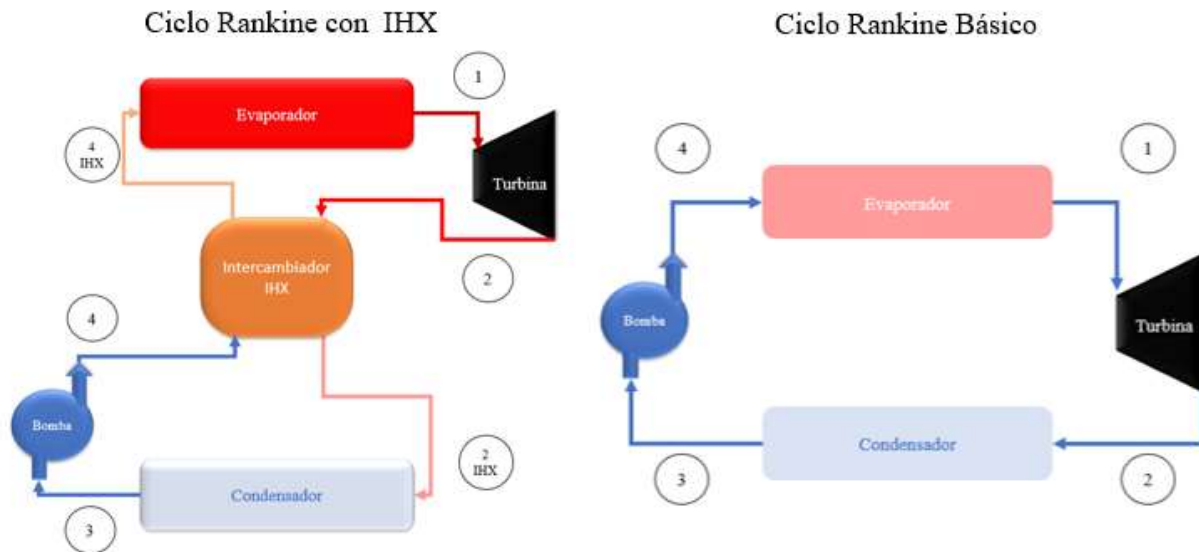


Figura 6. Comparación entre Ciclo ORC con IHX y ORC básico.

Una vez seleccionado el ciclo más eficiente, se realizó un análisis con varios refrigerantes, los cuales son: R-245fa, R-227ea y R-423a, con el fin de encontrar un fluido que fuera compatible con el sistema ORC diseñado para el R-134a, cumpliendo con el buen comportamiento en la recuperación de calor en la fuente de baja temperatura y generando un impacto ambiental mínimo.

4.1 Dimensionamiento del ORC básico:

4.1.1 Consideraciones. Para el ciclo Rankine orgánico (ORC) se tomaron sugerencias de (Fredy Vélez, 2014) y (Douglas, 2013) para el dimensionamiento total, estas consideraciones se pueden observar en la figura a continuación:

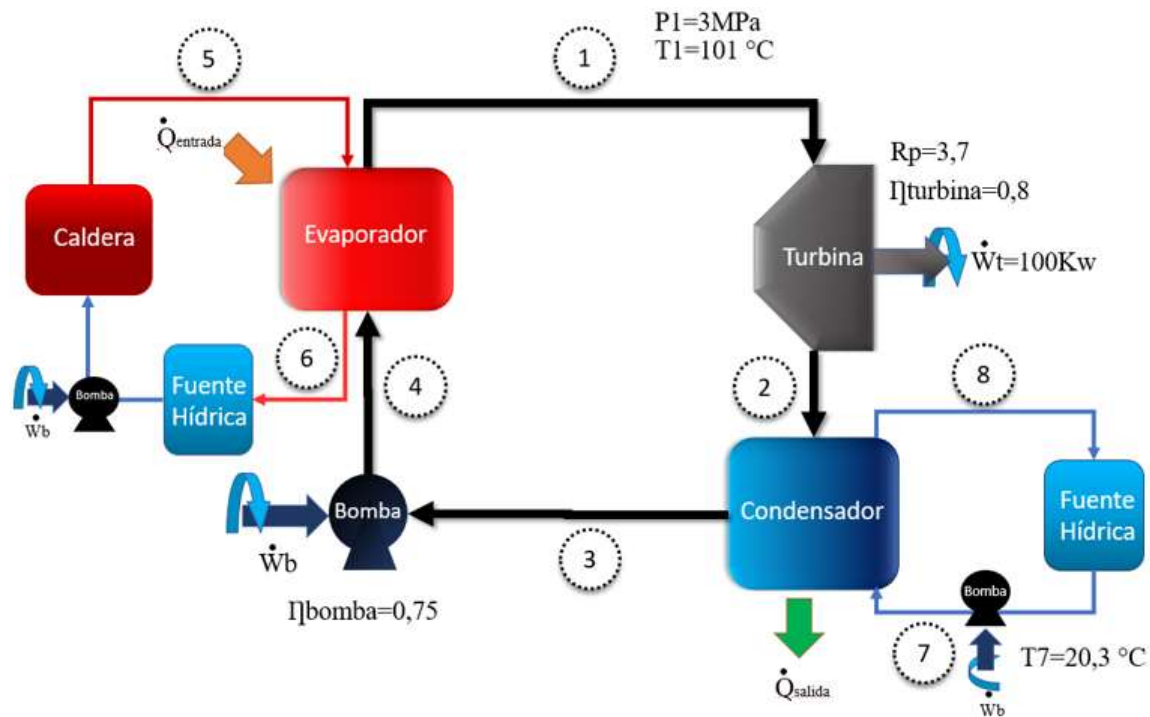


Figura 7. Ciclo Rankine Orgánico (ORC) en condiciones de parámetros de entrada.

- $T_1 = 101^\circ \text{C}$ Es una temperatura cercana a la del punto crítico del R-134a.
- $T_7 = 20,3^\circ \text{C}$ Es una aproximación a la temperatura del agua en Bucaramanga para no incluir un sistema de refrigeración al sistema. Se asumió que la fuente hídrica es ilimitada, tomando como referencia captación de un río o quebrada.
- $P_1 = 3 \text{ MPa}$, esta presión se obtuvo mediante una iteración entre la eficiencia térmica y la temperatura T_7 . En el apéndice (1) se pueden observar los factores que varían según la presión de entrada a la turbina para el ORC, en el apéndice (2) y (3) ver la curva de eficiencia VS la temperatura y la P_1 VS T_7 .
- La relación de presión de 3.7 fue una iteración en el Programa manteniendo como constante la $P_1 = 3 \text{ MPa}$ y la temperatura de salida del condensador (T_7) de aproximadamente 20°C este caso se aproximó al rango de relación de presión sugeridos por (Fredy Vélez, 2014) y (PERIS PÉREZ,

NAVARRO ESBRI, & MOLÉS RIBERA, 2015) la iteración puede observarse en la tabla en apéndice (4) y en la gráfica del apéndice (5).

- En los intercambiadores existe cambios de fase, no se consideran perdidas dentro de ellos.
- No se consideraron pérdidas de presión y fricción en la tubería.

Tabla 2.

Parámetros de entrada en el ORC Básico

Variable	Unidades	Consideraciones
T1	101°C	Temperatura cercana punto crítico del refrigerante.
T7	20.3°C	Temperatura ambiente de agua en Bucaramanga
P1	3 MPA	Presión 1
Wneto	100 kW	Trabajo neto propuesto
RP	3.7	Relación de presión
nTurbina	0.8	Eficiencia sugerida por los autores (Ennio Macchi, 2017)
nBomba	0.75	Eficiencia sugerida por los autores (Arrieta Garrido, 2012)

4.1.2 Análisis de cada componente

4.1.2.1 Expansor. El tipo de expansor que se determinó para el diseño de la planta ORC fue la turbina de vapor. Este es un elemento del ciclo que convierte la cantidad de movimiento del flujo en energía mecánica, disminuyendo la presión de evaporación hasta la presión de condensación, logrando de igual forma, reducir la temperatura. Este componente es el factor más determinante en la confiabilidad del ciclo.

En la turbina fue importante considerar el rendimiento isentrópico, la relación de presiones en la entrada y salida para garantizar el estado de vapor y un trabajo de salida de 100 kW. En este modelo se asignó un rendimiento isentrópico de 80% sugerido por (Ennio Macchi, 2017) y una relación de presiones de 3,7 entre la salida y la entrada de la turbina que se puede apreciar en el Apéndice 4 sugerida por (PERIS PÉREZ, NAVARRO ESBRI, & MOLÉS RIBERA, 2015) y (Fredy Vélez, 2014), donde se comportó termodinámicamente estable. Para el cálculo de la potencia eléctrica generada, se tuvieron en cuenta los parámetros anteriormente mencionados.

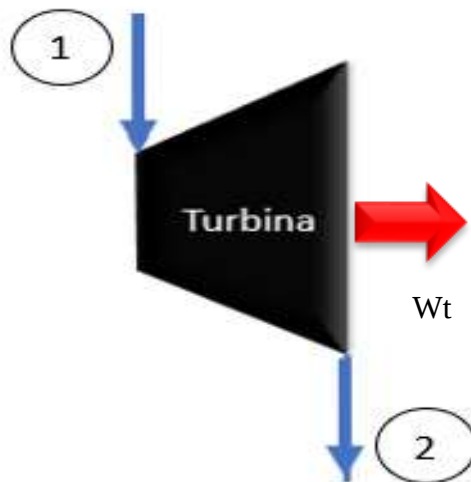


Figura 8. Representación de la Turbina en el ciclo.

El trabajo total realizado (W_t) por la turbina queda definido mediante la ecuación:

$$W_t = mr * (h_1 - h_2) \quad (1)$$

Donde:

h_1 y h_2 : Son entalpía del refrigerante a la entrada de la turbina y entalpía del refrigerante a la salida de la turbina en (kJ/kg), respectivamente.

mr : flujo másico del refrigerante en el ciclo Rankine orgánico. (kg/s)

El rendimiento isentrópico de la turbina estará dado por la ecuación:

$$n_{turbina} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (2)$$

Donde:

$n_{turbina}$: Rendimiento isentrópico de la turbina.

h_{2s} : Entalpía a la salida de la turbina en condiciones isentrópicas

4.1.2.2 Condensador. Los intercambiadores de placas intercambian calor entre dos fluidos a través de una placa metálica, circulando un fluido a cada lado a contracorriente. Entre las dos placas se forma el canal por donde circulará el fluido. Para el dimensionamiento de este intercambiador de calor, fue necesario tener parámetros importantes como lo son: la transición de vapor saturado o sobrecalentado a líquido saturado, la temperatura ambiente, la temperatura del refrigerante y el tipo de intercambiador propuesto. En este caso, se sugirió un intercambiador de placas soldadas, ya que algunos fabricantes como (KAORI HEAT TREATMENT CO., LTD, 2018) los diseñan especialmente para este tipo de sistema ORC.

En el modelo actual se propuso una entrada del refrigerante al condensador en el estado de vapor sobre calentado a una temperatura T_2 y una temperatura de condensación de 32°C , el fluido de enfriamiento fue el agua y su temperatura fue una aproximación a la del ambiente (20°C), de esta forma, se evitó el uso de torres de enfriamiento. En la *figura 9* se observa el proceso de enfriamiento en el intercambiador de calor.

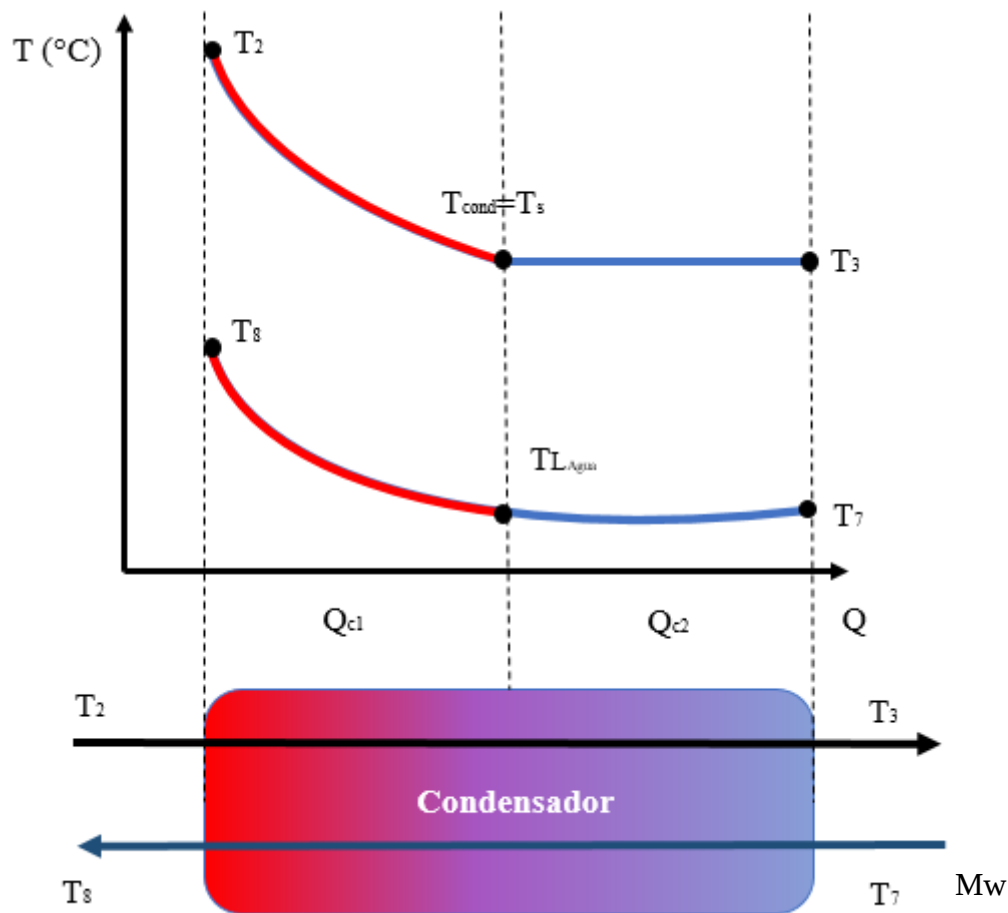


Figura 9. Condensador y grafica de enfriamiento del Refrigerante.

En el condensador se encuentran dos etapas, una etapa de enfriamiento del refrigerante, donde pasa de vapor sobrecalentado a vapor saturado y una etapa de condensación que es cuando pasa de vapor saturado a líquido saturado.

En la transición de enfriamiento a cambio de fase, el punto “L” es el punto dentro del intercambiador donde empieza a existir el cambio de fase del refrigerante también llamado Pinch Point este punto es donde se encuentra la mínima diferencia de temperatura entre los dos fluidos (Douglas, 2013), por lo que Q_{c1} es calor de enfriamiento y Q_{c2} es el de cambio de fase ambos dados en kW. (Yunes A Cengel, 2012).

$$Q_{c1} = mr * (h_2 - h_L) \quad (3)$$

$$Q_{c2} = mr * (h_L - h_3) \quad (4)$$

Donde:

h_3 : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador en (kJ/kg)

h_L : Entalpía del refrigerante en el punto L. (Vapor saturado a la temperatura T3) en (kJ/kg)

Los calores (Q_{c1}) y (Q_{c2}) entregados agua están dados por:

$$Q_{c1} = mw * cp_{water} * (T_8 - T_{L_{agua}}) \quad (5)$$

$$Q_{c2} = m_w * cp_{water} * (T_{L_{agua}} - T_7) \quad (6)$$

Donde:

mw : Flujo másico de agua en el condensador. (kg/s)

cp_{water} : Calor específico del agua a 20 °C en (kJ/(kg*°C))

El calor total intercambiado en el condensador estará dado entonces por:

$$Q_c = Q_{c1} + Q_{c2} \quad (7)$$

La diferencia de temperatura media logarítmica está definida según (ÇENGEL, 2011) por:

$$DMLT_1 = \frac{(T_2 - T_8) - (T_3 - T_{L_{agua}})}{\ln\left(\frac{T_2 - T_8}{T_3 - T_{L_{agua}}}\right)} \quad (8)$$

$$DMLT_2 = \frac{(T_3 - T_{L_{agua}}) - (T_3 - T_7)}{\ln\left(\frac{T_3 - T_{L_{agua}}}{T_3 - T_7}\right)} \quad (9)$$

Donde DMLT1 y DMLT2 pertenecen a la fase de enfriamiento y condensación respectivamente.

La razón de la transferencia de calor en un intercambiador también se puede expresar de una manera análoga a la ley de Newton del enfriamiento como (ÇENGEL, 2011):

$$Q_{c1} = U_1 A_1 * DMLT_1 \quad (10)$$

$$Qc_2 = U_2A_2 * DMLT_2 \quad (11)$$

Donde:

U_1A_1 : Es el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área de transferencia de calor en la sección de enfriamiento. (kW/°C)

U_2A_2 : Es el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área de transferencia de calor en la sección de condensación. (kW/°C)

El producto del coeficiente global de transferencia de calor total y el área total de transferencia de calor está definido por:

$$UA_{TOTAL} = U_1A_1 + U_2A_2 \quad (12)$$

Para el refrigerante se usan las siguientes ecuaciones:

Cuando el vapor entra en el condensador como vapor sobrecalentado a una temperatura T_v (T_2), en lugar de como vapor saturado, debe enfriarse hasta la temperatura de saturación (T_3) antes de que pueda condensarse, y el calor debe transferirse a la pared. La cantidad de calor liberado cuando una unidad de masa de vapor sobrecalentado a una temperatura T_v se enfría hasta T_{sat} es simplemente $c_{pv}(T_v - T_{sat})$, en donde c_{pv} es el calor específico del vapor a la temperatura promedio $(T_v + T_{sat})/2$. En este caso, el calor latente modificado de vaporización queda (ÇENGEL, 2011):

$$h_{fg} = hfg_o + 0,68 * cpl * (T_{sat} - T_s) + Cpv * (T_v - T_s) \quad (13)$$

Donde:

hfg_o : Es el calor latente de vaporización a la temperatura de saturación T_3 .

cpl : Calor específico del líquido a la temperatura promedio.

La temperatura promedio del agua está definida por:

$$T_{wprom} = \frac{T_7 + T_8}{2} \quad (14)$$

$$T_s = \frac{T_{wprom} + T_r}{2} \quad (15)$$

Donde T_s es la temperatura superficial de las placas, $T_r = T_{sat} = T_3$ es la temperatura en la cual ocurre cambio de fase en el refrigerante y T_v es la temperatura de entrada del refrigerante que puede ser vapor sobrecalentado.

La temperatura de película del refrigerante está definida por:

$$T_f = \frac{T_s + T_r}{2} \quad (16)$$

Para el calor cedido por el refrigerante se utiliza:

$$Q_c = m_r * h_{fg} \quad (17)$$

El número de placas en el condensador está dado por

$$N = \frac{A_{total}}{A_0} \quad (18)$$

Donde:

N : número de placas del intercambiador.

A_{total} : Área total de transferencia de calor.

A_0 : Área de transferencia de calor por placa que se tiene como dato inicial.

Con el número de placas se puede obtener el número de veces (n_{veces}) que el fluido pasa por las placas del intercambiador.

$$n_{veces} = \frac{N+1}{2} \quad (19)$$

El flujo másico de refrigerante que atraviesa entre dos placas (m_{r_p}) está dado por:

$$m_{r_p} = \frac{m_r}{n_{veces}} \quad (20)$$

El calor intercambiado por cada par de placas está dado por:

$$Q_P = \frac{Q_c}{n_{veces}} \quad (21)$$

Con la siguiente ecuación se puede determinar el número de Reynolds:

$$Re = \frac{4*Q_c}{P*\mu_l*h_{fg}} \quad (22)$$

Donde:

P: Perímetro mojado del condensado en (m).

μ_l : Viscosidad dinámica del líquido en (kg/m-s)

El coeficiente de transferencia de calor por convección en placas verticales con flujo de condensado turbulento se puede obtener mediante la relación propuesta en (ÇENGEL, 2011):

$$h_l = \left(\frac{Re*k_l}{(8750+58*Pr_l^{-0.5})(Re^{0.75}-253)} \right) * \left(\frac{g}{v_l^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

Donde:

g: Aceleración de la gravedad, m/s^2

Pr_l : Número de Prandtl del refrigerante en estado líquido.

k_l : Conductividad térmica del líquido, W/m°C

v_l : Viscosidad cinemática del líquido.

Las propiedades físicas del condensado se deben evaluar a la temperatura de película dada en la ecuación (16).

La viscosidad cinemática del líquido está dada por:

$$v_l = \frac{\mu_l}{\rho_l} \quad (24)$$

Donde ρ_l : Es la densidad del líquido.

Para el agua del condensador se usan las siguientes ecuaciones obtenidas de (Moya y Obando, 2006), todas las propiedades calculadas a la temperatura promedio del agua (T_{wprom}) dada en la ecuación (14).

El flujo másico de agua que atraviesa entre dos placas (mw_p) está dado por:

$$mw_p = \frac{mw}{n_{veces}} \quad (25)$$

Donde m_w y n_{veces} están definidos en la ecuación (6) y (19) respectivamente.

La velocidad de masa del agua (G_w) está definida por:

$$G_w = \frac{m_w p}{A_c} \quad (26)$$

Donde A_c es el área de la sección transversal y a su vez esta se obtiene por:

$$A_c = a * c \quad (27)$$

Donde a es el ancho efectivo de la placa y c es el espesor del empaque. (Espacio vacío)

El número de Reynolds está definido por:

$$Re_w = G_w * \frac{l_c}{\mu_w} \quad (28)$$

Donde:

μ_w : Viscosidad dinámica del agua en (kg/m-s)

L_c : Es la longitud característica y el valor se encuentra con la ecuación (29).

$$l_c = 2 * c \quad (29)$$

El número de prandtl se puede hallar mediante la ecuación (30).

$$Pr = \frac{(\mu_w * c_p)}{K_w} \quad (30)$$

Donde c_p y K_w son el calor específico y la conductividad térmica del agua respectivamente.

Luego se obtiene el factor de transferencia de calor (jhw) con:

$$jhw = a_1 * Re_w^{b_1} \quad (31)$$

Donde a_1 y b_1 son constantes que se encuentran en la tabla 3 respecto al tipo de ondulación que tienen las placas seleccionadas (Tipo V) y el número de Reynolds del agua (Re_w).

Tabla 3.

Constantes de ondulación a y b para un intercambiador de placa

Ondulaciones	Re	a1	b1	Re	a1	b1
Planas	≤ 70	1,416	-0,77	≥ 1000	0,178	-0,24
Horizontales	≤ 150	0,421	-0,55	≥ 300	0,378	-0,39
Tipo V	≤ 25	0,755	-0,54	≥ 40	0,52	-0,39

Nota. Constantes de ondulación a y b para un intercambiador de placas, fuente (Wagner Moya, 2006)

El coeficiente de transferencia de calor por convección para el agua (h_w) estará dado por:

$$h_w = Gw * jhw * \frac{Cp}{pr^{(\frac{2}{3})}} \quad (32)$$

El coeficiente global de transferencia de calor en el condensador U_c está dado por:

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_w} + \frac{t}{K_m} + \frac{1}{h_l} \quad (33)$$

Donde:

K_m : es la conductividad del material de las placas

t : es el espesor de las placas

h_w y h_l : son los coeficientes de transferencia de calor por convección del agua y el refrigerante, respectivamente.

4.1.2.3 Bomba. Este elemento es el encargado de elevar la presión del fluido por el sistema, para así, hacerlo circular. Este componente es el único que consume energía eléctrica. En la bomba, al igual que en la turbina, fue necesario establecer una serie de parámetros para su funcionamiento adecuado, como lo son: eficiencia isentrópica, presión de alta (impulsión), presión de baja (succión) y caudal. La eficiencia isentrópica sugerida fue de 75% por (Arrieta Garrido, 2012) y

una presión de alta de $P_4 = 3 \text{ MPa}$ tomada de la iteración anteriormente consignada sabiendo que $P_1 = P_4$.

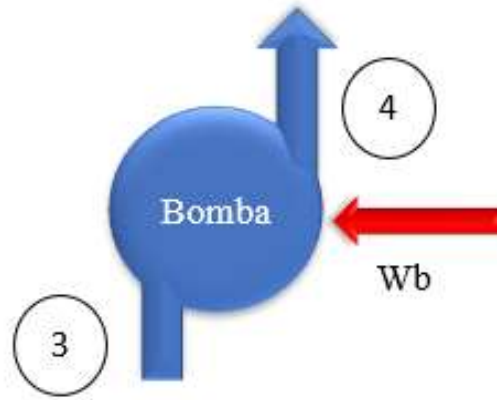


Figura 10. Bomba Principal en el ORC.

La ecuación que define la potencia de la bomba principal es la siguiente:

$$W_b = \dot{m}r * (h_4 - h_3) \quad (34)$$

Donde h_3 y h_4 son las entalpías a la entrada y salida de la bomba respectivamente.

El rendimiento isentrópico de la bomba estará dado por la ecuación:

$$n_{bomba} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (35)$$

Donde:

n_{Bomba} : Rendimiento isentrópico de la bomba.

h_{4s} : Entalpía a la salida de la bomba en condiciones isentrópicas.

Para el caudal de refrigerante con el que trabaja la bomba se utilizó la ecuación (35).

$$Caudal_r = \frac{\dot{m}_r}{\rho_r} \quad (36)$$

De donde ρ_r es la densidad del refrigerante en la entrada de la bomba.

Estas ecuaciones son aplicadas de igual forma para las bombas auxiliares del sistema como Bomba del condensador y bomba del evaporador.

4.1.2.4 Evaporador. En el evaporador, de forma similar al condensador, se usó un intercambiador de calor de placas soldadas. La diferencia entre estos intercambiadores radica en que este último, se utilizó para evaporar el fluido mediante el intercambio de agua a alta temperatura que viene de la caldera de biomasa.

Al igual que el condensador, en el evaporador hay dos etapas en el intercambio de calor, un calor latente y un calor sensible, pero esta vez en el lado del refrigerante. Porque el refrigerante primero entra a la temperatura T_4 y ocurre un cambio de fase hasta llegar a vapor saturado, después de esto empieza a sobrecalentarse hasta que logra la temperatura T_1 . En la *figura 11* se puede observar el proceso de calentamiento en el evaporador.

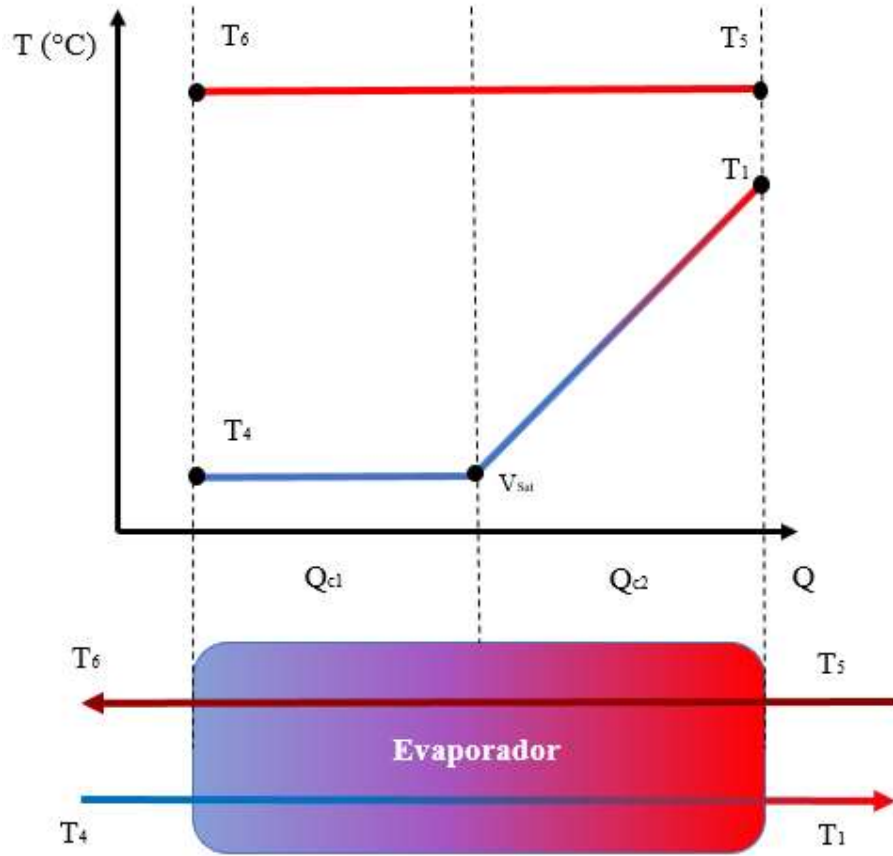


Figura 11. Evaporador y grafica de Calentamiento del Refrigerante.

Entonces Q_{cal1} será el calor latente y Q_{cal2} será el calor sensible en el refrigerante y estarán dados por las ecuaciones (37) y (38) respectivamente.

$$Q_{cal1} = mr * (h_g - h_4) \quad (37)$$

$$Q_{cal1} = mr * (h_1 - h_g) \quad (38)$$

$$Q_{cald} = Q_{cal1} + Q_{cal2} \quad (39)$$

Donde:

h_4 y h_1 : Son las entalpías del refrigerante a la entrada y salida de la caldera respectivamente.

h_g : Entalpia del refrigerante como vapor saturado a la temperatura 4 (T_4).

Q_{cald} : Calor total transferido en el evaporador.

Después se calculan las mismas propiedades del condensador, pero con los datos del evaporador. Para el agua como en esta ocasión sí hay cambio de fase se calculan igual al refrigerante.

La potencia de todas las bombas va a estar dada por:

$$W_{bombas} = W_{b_{real}} + W_{b_{condensador}} + W_{b_{caldera}} \quad (40)$$

Donde:

$W_{b_{real}}$: Es la potencia real de la bomba principal.

$W_{b_{condensador}}$: Potencia real de la bomba en el condensador.

$W_{b_{caldera}}$: Potencia real de la bomba en la caldera.

Las potencias reales de las bombas se hallaron de catálogo (Grundfos Colombia, 2019)

La potencia neta de la planta será entonces:

$$W_{neta} = W_t - W_{bombas} \quad (41)$$

La eficiencia térmica del sistema será obtenida mediante:

$$n_{termica} = \frac{W_{neta}}{Q_{cald}} * 100 \quad (42)$$

4.2 Dimensionamiento del ORC con Internal Heat Exchanger (IHX)

4.2.1 Consideraciones. En este sistema se conservaron las mismas condiciones del ORC básico, lo que implica que en el análisis la diferencia radica en las ecuaciones adicionales del intercambiador.

- La variación de UA-IHX con respecto a $T_7=20.3$ °C (temperatura de entrada de agua del condensador), se puede observar en los apéndices (9) y (10).

Eficiencia y parámetros de entrada o consideraciones iguales al ORC básico tales como las presentados en la tabla 4 y la *figura 12*.

Tabla 4.

Parámetros de entrada propuestas para ambos ciclos Básico e IHX

Variable	Unidades	Consideraciones
T1	101°C	Aproximación al punto critico
T7	20.3°C	Aproximación de temperatura agua Bucaramanga
P1	3 MPA	En el apéndice 1 y 2 se describe el comportamiento de la presión respecto a la T7
Wneto	100 kW	Trabajo propuesto
RP	3,7	Relación de presión iterada sugerida para mantener el T7
nTurbina	0,8	Sugerida por (Fredy Vélez, 2014)
nBomba	0,75	Sugerida por Catálogo (Arrieta Garrido, 2012)

Nota. Parámetros de entrada propuestas para ambos ciclos Básico e IHX tomadas de las consideraciones en la tabla 2.

4.2.2 Análisis de los Componentes IHX

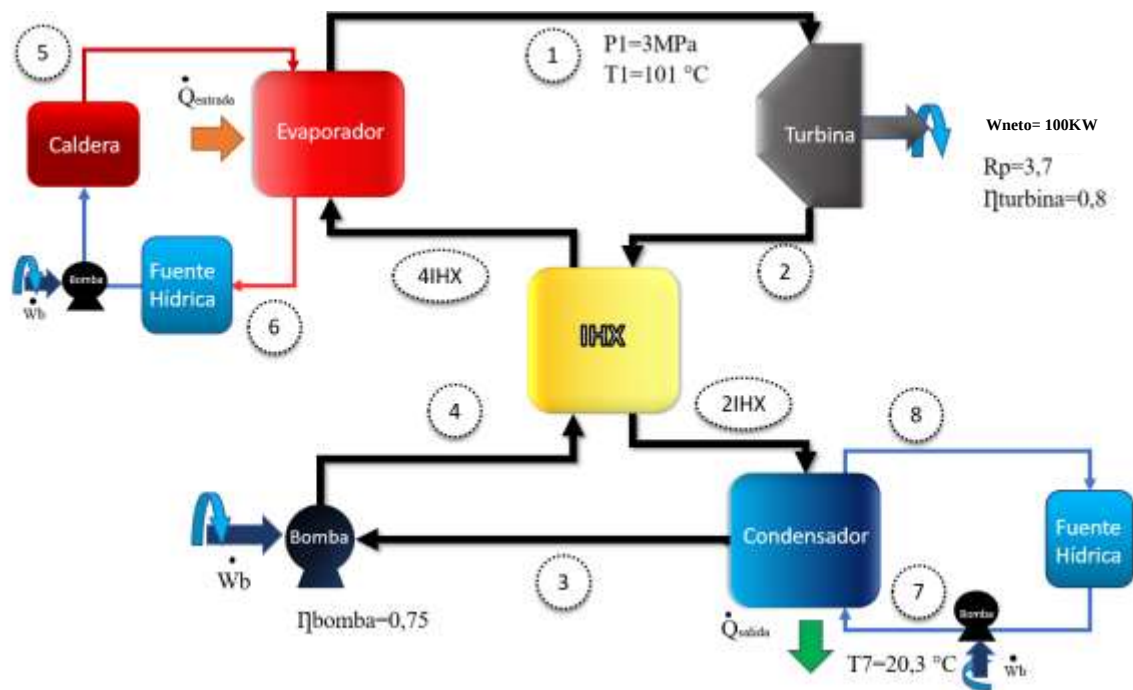


Figura 12. ORC con IHX en condiciones de parámetros de entrada

4.2.2.1 Intercambiador IHX

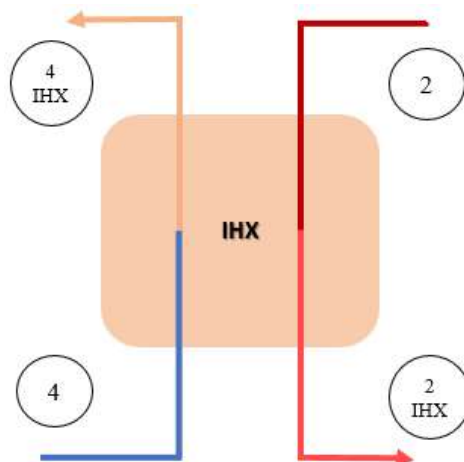


Figura 13. Intercambiador IHX

El calor cedido o ganado en el intercambiador de calor interno (Q_{ix}) está dado por las ecuaciones:

$$Q_{ix} = mr * (h_2 - h_{2ix}) \quad (43)$$

$$Q_{ix} = mr * (h_{4ix} - h_4) \quad (44)$$

Donde:

h_{2ix} : Es la entalpía del refrigerante en el punto 2ihx.

h_{4ix} : Es la entalpía del refrigerante en el punto 4ihx.

h_4 : Entalpía a la salida de la bomba principal.

h_2 : Entalpía a la salida de la turbina.

(Los puntos 2,4, 2ihx y 4ihx se pueden observar en la figura 12).

Al igual que en la ecuación 10 y 11 el calor se puede expresar de manera análoga a la ley de newton de enfriamiento como:

$$Q_{ix} = UA_{ihx} * DMLT \quad (45)$$

Donde:

UA_{ihx} : Es el producto del coeficiente global de transferencia de calor y el área de transferencia de calor en el intercambiador de calor interno (IHX). (kW/°C)

DMLT: Es la diferencia de temperatura media logarítmica en el IHX y está dado por:

$$DMLT = \frac{(T_{2ix} - T_4) - (T_2 - T_{4ix})}{\ln\left(\frac{T_{2ix} - T_4}{T_2 - T_{4ix}}\right)} \quad (46)$$

Donde:

$T_4, T_2, T_{4ix}, T_{2ix}$ son las temperaturas en los puntos 4, 2, 4ihx y 2ihx respectivamente.

4.3 Desestimación del ciclo básico con IHX

En uno de los planteamientos iniciales para el ciclo se analiza la posibilidad de incluir un intercambiador para mejorar la eficiencia del sistema. Para poder observar la viabilidad de este, se simuló cada uno de los sistemas independientes, se compararon y mostraron en los análisis de resultados en la tabla 15.

4.4 Selecciones de Fluidos de Trabajo

Los fluidos idóneos para la sustitución del refrigerante principal R-134a, deben tener un comportamiento aceptable para las condiciones descritas en el marco teórico, por tal razón, se implementaron una serie de criterios para una elección adecuada. El análisis fue posible gracias a la base de datos del software EES, la cual aporta las propiedades termo físicas de cada fluido ver apéndice (12).

4.4.1 Criterios para tener en cuenta:

1. Pendiente positiva de la línea de vapor saturado en el diagrama T-s, es decir, se quiere trabajar con fluidos secos.
2. Temperatura del punto crítico superior a 90 °C por marcar un límite mínimo en la temperatura de la fuente de calor.
3. Presión de condensación superior a 1 bar para evitar entrada de aire. Para ello, se establece la temperatura del fluido a la salida del condensador en un rango de 30 a 40°C. No será

calculada la presión de condensación para aquellos fluidos que no permitan trabajar entre este rango de temperaturas.

4. Fluidos que son medioambientalmente más beneficiosos al presentar un potencial nulo de destrucción de la capa de ozono (ODP) y bajo potencial de calentamiento global (GWP).
5. Fluidos que sean compatibles con los materiales de los equipos y accesorios que componen la instalación, así como aquellos fluidos que no sean tóxicos ni inflamables (clasificación de seguridad dada por el ASHRAE atendiendo: al valor límite de peso promedio del fluido orgánico (TLV-TWA) para índice de toxicidad (C, ppm) y al límite inferior (LI) y superior (LS) de inflamabilidad (F, % v/v volumen del fluido cuando forma una mezcla con el aire) para índice de inflamabilidad (Douglas, 2013).

4.4.2 Fluidos Tomados de la librería de EES

Tabla 5.

Refrigerantes en la librería de EES

Refrigerantes de la librería de EES			
R11	R141b	R23	Siloxane_3
R12	R142b	R236fa	Vapor_IAPWS
R13	R143a	R290	Vapor_NBS
R113	R218	R32	Acetona
R114	R22	R404A	Ammonia
R116	R22_mh	R407C	Ammonia_mh
R123	R227ea	R41	Benceno
R124	R23	R410A	C6_Fluorocetona
R125	R236fa	R423A	Ciclohexano
R134a	R290	R500	Dimetilcarbono

Refrigerantes de la librería de EES			
R245fa	R32	R502	Dimetiléter
R1234yf	R404A	R507A	Etanol
R1234yf_mh	R407C	R508B	Etilbenceno
R1234ze	R41	R600	Sulfuro de hidrógeno
R134a_mh	R410A	R600a	Ice
R13B1	R423A	R718	Isobutano
R14	R500	R744	Isopentano
R141b	R502	FC72	Isopropanol
R142b	R507A	FC87	Metanol
R143a	R508B	HFE7000	m-Xileno
R218	R600	HFE7500	n-Butano
R22	R600a	HFE7100	n-decano
R22_mh	R718	Siloxane_1	n-dodecano
R227ea	R744	Siloxane_2	n-heptano
p-xileno	o-xileno	Dióxido de azufre	Toluene

Nota. Tabla de diferentes refrigerantes, fuente (Douglas, 2013). Ver tabla completa en Apéndice 12.

4.5 Simulación con Diferentes Refrigerantes

Los parámetros de diseño para cada refrigerante están sujetas a una planta diseñada con ORC básico, por esta razón se evaluaron las siguientes condiciones:

1. Ser funcional en los cinco componentes fundamentales de la planta (bomba, caldera, evaporador, condensador y turbina) variando valores como presión y temperatura hasta que sean compatibles.

2. Mantener la potencia neta de 100 kW.
3. Funcionamiento de la planta con una eficiencia cercana a la del R-134a.

4.6 Perdidas de presión debido a la carga por fricción:

4.6.1 En Intercambiadores. Se utilizan las siguientes ecuaciones:

Cantidad de flujo que pasa entre cada dos placas (w) obtenida de la ecuación:

$$w = \frac{mr}{N} \quad (47)$$

Donde mr es la masa del refrigerante y N es el número de placas en el intercambiador, dado por la ecuación 18.

El caudal que circula entre cada par de placas dado por:

$$Q = \frac{w}{\rho} \quad (48)$$

Donde ρ es la densidad del refrigerante a la temperatura de película del refrigerante (T_f , dada en la ecuación 16).

La velocidad de flujo del refrigerante estará dada entonces por:

$$V = \frac{Q}{Ac} \quad (49)$$

Donde Ac es el área de la sección transversal obtenida en la ecuación (27).

La longitud de la placa entre diámetros de tubería dado por (KAORI HEAT TREATMENT CO., LTD, 2018) tiene un valor de $L=0.8910$ m.

El diámetro hidráulico estará dado según la siguiente ecuación sugerida (ÇENGEL, 2011)

$$Dh = \frac{4 * Ac}{p} \quad (50)$$

Donde P es el perímetro de la sección transversal.

El número de Reynolds estará dado por:

$$Re = \frac{V * Dh * \rho}{\mu_r} \quad (51)$$

Donde μ_r es la viscosidad dinámica del refrigerante. Obtenida a la temperatura de película del refrigerante.

La rugosidad del material de las placas del intercambiador (cobre) según (ÇENGEL, 2011)

es $\varepsilon = 1.5 * 10^{-6} \text{m}$.

La velocidad de masa del refrigerante (G) está definida por:

$$G = \frac{w}{A_c} \quad (52)$$

El número de pasos del refrigerante por las placas (n-veces) dado según la ecuación (19)

Las pérdidas de fricción en un intercambiador de placas para un fluido con cambio de fase.

Según (SamPedro, 2017) se calculan mediante las siguientes 5 ecuaciones:

Pérdidas debido a la energía cinética del fluido

$$\Delta P_f = n_{veces} * \left(1.425 * \frac{G^2}{2\rho} \right) \quad (53)$$

Pérdidas debido al momento

$$\Delta P_a = G^2 * (vg - vf) * x \quad (54)$$

Donde vg y vf son los volúmenes específicos de vapor saturado y liquido saturado respectivamente y x es la calidad de entrada del fluido

Pérdida debido a la gravedad

$$\Delta P_g = g * \rho * L \quad (55)$$

Pérdida debido a las conexiones

$$\Delta P_c = \left(1.5 * \frac{G^2}{2\rho} \right) \quad (56)$$

La caída total de presión en el intercambiador será entonces:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g + \Delta P_c \quad (57)$$

4.6.2 En tuberías. Al calcular la caída de presión en cada una de las cuatro tuberías del sistema.

Se supuso que la velocidad en cada tubería es la misma en toda la sección

Para los diámetros de la tubería 1 y 2 se basó en el catálogo (KAORI HEAT TREATMENT CO., LTD, 2018) que recomienda tuberías de 22.36 mm hasta 79.4 mm, para este caso se escogió el $D = 63.5$ mm para estas dos líneas. Para la tubería de succión y descarga de la bomba, es decir la 3 y 4 respectivamente, se escogieron los diámetros basados en las recomendaciones de (Mott, 2006). Utilizando los valores de diámetro de 37.61 mm y 31.62 mm para las tuberías 3 y 4 respectivamente.

Primero se calculó la densidad a la temperatura y presión de cada punto, y con el flujo másico se halló el caudal de cada línea así:

$$Q_i = \frac{mr}{\rho} \quad (58)$$

Donde:

Q_i : caudal del refrigerante en cada tramo de tubería.

El área de sección transversal está dada por:

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (59)$$

Donde D es el diámetro en metros de la tubería previamente seleccionado.

La velocidad de flujo de refrigerante se calcula mediante:

$$V = \frac{Qi}{A} \quad (60)$$

En la práctica, resulta conveniente expresar la pérdida de presión para todos los tipos de flujos internos completamente desarrollados (flujos laminares o turbulentos, tubos circulares o no circulares, superficies lisas o ásperas, tubos horizontales o inclinados) como (ÇENGEL, 2011).

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \left(\frac{V^2}{2} \right) * \rho \quad (61)$$

Donde

L es la longitud de cada tramo de tubería en metros.

Y f es el factor de fricción de Darcy-weisbach dado por la ecuación:

$$f = \frac{0.25}{\log^2 \left(\frac{\varepsilon}{3.7 * D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right)} \quad (62)$$

La siguiente tabla muestra las longitudes de cada tubería en el ciclo principal, Se obtuvieron por medio de la distribución dada de los equipos.

Tabla 6.

Longitud de tuberías utilizadas en el ciclo ORC

Línea	Descripción	Longitud total (mm)	Accesorios	Diámetro (mm)
1	Tubería entre la salida del evaporador y la entrada de la turbina	300	1 codo 90°	63,5
2	Tubería entre la salida de la turbina y la entrada del condensador	477	1 codo 90°	63,5
3	Tubería entre la salida del condensador y la bomba principal	1160	-	37,61
4	Tubería entre la salida de la bomba principal y la entrada del evaporador	2916	3 codos 90°	31,62

Nota. Las longitudes de las tuberías fueron determinadas de acuerdo a la distribución sugerida de los equipos

5. Costos Total de Planta

Uno de los aspectos críticos para el diseño de la planta es la prefactibilidad económica y la recuperación del costo total en la planta. La inversión total depende directamente del costo de los equipos que estarán determinadas por la potencia neta producida por el ciclo, puesta en marcha, capital de trabajo, subsidio para fondos utilizados durante la construcción, costos por operación y mantenimiento, obra de mano, nomina, supervisión y costos misceláneos directos. Como se puede ver en la figura a continuación.

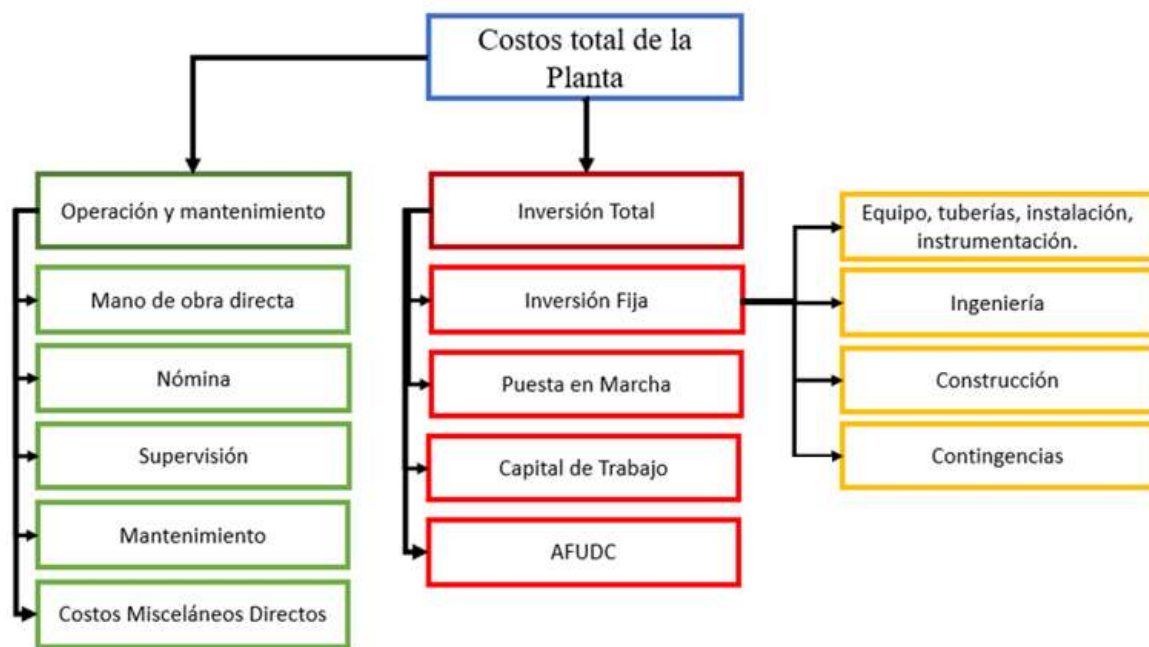


Figura 14. Estructura para el análisis económico Fuente: (Fontalvo-Lascano, Romero, Teheran, Barros, & Balbis-Morejon, 2008)

5.1 Inversión Total

La inversión total como bien se puede observar en la *figura 14* está compuesta por 4 principales ítems: Inversión fija, puesta en marcha capital, de trabajo y AFUDC.

La inversión fija tiene la particularidad de seccionarse en 4 partes. Una de estas son los costos por equipo, para este caso se acogió la sugerencia de (Arrieta Garrido, 2012) para el cálculo de los componentes principales, por catálogos la bomba principal y algunos componentes secundarios como refrigerante y caldera. El cálculo de las otras 4 partes (Fontalvo-Lascano, Romero, Teheran, Barros, & Balbis-Morejon, 2008) y (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996) nos sugiere un rango de porcentaje por Capital fijo de inversión este puede ser observado en la tabla 7 .

En Los otros 3 ítems Puesta en marcha ,capital de trabajo y AFUDC fueron sugeridos valores en porcentaje por los mismos autores (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996) y (Fontalvo-Lascano, Romero, Teheran, Barros, & Balbis-Morejon, 2008) que pueden ser observadas de igual forma en la tabla 7.

5.1.1 Inversión Fija

5.1.1.1 Cálculo de Costos por componentes del ciclo. En este análisis financiero de la planta ORC estará determinada por sus principales componentes: Turbina, bomba e intercambiadores de calor, componentes secundarios para el funcionamiento como: caldera de biomasa, bombas auxiliares, tubería y refrigerantes a utilizar.

La estimación de los costos por equipo son dependientes de las condiciones de operación del ciclo como: Áreas, flujos volumétricos, flujos másicos y potencias generadas (Sanin & Martinez, 2015)

El método de estimación de costos a utilizar determina el costo de inversión en base al año 2003 para el intercambiador y 2008 para los otros componentes por lo que se hace una corrección por año de ejecución del diseño, todo por motivos de inflación durante los periodos, para esta corrección se utilizan los índices de Marshall y Swift. El costo presente por equipo está dado por la siguiente ecuación

$$C_p = C_o * \left(\frac{I_p}{I_o} \right) \quad (63)$$

Donde

C_p = Costo de valor presente

C_o =Costo base

I_p =Índice de costos año de ejecución

I_o =Índice de costos año base

5.1.1.1.1 Intercambiadores de Calor. El cálculo de costos en un intercambiador de calor se da dependiendo de área de transferencia según (Vilches Orrego, 2013) este sugieren que entre más datos de construcción del intercambiador mayor será la aproximación estos solo para los intercambiadores de carcasa y tubos pero también sugiere que para los intercambiadores de placas se puede hacer el cálculo solo con el área de transferencia mediante la siguiente ecuación:

$$C_i = 702 * A^{0.6907} \quad (64)$$

Donde

A = El área de transferencia de calor total en el intercambiador

5.1.1.1.2 Sistema de impulsión. Para estimar los costos en los sistemas de impulsión están divididos de la siguiente forma: Sistema principal, que está determinada por la bomba principal del ciclo ORC y los sistemas auxiliares respectivamente, una para el sistema de enfriamiento en el condensador y otra para en el evaporador. Cada una de estas tiene un caudal diferente por lo que la relación aproximada al costo es sugerida por (Arrieta Garrido, 2012) en las bombas es:

$$C_b = 3300 + 48(Q)^{1.2} \quad (65)$$

C_b = Costo de bomba

Q = Caudal en (l/s)

5.1.1.1.3 Turbina. Para estimar el costo de la turbina se emplea la siguiente relación.

$$C_t = 1000 * S_t \quad (66)$$

Donde

S_t = se refiere a la potencia de generación de la turbina en kW

5.1.1.1.4 Estimación total de costo de equipos. Tras precisar los costos de los equipos que componen la planta ORC, es posible conocer el costo total de inversión, estos costos pueden variar dependiendo el año de compra, demanda y compañía de compra, la estimación total de inversión está determinada por la ecuación 67 según (Sanin & Martinez, 2015).

$$C_{total} = C_i + C_b + C_t + C_c \quad (67)$$

Donde

C_c = Costo de la caldera

Tabla 7.

Capital total de inversión

Descripción de costo	Porcentaje	Base del cálculo del porcentaje	Parámetro
Costos Directos	28%	Capital de Inversión Fijo	Tubería, instalación de equipos, instrumentación, equipos eléctricos, Trabajo civil, terreno e instalación de servicios.
Costos Indirectos	45%	Capital de Inversión Fijo	Supervisión e ingeniería, Costos de construcción, incluidas ganancias de contratistas y contingencias
Otros Gastos	5%	Capital de Inversión Fijo	Puesta en Marcha
	10%	Capital de Inversión Total	Capital de Trabajo
	15%	Capital de Inversión Fijo	Subsidio para fondos utilizados durante la construcción (AFUDC)

Nota. Capital total de inversión Fuente: (Fontalvo-Lascano, Romero, Teheran, Barros, & Balbis-Morejon, 2008).

5.2 Operación y Mantenimiento

Como se observa en la figura 14 Los costos de operación y mantenimiento comprenden los siguientes gastos: mano de obra directa, supervisión, cargos de nómina, mantenimiento, y gastos directos misceláneos. La mano de obra directa se calcula mediante una ecuación sugerida por (Fontalvo-Lascano, Romero, Teheran, Barros, & Balbis-Morejon, 2008) donde define las

relaciones como costos de tiempo, tiempo de trabajo anual y número de trabajadores. La tabla 8 define los ítems como La supervisión, cargos de nómina mantenimiento y gastos directos misceláneos que van directamente relacionados con la mano de obra directa.

5.2.1 Mano de Obra Directa

$$C_{\text{mano de obra directa}} = C_h * N_L * H_A \quad (68)$$

Donde

C_h =Es el tiempo del costo

H_a =Es el tiempo de trabajo anual

N_L =Es el número de trabajadores se calcula mediante el método de Ulrich

5.2.1.1 Método De Ulrich

Este método está determinado de por la siguiente ecuación

$$\text{Número}_{\text{operaciones por turno}} = \sum \text{Número de operarios por turno} * \text{Número de equipos}$$

Tabla 8.

Costos de Operación y mantenimiento

Parámetro	Porcentaje	Base
<i>Cargos de nomina</i>	35%	Costos de mano de obra y supervisión
<i>Gastos de Supervisión</i>	15%	Costos de mano de obra directa
<i>Gastos de mantenimiento</i>	6%	Inversión de capital fijo

Parámetro	Porcentaje	Base
<i>Suministros Operativos</i>	5-7%	Costos de mano de obra directa
<i>Lavandería</i>	10-15%	Costos de mano de obra directa
<i>Laboratorio</i>	10-15%	Costos de mano de obra directa

Nota. Costos de Operación y mantenimiento según (Bejan, Tsatsaronis, & Moran, 1996).

Tabla 9.

Factor de números por turnos de operación

Ítem	Valor	Unidades
Tiempo de trabajo por	8	h/Día
operario	6	Días/Semana
Vacaciones	15	Días
Semanas laboradas	50	Semanas
Turnos operador	300	Turnos/Año
Tiempo de Operación	24	h/Día
de la planta	365	Días/año
Turnos diario	3	Turnos/día
operador		
Turnos al año de la	1095	Turnos/año
planta		

Tabla 10.

Salario de Operadores

Salario	Valor (USD)	
Salario mensual promedio Operario	\$	271.66
Salario anual por operario	\$	3,259.91

Nota. Tabla de Salario de Operadores en Colombia

Periodo de Recuperación de Inversión

Para este proyecto se necesita conocer cuánto va a ser el tiempo de recuperación de la inversión

Para esto es necesario conocer el precio de KWh, dicho valor esta dado para el 2019 en (534.810 COP) o (0.157USD) (ESP, 2019) y la tasa de descuento de la inversionista sugerida en 1% por (Leland & Tarquin, 2012)este se puede determinar mediante las ecuaciones.

$$G_a = W_{neto} * T_o * \$KWh \quad (69)$$

Donde

Ga: Ganancias anuales

To: Tiempo de operación de la planta (hora)

\$KWh: Precio de KWh según la ESSA

$$A = G_a - C_a \quad (70)$$

Donde

A: Ganancias anuales Netas

Ca: Costos Anuales

$$\frac{A}{I_o} = \frac{((1+i)^n * i)}{((1+i)^n - 1)} \quad (71)$$

Donde

I_o = Inversión inicial

n = Tiempo de recuperación de inversión en años.

i =Tasa de descuento del inversionista

6. Análisis de resultados

En este capítulo se adjuntaron los resultados obtenidos a partir del modelo del ORC básico, ORC con IHX, ORC básico con diferentes refrigerantes con los criterios descritos anteriormente, pérdidas por fricción para intercambiadores y tuberías y costos de planta.

En primer lugar, se exponen los resultados de pérdidas por fricción en tuberías e intercambiadores, seguido del ORC básico y ORC con IHX para determinar las condiciones de diseño de la planta. Posteriormente, se escogen los refrigerantes de acuerdo con los criterios que se tuvieron en cuenta, se presenta la simulación de diferentes refrigerantes en el modelo más adecuado y último se exponen los cálculos de costos de la planta.

5.2 Resultados de pérdidas por fricción.

5.2.1 Pérdidas de presión por fricción en intercambiadores. Realizando los cálculos respectivos en EES se obtiene pérdidas de presión de 9442 Pa y 10205 Pa, para el condensador y el evaporador respectivamente Según (Moya y Obando, 2006) en intercambiadores de calor de

placas es aceptable que una caída de presión máxima de 35000 Pascales por lo que el resultado presentado en la tabla 11 es coherente con las pérdidas.

Tabla 11.

Pérdidas de presión por fricción en intercambiadores de calor

Nº	Componente por evaluar	Unidades
1	Condensador	9442 Pa
2	Evaporador	10205 Pa

Nota. Resultados de pérdidas de presión por fricción en evaporador y condensador.

5.2.2 Pérdidas de presión por fricción en tuberías. Realizando los cálculos respectivos se obtienes las siguientes caídas de presión por fricción en las tuberías ver tabla 12.

Tabla 12.

Pérdidas de presión por fricción en las tuberías

Nº	Componente por evaluar	Unidades
1	Tubería 1	490 Pa
2	Tubería 2	2851 Pa
3	Tubería 3	3739 Pa
4	Tubería 4	21724 Pa

Nota. Pérdidas de carga por fricción en las tuberías en cada uno de los tramos del ciclo principal.

5.2.3 Comparación entre los modelos de diseño con y sin pérdidas. A continuación, se presenta una comparación entre el ciclo ORC Básico con y sin pérdidas de presión por fricción en tuberías e intercambiadores, donde se observan las diferencias y similitudes en los componentes a evaluar. Las diferencias más importantes radican en los calores del condensador y evaporador, la potencia de la bomba y la eficiencia térmica.

Se puede analizar que la diferencia entre los resultados de uno respecto al otro varia mínimamente en 0.138 % en la eficiencia térmica y 0.032 MPa en la presión de alta. No hay cambios significativos en ninguno de los componentes por lo que para los cálculos siguientes no se tuvieron en cuenta las pérdidas por fricción en las tuberías ni en los intercambiadores de calor. En la tabla 13 podemos ver la comparación entre los resultados del ciclo con y sin pérdidas.

Tabla 13.

Resultados ORC Básico vs ORC Básico con pérdidas por fricción

Componente por evaluar		Unidades	
		Sin pérdidas	Con pérdidas
Calores	Calor del Condensador	987.9 kW	1005 kW
	Calor del Evaporador	1092 kW	1109 kW
Eficiencia Térmica del Ciclo	Eficiencia Térmica	9.189 %	9.051%
Flujo Másico	Flujo Másico del Ciclo	5.261 kg/s	5.342 kg/s
	Flujo Másico Condensador	26.24 kg/s	26.69 kg/s
Potencia Consumida	Bomba Principal	12.94 kW	13.33 kW
Presiones generales	P1	3 MPa	3 MPa
	P2	0.8159 MPa	0.8159 MPa
	P3	0.8159 MPa	0.801 MPa
	P4	3 MPa	3.032 MPa

Nota. Tabla de Resultados ORC Básico vs ORC Básico con pérdidas por fricción.

5.3 Resultados de modelamiento en el punto de diseño

5.3.1 Ciclo ORC Básico

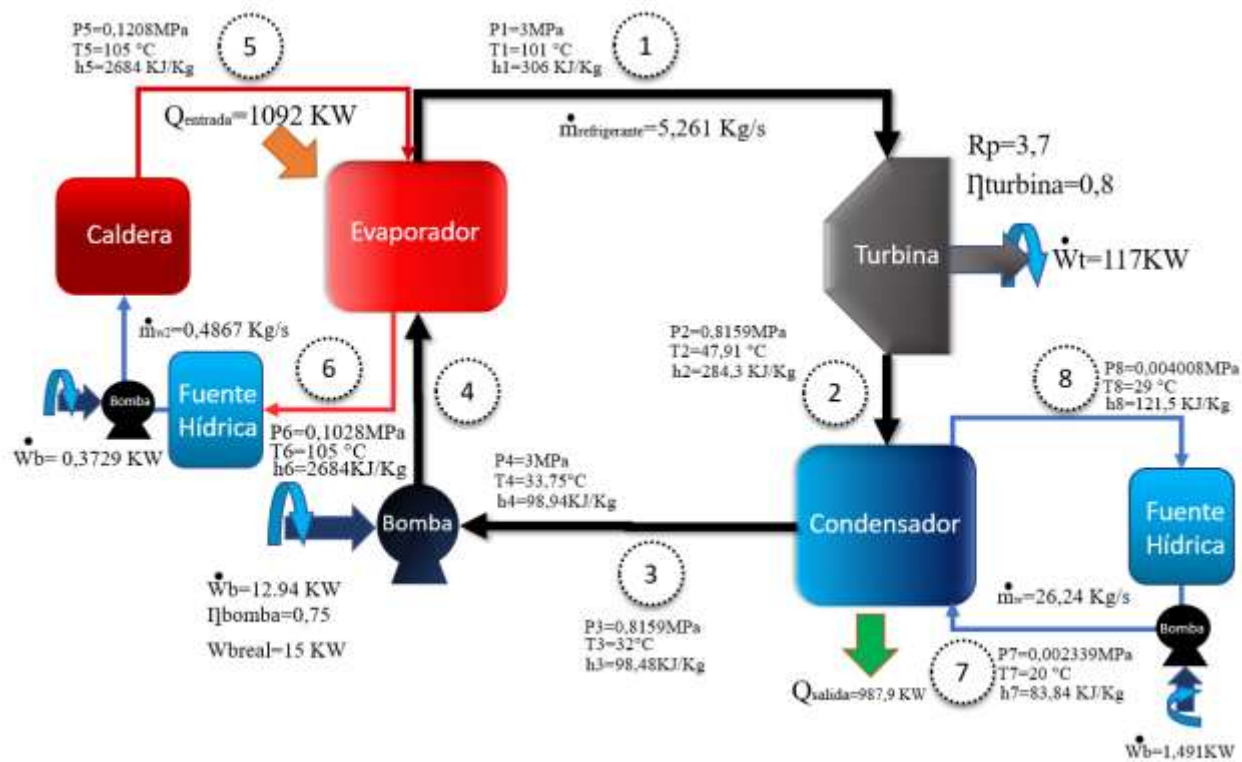


Figura 15. Resultados de los cálculos en el ORC básico.

En el primer modelo se analizaron 4 puntos principales (1,2,3 y 4) representados en la figura 15, para el cálculo del proceso se tuvieron en cuenta los parámetros anteriormente mencionados en la tabla 4. No se tuvieron en cuenta pérdidas de carga por presión en tubería para la instalación porque las pérdidas no presentan un cambio significativo, esto se puede observar en la tabla 13.

En la Tabla 14 se puede observar las propiedades termo físicas obtenidas en los puntos 1, 2, 3 y 4 en condiciones de diseño. Como se puede observar las presiones varían entre 3 MPa y 0.8159 MPa, seguido por una eficiencia térmica de 9.18%, un flujo másico del ciclo de 5.261 kg/s y la

potencia consumida por la bomba del condensador es de 1.491 KW que es el resultado de 4 bombas en paralelo, debido al gran caudal necesario para la operación del intercambiador.

Tabla 14.

Resultados de los cálculos en el ORC básico

Componente por evaluar		Unidades
Calores	Calor del Condensador	987.9 kW
	Calor del Evaporador	1092 kW
Eficiencia Térmica del Ciclo	Eficiencia Térmica	9.189%
Flujo Másico	Flujo Másico del refrigerante en el Ciclo	5.261 kg/s
	Flujo Másico de agua en el Evaporador	0.4867 kg/s
	Flujo Másico de agua en el Condensador	26.24 kg/s
Potencia Consumida	Bomba Principal	12.94 kW
	Bomba Principal Real	15 KW
	Bomba Evaporador	0.3729 kW
	Bomba Condensador	1.491 kW
Temperaturas Generales	T1	101.1°C
	T2	47.91°C
	T3	32°C
	T4	33.75°C
Presiones	Presión alta	3 MPa
	Presión baja	0.8159 MPa
Potencia de Salida	Potencia de la turbina	117 KW
	Potencia Neta	100.3 KW

Nota. Resultados principales de los cálculos en el ORC básico.

5.3.2 Ciclo ORC con IHX

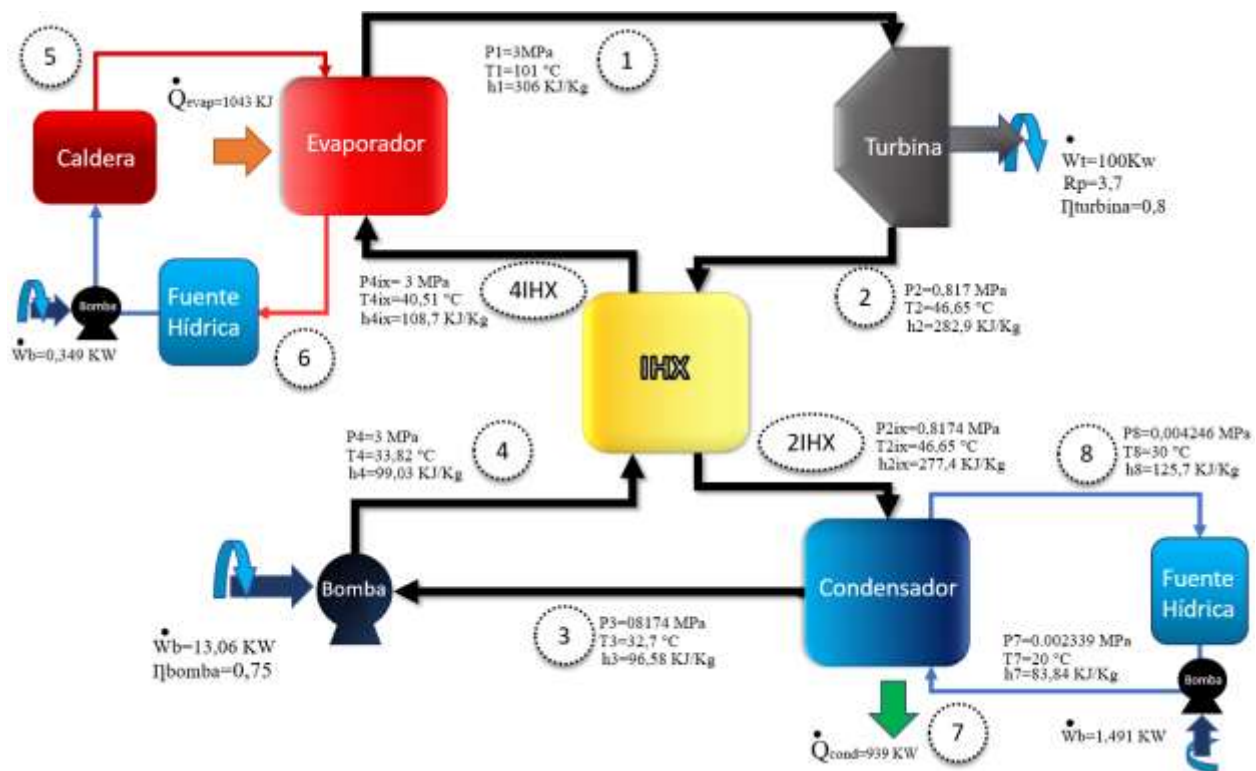


Figura 1. Resultados de los cálculos en el ORC con IHX.

En el segundo modelo se analizaron 6 puntos principales en el ciclo como se muestra en la figura 16. Para el cálculo del proceso se tuvieron en cuenta los parámetros anteriormente mencionados en la metodología. No se tuvieron en cuenta pérdidas de carga por presión en tubería para la instalación.

La Tabla 15 muestra las propiedades termo físicas obtenidas en los puntos principales 1, 2, 3 y 4 en condiciones de diseño. Como se puede observar las presiones varían entre 3 MPa y 0.8174 MPa, seguido por una eficiencia térmica de 9.64% y un flujo másico del ciclo de 5.315 kg/s.

Tabla 15.

Resultados de los cálculos en el ORC con IHX

Componente por evaluar		Unidades
Calores	Calor del Condensador	939 kW
	Calor del Evaporador	1043 kW
Eficiencia Térmica del Ciclo	Eficiencia Térmica	9.64%
Flujo Másico	Flujo Másico del refrigerante en el Ciclo	5.315 kg/s
	Flujo Másico de agua Condensador	22.44kg/s
Potencia Consumida	Bomba Principal	13.06 kW
Temperaturas Generales	T1	101°C
	T2	46.65°C
	T3	32.07°C
	T4	33.82°C
Calor IHX	QIHX	51.58 kW
Presiones	Presión alta	3 MPa
	Presión baja	0.8174 MPa
Potencia de Salida	Potencia de la Turbina	117 KW
	Potencia Neta	100.6 KW

Nota. Tabla de resultados de los cálculos en el ORC con IHX.

5.3.3 Comparación entre los modelos de diseño planteados. A continuación, se presenta una confrontación entre los modelos de diseño propuestos, donde se observa las diferencias y similitudes en los componentes a evaluar. La diferencia entre el condensador y el evaporador del ORC básico y el IHX, es debido al intercambiador de calor adicional presente en el ORC con IHX, mientras que la diferencia entre la potencia de la bomba para ambos modelos está determinada por

el flujo másico. Por último, la eficiencia térmica entre ambos modelos varía solo en un 0.45%, lo cual está en concordancia con lo expuesto por (Douglas, 2013), descartando lo propuesto por (PERIS PÉREZ, NAVARRO ESBRI, & MOLÉS RIBERA, 2015) (2015) y Vélez et al. (2014).

Las similitudes entre ambos ciclos radican en las temperaturas y presiones de cada uno. Finalmente se descarta el ORC con IHX porque solo hay una ganancia del 0.45% en su eficiencia térmica con respecto al otro esto puede observarse en la tabla 16.

Tabla 16.

Comparación de resultados entre ORC Básico e IHX

Componente por evaluar		Unidades	
		Básico	IHX
<i>Calores</i>	Calor del Condensador	987.9 kW	939 kW
	Calor del Evaporador	1092 kW	1043 kW
<i>Eficiencia Térmica del Ciclo</i>	Eficiencia Térmica	9.189%	9.64%
<i>Flujo Másico</i>	Flujo Másico del Ciclo	5.261 kg/s	5.315 kg/s
	Flujo Másico Condensador	26.24 kg/s	22.44 kg/s
<i>Potencia Consumida</i>	Bomba Principal	12.94 kW	13.06 kW
<i>Temperaturas Generales</i>	T1	101°C	101°C
	T2	47.91°C	46.65
	T3	32°C	32.07
	T4	33.75°C	33.82
<i>Presiones</i>	Presión alta	3 MPa	3 MPa
	Presión baja	0.8159 MPa	0.8174 MPa
<i>Potencia de Salida</i>	Potencia de turbina	117 KW	117 KW
	Potencia Neta	100.3 KW	100.6 KW

Nota. Comparación de resultados generales entre ORC Básico y ORC con IHX.

5.4 Resultados de los fluidos según los criterios propuestos

Estos son los refrigerantes aceptados bajo los criterios propuestos en la metodología, el R-134a es el refrigerante de diseño, y los otros 3 son los que se simularán en el modelo ver tabla 17.

Tabla 17.

Refrigerantes seleccionados

Fluido	Clasificación según pendiente de vapor	Temperatura Crítica	Presión condensación >1 (bar)	Inflamable	Clasificación de seguridad	Compatibilidad con el material de instalación
R-134a	Isentrópico	101	10.17	No inflamable	A1	Precaución con plásticos y limitar cobre.
R-245fa	Seco	154	2.496	No inflamable	A1	
R-227ea	Seco	102.8	7.003	No inflamable	A1	
R-423a	Isentrópico	99.52	9.306	No inflamable	A1	

Nota. Tabla de Resultados de los refrigerantes seleccionados según los criterios descritos anteriormente.

5.5 Resultados con los diferentes refrigerantes

En este ítem se visualiza el comportamiento de los refrigerantes escogidos anteriormente en el modelo de diseño ORC Básico, variando presión y temperatura iniciales de cada refrigerante hasta que este sea compatible con el modelo propuesto con el R-134a.

5.5.1 Simulación R-227ea. En esta simulación se pudo observar que los valores de UA Total (UA condensador + UA evaporador) aproximados al ciclo original, ocasionan una disminución en la presión de alta de 3 MPa a 2.03 MPa, afectando directamente el trabajo de la bomba, produciendo que la potencia disminuya. Por tanto, la eficiencia térmica se reduce 1%, pasando de 9.53% a 8.59%. Estas diferencias se pueden ver claramente en la comparación de los resultados en la tabla 21. A continuación, en la tabla 18 podemos ver los resultados principales de la Simulación del refrigerante en la planta propuesta.

Tabla 18.

Resultados de simulación con el refrigerante R-227ea

Componente por evaluar		Unidades
Calores	Calor del Condensador	1119 kW
	Calor del Evaporador	1224 kW
Eficiencia Térmica del Ciclo	Eficiencia Térmica	8.18%
Flujo Másico	Flujo Másico del Refrigerante en el Ciclo	8.056 kg/s
	Flujo Másico de agua en el Evaporador	0.4664 kg/s
	Flujo Másico de agua en el Condensador	29.72 kg/s
Potencia Consumida	Bomba Principal	11.79 kW
Temperaturas Generales	T1	100°C
	T2	65.52°C
	T3	31.4°C
	T4	32.61°C
Presiones	Presión de alta	2.03 MPa
	Presión de baja	0.5486 MPa

Componente por evaluar		Unidades
Coeficiente global de transferencia de calor por área en condensador	UA condensador	134.7 kW/K
	Potencia de la Turbina	117 KW
Potencia de Salida	Potencia Neta	100.1 KW

Nota. Tabla de resultados de simulación con el refrigerante R-227ea.

5.5.2 Simulación con R-245fa. En esta simulación se visualiza que las propiedades físicas del ciclo se ven afectadas directamente por el comportamiento del refrigerante, debido a que la temperatura crítica y presión crítica son completamente diferentes a las del R-134a, esto ocasiona una disminución de presión produciendo que los intercambiadores de calor (evaporador y condensador) estén sobredimensionados para el refrigerante propuesto. De igual forma, se pudo observar que la temperatura en el punto 3 del ciclo aumenta respecto al ciclo original, lo que causa una extracción de agua en el condensador a una temperatura más alta. En la siguiente tabla se puede observar los resultados de la simulación en el ciclo.

Tabla 19.

Resultados de simulación con el refrigerante R-245fa

Componente por evaluar		Unidades
Calores	Calor del Condensador	1045 kW
	Calor del Evaporador	1142 kW
Eficiencia Térmica del Ciclo	Eficiencia Térmica	8.768%
Flujo Másico	Flujo Másico del refrigerante en el Ciclo	6.566 kg/s

Componente por evaluar		Unidades
	Flujo Másico del agua en el Condensador	27.75 kg/s
Potencia Consumida	Bomba Principal	19.77 kW
Temperaturas Generales	T1	154°C
	T2	92.43°C
	T3	84.07°C
	T4	86.29°C
Presiones	Presión de alta	3.5 MPa
	Presión de baja	0.875 MPa
Coeficiente global de transferencia de calor por área en condensador	UA condensador	17.49 kW/K
Potencia Salida	Potencia de la Turbina	117 KW
	Potencia Neta	95.13 KW

Nota. Tabla de resultados de simulación con el refrigerante R-245fa.

5.5.3 Simulación con R-423^a. En esta simulación se pudo observar que los valores de UA Total (UA condensador + UA evaporador) aproximados al ciclo original, ocasionan una disminución en la presión de alta de 3 MPa a 2.77 MPa, afectando directamente el trabajo de la bomba, produciendo que la potencia disminuya. Por tanto, la eficiencia térmica se reduce de 9.189% a 8.434%. A continuación, se pueden observar los resultados de la simulación ver tabla 20.

Tabla 20.

Resultados de simulación con el refrigerante R-423^a

Componente por evaluar		Unidades
Calores	Calor del Condensador	1009 kW
	Calor del Evaporador	1104 kW

Componente por evaluar		Unidades
<i>Eficiencia Térmica del Ciclo</i>	Eficiencia Térmica	8.434 %
<i>Flujo Másico</i>	Flujo Másico del refrigerante en el Ciclo	5.596 kg/s
	Flujo Másico del agua Condensador	26.79 kg/s
<i>Potencia Consumida</i>	Bomba Principal	21.29 kW
<i>Temperaturas Generales</i>	T1	95°C
	T2	48.93°C
	T3	32.1°C
	T4	33.78°C
<i>Presiones</i>	Presión de alta	2.77 MPa
	Presión de baja	0.7486 MPa
<i>Coeficiente global de transferencia de calor por área en condensador</i>	UA condensador	134.1 kW/K
<i>Potencia de Salida</i>	Potencia de la Turbina	117 KW
	Potencia Neta	93.14 KW

Nota. Tabla de resultados de simulación con el refrigerante R-423^a

5.5.4 Comparación entre modelo de diseño Vs los refrigerantes propuestos. A continuación, se contrastan el modelo de diseño ORC básico vs la simulación de los refrigerantes escogidos según los criterios anteriormente mencionados. En la tabla 21 se observa los resultados y la comparación de los valores como calores, eficiencias, flujos másicos, potencia consumida, temperaturas y presión.

Tabla 21.

Comparación de resultados ORC Básico vs refrigerantes simulados.

Componente por evaluar		Refrigerante			
		R-134a	R 227ea	R 245fa	R 423ea
Calores	Calor del Condensador	987.9 kW	1119 kW	1045 kW	1009 kW
	Calor del Evaporador	1092 kW	1224 kW	1142 kW	1104 kW
Eficiencia Térmica del Ciclo	Eficiencia Térmica	9.189%	8.16%	8.768%	8.434%
Flujo Másico	Flujo Másico del Refrigerante en el Ciclo	5.261 kg/s	8.056 kg/s	6.566 kg/s	5.596 kg/s
	Flujo Másico de agua en el Condensador	26.24 kg/s	29.72 kg/s	27.75 kg/s	21.79 kg/s
	Flujo Másico de agua en el Evaporador	0.4867 Kg/s	0.5457 Kg/s	0.5485 Kg/s	0.4922 Kg/s
	Bomba Principal	12.94 kW	11.79 kW	19.77 kW	21.29 kW
Temperaturas Generales	T1	101.1°C	100°C	154°C	95°C
	T2	47.91°C	65.52°C	92.43°C	48.93°C
	T3	32°C	31.4°C	84.07°C	32.1°C
	T4	33.75°C	32.61°C	86.29°C	33.78°C
Presiones	Presión alta	3 MPa	2.03 MPa	3.5 MPa	2.77 MPa
	Presión baja	0.8159 MPa	0.85486 MPa	0.875 MPa	0.7486
Coefficiente Global	U Condensador	354	250.6	55.86	420
		W/K*m ²	W/K*m ²	W/K*m ²	W/K*m ²

Componente por evaluar		Refrigerante			
		R-134a	R 227ea	R 245fa	R 423ea
	U Evaporador	937	960	874.4	1080
		W/K*m ²	W/K*m ²	W/K*m ²	W/K*m ²
Coeficiente global de transferencia de calor por área	UA	135.6	134.7	19.49	134.1
	Condensador	KW/K	KW/K	KW/K	KW/K
	UA Evaporador	19.48	21.22	17.21	16.83
		KW/K	KW/K	KW/K	KW/k
Potencia Salida	Potencia de turbina	117 KW	117 KW	117 KW	117 KW
	Potencia Neta	100.3 KW	100.1	95.13 KW	93.14 KW
Número de Placas	Condensador	1279	1540	1046	1066
	Evaporador	71.4	79.65	67.61	53.96

Nota. Tabla de Comparación de resultados ORC Básico vs refrigerantes simulados

5.6 Resultados de Costos Total de planta

5.6.1 Inversión Fija

5.6.1.1 Estimación de Costos por Equipo

Tabla 22.

Estimación de Costos por Equipo

EQUIPO	Cantidad	Precio unitario (USD)	Precio parcial (USD)
Turbina	1	137595	137595
Bomba principal	1	9887	9887

EQUIPO	Cantidad	Precio unitario (USD)	Precio parcial (USD)
Bomba condensador	4	4420	17680
Bomba Evaporador	1	3905	3905
Condensador	1	62868	62868
Evaporador	1	8402	8402
Caldera	1	167104	167104
Precio Total			407441

Nota. Resultado de Estimación de Costos por Equipo.

Tabla 23.

Resultados de Capital total de inversión

Descripción del costo	USD
Capital de Inversión Fijo	\$ 407,441.00
Costos Directos	\$ 114,083.48
Costos indirectos	\$ 183,348.45
Puesta en marcha	\$ 20,372.05
Capital De inversión Total	\$ 725,244.98
Capital de trabajo	\$ 72,524.50
AFUDC	\$ 61,116.15
Total	\$ 1,584,130.61

Nota. Tabla de resultados de Capital total de inversión.

5.6.2 Operación y Mantenimiento

Tabla 24.

Costos de Mano de Obra

Variable	Valor (USD)
Costo mano de obra directa por año	\$ 1,955.95

Nota. Resultados de Costos de Mano de Obra directa anual

Tabla 25.

Costos por año de operación y mantenimiento restante

Parámetro	USD
Gastos de supervisión	\$ 293.39
Gastos de nómina	\$ 787.27
Gastos de mantenimiento	\$ 24,446.46
Suministros operativos	\$ 97.80
Lavandería	\$ 195.59
Laboratorio	\$ 195.59
costos totales por año (USD)	\$ 27,972.05

Nota. Tabla de resultados de costos por año de operación y mantenimiento restante.

5.6.3 Recuperación de inversión

Tabla 26.

Recuperación de Inversión

Parámetro	Número de años
Recuperación de Inversión	15.66

Nota. Número de años para la Recuperación de Inversión.

6. Conclusiones

Se pudo determinar que la eficiencia está directamente relacionada con la presión de entrada de la turbina a menor presión de entrada mayor eficiencia, pero esta presión está limitada por la temperatura del agua en el condensador ya que, a menor presión, menor temperatura en el agua del condensador, es decir que sería más recomendable utilizar un sistema de refrigeración para el agua de condensación.

Las pérdidas no presentaron cambios significativos en los cálculos por ende se descartaron las pérdidas de carga de presión por fricción en tuberías e intercambiadores.

En el análisis termodinámico que se desarrolló en los modelos ORC Básico y con IHX, se determinó que la eficiencia térmica de cada uno era similar, por esta razón, se descartó el modelo del IHX que aumentaría el costo de construcción de la planta como consecuencia del intercambiador adicional.

Según el análisis de comportamiento termodinámico para cada refrigerante en el modelo escogido ORC Básico, el R-227ea no es compatible con el modelo de planta debido a que en los intercambiadores se necesita un mayor número de placas es decir intercambiadores de mayor tamaño además se puede observar que existe una disminución en la eficiencia térmica. Los otros componentes cumplen con los requerimientos.

Según el análisis de comportamiento termodinámico para cada refrigerante en el modelo escogido ORC Básico, el R423a no es compatible con el modelo de diseño de planta, porque se obtuvo una eficiencia térmica menor a la del R-134a, la bomba necesita una potencia mayor a la

del ORC diseñado. Los otros componentes cumplen con los requerimientos, Sin embargo, la potencia neta se redujo a 93.13KW y los intercambiadores quedan levemente sobredimensionados

Según el análisis de comportamiento termodinámico para cada refrigerante en el modelo escogido ORC Básico, el R245fa no es compatible con el modelo de planta porque el coeficiente global de transferencia de calor no es cercano al rango de intercambio de calor entre agua y refrigerantes sugerido por (Arrieta Garrido, 2012) , la potencia de la bomba es superior al de la planta de diseño y la potencia generada neta es inferior a la los 100 KW

El diseño y construcción de la planta tiene un costo de **\$1,584,130.61 USD**, el retorno de inversión es de **15.66 años** lo que se concluye que para una mayor factibilidad de la planta es importante que aumente la potencia producida, para que exista una mayor ganancia y la tasa de retorno se mucho más atractivo a los inversionistas, Es importante saber que esta tecnología es relativamente nueva y sus componentes están sometidos a alta presión por lo que tiene que ser hermético completamente.

7.Recomendaciones

Para futuras investigaciones se sugiere trabajar con el R-245fa como refrigerante base para el diseño de planta, ya que el área de los intercambiadores es menor al del R-134a. Sin embargo, esto ocasiona una salida de agua a mayor temperatura del condensador, lo que provocaría que este ciclo requiera un sistema de refrigeración. El R-245fa posee mejores propiedades que el R-134a, como su temperatura crítica y presión crítica, presentando mayor rendimiento y menor costo de construcción.

Referencias Bibliográficas

- Albuixech, M. A. (19 de 07 de 2017). *Desarrollo de un modelo de ciclo orgánico Rankine. Ejemplo de aplicación para análisis de fluidos de trabajo de bajo potencial de efecto invernadero*. Obtenido de Universitat Jaume: <http://repositori.uji.es/xmlui/handle/10234/170068>
- Arrieta Garrido, J. D. (2012). *OPTIMIZACION DE UN CICLO RANKINE ORGANICO (ORC) USANDO RECURSOS GEOTERMANLES DE BAJA TEMPERATURA*. BUCARAMANGA: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER UIS.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. (1996). *Thermal Design and Optimization*. Wiley-interscience publication.
- ÇENGEL, Y. A. (2011). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA*. México, D.F.: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Diario Oficial de la Unión Europea. (2014). REGLAMENTO(UE) No 517/2014 DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO DE 16 DE ABRIL DE 2014.
- Douglas, L. J. (2013). *SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC) DE PEQUEÑA POTENCIA (10 kW)*. Zaragoza, Zagan, España.
- Ennio Macchi, M. A. (2017). *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications*. Copyright.
- ESP, E. d. (2019). <http://www.essa.com.co>. Obtenido de http://www.essa.com.co/site/Portals/14/Docs/Tarifas/TARIFAS_2019/Tarifa_ESSA_201909.pdf

- Espitia, J. (2011). *DESARRO DE UN PROGRAMA DE COMPUTADOR PARA LA SIMULACIÓN DE PLATAS TÉRMICAS*. BUCARAMANGA.
- Fontalvo-Lascano, A., Romero, C., Teheran, O., Barros, P., & Balbis-Morejon, M. (2008). Simulación termodinámica y económica de Ciclos Rankine Organicos acoplados con motores estacionarios de gas natural. *CLEANER PRODUCTION FOR ACHIEVING SUSTAINABLE DEVELOPMENT GOALS*, (pág. 9). Barranquilla.
- Fredy Vélez, F. C. (2014). Análisis termodinámico del R134a en un Ciclo Rankine Orgánico para la generación de energía a partir de fuentes de baja temperatura. *DYNA*, 153-159.
- Grundfos Colombia, S. (01 de 09 de 2019). *Grundfos*. Obtenido de <https://co.grundfos.com/>
- INTERNATIONAL STANDARD ISO 817. (2014). *Refrigerants-Designation and safety classification*. INTERNATIONAL STANDARD ISO.
- KAORI HEAT TREATMENT CO., LTD. (2018). Intercambiador de calor de placas soldadas. Taoyuan, Chung-Li, Taiwan.
- Mott, R. L. (2006). *Mecanica de Fluidos*. Acapulco: Pearson.
- Moya y Obando, W. y. (2006). *Diseño y construcción de un intercambiador de placas*. Quito.
- PERIS PÉREZ, B. (., NAVARRO ESBRI, J. (., & MOLÉS RIBERA, F. (.. (2015). OPTIMIZACIÓN TEÓRICA DEL CICLO RANKINE ORGÁNICO (ORC) PARA EL APROVECHAMIENTO DE FUENTES TÉRMICAS DE BAJA TEMPERATURA. *IX CONGRESO NACIONAL DE INGENIERÍA TERMODINÁMICA*, (pág. 9). Cartagena.
- Perry, R. (1997). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. McGraw-Hill.
- Puertas, J. J. (2016). Integración de sistemas basados en ciclos ORC en Viviendas. Sevilla, España.
- SamPedro, J. L. (2017). *Aplicacion de Ciclo Rankine Organico de baja Temperatura a Sistemas de Microgeneración*. Gijón.

Sanchez y Fiter, L. J. (2012). *APLICACION DEL CICLO ORGÁNICO DE RANKINE PARA EL APROVECHAMIENTO DE CALOR RESIDUAL DE UNA REFINERIA*.

Sanin, D., & Martinez, A. (2015). *ESTUDIO DE CICLOS DE POTENCIA PARA EL APROVECHAMIENTO DE LA ENERGÍA SOLAR TÉRMICA Y LAS FUENTES DE CALOR INDUSTRIAL NO APROVECHADO CON BAJAS TEMPERATURAS, EMPLEANDO DIFERENTES FLUIDOS TÉRMICOS DE OPERACIÓN, PARA LA GENERACIÓN DE ENERGÍA*. Medellin.

Universidadedo Vale do Rio dos Sinos. (2017). *Ciclo Orgânico de Rankine(ORC)*. Obtenido de <http://professor.unisinos.br/mhmac/SistTerm/Ciclo%20organico%20de%20Rankine.pdf>

Vilches Orrego, K. A. (2013). *Actualización de Parametros de Diseño de Intercambiadores de Calor*. Valparaiso.

Wagner Moya, F. (2006). *Diseño de un intercambiador de calor de placas*.

Yunes A Cengel, M. A. (2012). *TERMODINÁMICA*. Mc Graw-Hill.

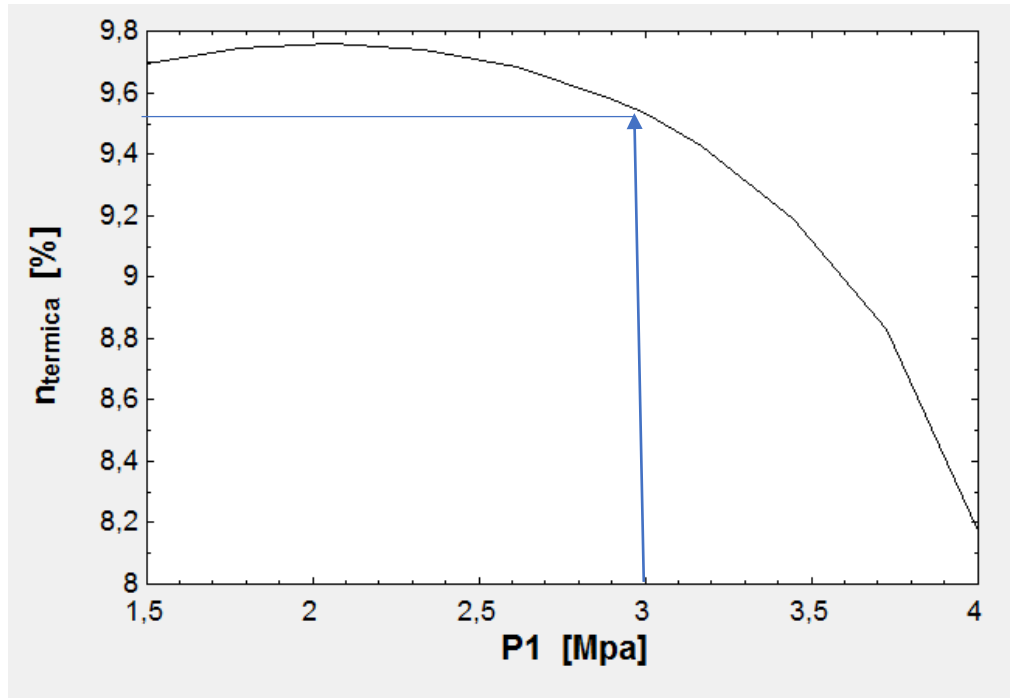
Apéndices

Memorias de Cálculos de Parámetros de Entrada

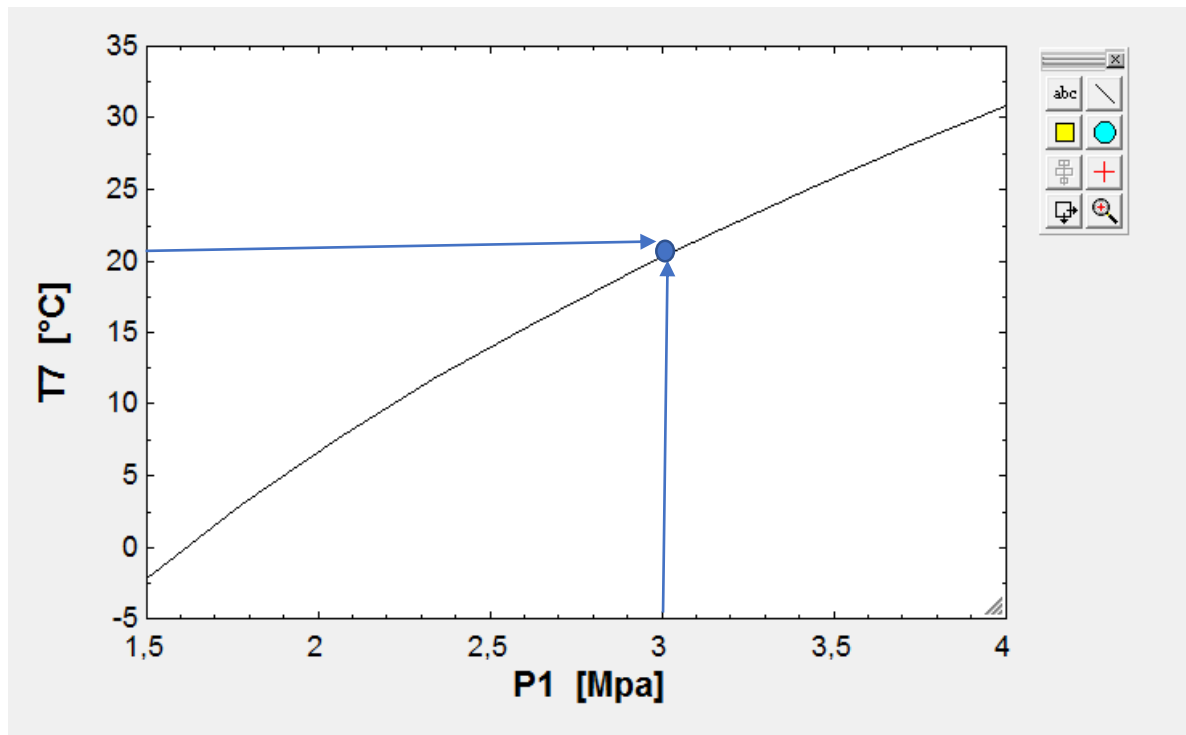
Apéndice 1: Factores que varían según la presión de entrada a la turbina para el ORC

1..11	1 P1 [Mpa]	2 $\eta_{termica}$ [%]	3 T7 [°C]	4 T3	5 mr [kg/s]	6 mw [kg/s]
Run 1	1,5	9,694	-2,205	9,495	3,736	2,44
Run 2	1,778	9,744	2,967	14,67	3,836	24,03
Run 3	2,056	9,76	7,556	19,26	3,95	23,76
Run 4	2,333	9,741	11,7	23,4	4,08	23,52
Run 5	2,611	9,684	15,48	27,18	4,231	23,34
Run 6	2,889	9,585	18,97	30,67	4,412	23,22
Run 7	3	9,53	20,3	32	4,497	23,2
Run 8	3,167	9,428	22,22	33,92	4,639	23,2
Run 9	3,444	9,187	25,26	36,96	4,942	23,31
Run 10	3,722	8,831	28,12	39,82	5,385	23,58
Run 11	4	8,173	30,83	42,53	6,329	24,24

Apéndice 2: Eficiencia térmica del sistema vs P1



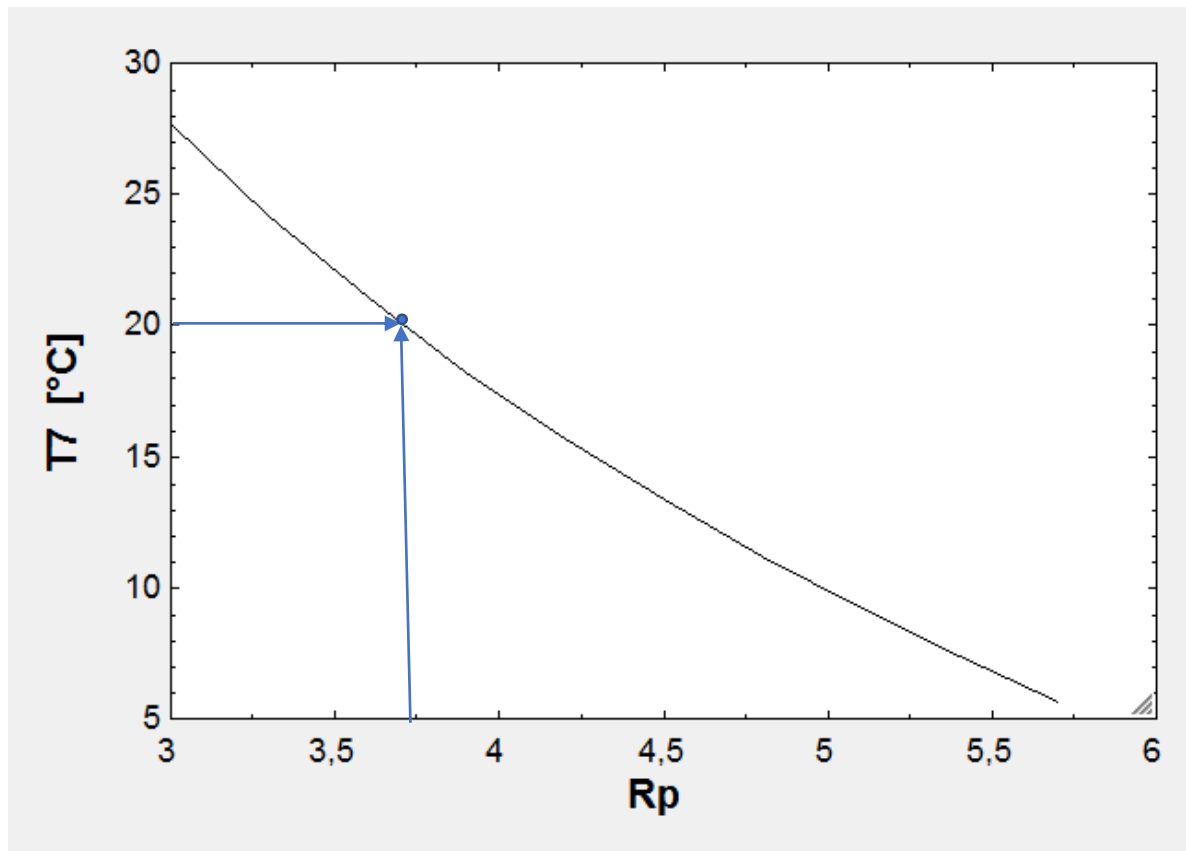
Apéndice 3: Temperatura en la entrada de agua en el condensador (T7) vs P1



Apéndice 4: Factores que varían según la relación de presión en la turbina a una presión fija [3 MPa].

1..11	1 Rp	2 $\eta_{termica}$ [%]	3 mr [kg/s]	4 mw [kg/s]	5 T3	6 T7 [°C]
Run 1	3	8,316	5,353	26,55	39,37	27,67
Run 2	3,3	8,894	4,914	24,85	35,87	24,17
Run 3	3,6	9,407	4,573	23,5	32,75	21,05
Run 4	3,7	9,566	4,475	23,11	31,78	20,08
Run 5	3,9	9,868	4,298	22,4	29,94	18,24
Run 6	4,2	10,29	4,071	21,49	27,38	15,68
Run 7	4,5	10,67	3,881	20,71	25,04	13,34
Run 8	4,8	11,02	3,719	20,04	22,89	11,19
Run 9	5,1	11,34	3,579	19,45	20,9	9,205
Run 10	5,4	11,64	3,456	18,93	19,06	7,356
Run 11	5,7	11,92	3,347	18,46	17,33	5,63

Apéndice 5: T7 vs Rp (Temperatura 7 vs Relación de presión en la turbina)



Apéndice 6: Código completo Ciclo Rankine Orgánico Básico (ORC)

"CICLO RANKINE ORGÁNICO"

```

Wt=117
"Wbombas=16,6"
Wbombas_condensador + Wb_real + Wb_caldera=wbombas
Wb_real=14,8 [kw]
W_neta=Wt-wbombas
T1=101 [°C]
P1=3 [Mpa]
h1=enthalpy(R134a;T=T1;P=P1)
s1=entropy(R134a;T=T1;P=P1)
s1=s2s
P1/P2=Rp
x2=quality(R134a;T=T2;h=h2)
"Rp=3,7"
T3=32
h2s=enthalpy(R134a;s=s2s;P=P2)
n_turbina=0,8
n_turbina=(h1-h2)/(h1-h2s)
Wt=mr*(h1-h2)
T2=temperature(R134a;P=P2;h=h2)
P2=P3

```

"BOMBA"

```

T8=29
T7=20
Qcond=mr*(h2-h3)
Qcond=mw*(h8-h7)
h7=enthalpy(Water;T=T7;x=0)
h8=enthalpy(Water;T=T8;x=0)
Wb=mr*(h4-h3)
n_bomba=0,75
n_bomba=(h4s-h3)/(h4-h3)
T3=temperature(R134a;P=P3;x=0)
h3=enthalpy(R134a;T=T3;x=0)
s3=entropy(R134a;T=T3;x=0)
s3=s4s
h4s=enthalpy(R134a;s=s4s;P=P4)
P4=P1
T4=temperature(R134a;P=P4;h=H4)

```

```

Qcald=mr*(h1-h4)
n_termica=(Wt-Wbombas)/Qcald*100
P7=p_sat(Water;T=T7)
P8=p_sat(Water;T=T8)
DeltaP=P8-P7

```

"Condensador"

```

hl=enthalpy(R134a;T=T3;x=1)
Qc1=mr*(h2-hl)
Qc2=mr*(hl-h3)
Qc1=mw*(h8-hl_agua)
Qc2=mw*cp_water*(Tl_agua-T7)
cp_water=Cp(Water;T=T7;x=0)
DMLT1=((T2-T8)-(T3-Tl_agua))/ln((T2-T8)/(T3-Tl_agua))
Qc1=UA1*DMLT1
DMLT2=((T3-Tl_agua)-(T3-T7))/ln((T3-Tl_agua)/(T3-T7))
Qc2=UA2*DMLT2
UA_TOTAL=UA1+UA2
P3_bar=P3*convert(Mpa;bar)
mr=rho_b*Caudal_r
rho_b=Density(R134a;T=T3;x=0)
DeltaP_b=P4-P3
Caudal_r*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora

```

"Para el intercambiador de calor en la caldera"

```

Qcal1=mr*(hg-h4)
hg=enthalpy(R134a;P=P4;x=1)
Qcal2=mr*(h1-hg)
Qcal1=mw2*(hg_agua-h6)
Qcal2=mw2*(h5-hg_agua)
h5=enthalpy(water;T=T5;X=1)
T5=105
h6=enthalpy(water;X=0;T=T6)
T6=T5
Qcal1=UA_c1*(T6-T4)
Qcal2=UA_C2*DMLT_C2
DMLT_C2=((T6-T4)-(T5-T1))/ln((T6-T4)/(T5-T1))
UA_CALDERA=UA_C1+UA_C2

```

"Para la bomba en el condensador, bomba que trabaja con agua"

```

mw=rho_w*Caudal_w
rho_w=1000 [kg/m**3]

```

```
Caudal_w*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora_w
delta_p_w=(P7-P0)*1000
P0=p_sat(Water;T=19)
```

"Como resultado en grundfos se escogen 4 bombas iguales para trabajar en paralelo con Caudal=22,5 m**3/h y deltap = 5 kpa mucho mayor al necesario pero es lo mínimo que se puede cada bomba con W=0,5 hp y son 4 "

```
Wbombas_condensador=0,5*4*convert(hp;kw)
```

"Para la bomba antes del intercambiador de la caldera"

```
mw2=rho_w*Caudal_w2
Caudal_w2*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora_w2
delta_p_wc=(P5-0,101325)*1000
P5=p_sat(Water;T=T5)
"De grundfos se obtiene una bomba de 0,5 hp"
Wb_caldera=0,5*convert(hp;kw)
```

Apéndice 7: Código para cálculo del intercambiador de calor en el condensador

"Para el refrigerante"

```
P=0,37
Ac=a*c
c=3*convert(mm;m)
a=0,36
g=9,81
L=0,81
mr=5,261
mr_p=mr/n_veces
n_veces=(N+1)/2
hfg=hfg_o+0,68*cpl*(Tsat-Ts)+Cpv*(Tv-Ts)
Tv=47,91
Tsat=32
Ts=28
Tf=(Ts+Tsat)/2
Tm=(Tv+Tsat)/2
q_cond=mr_p*hfg
hfg_o=enthalpy_vaporization(R134a;T=Tsat)
cpl=cp(R134a;T=Tsat;x=0)
cpv=cp(R134a;T=Tm;x=1)
Re=(4*q_cond)/(P*mu_l*hfg)
mu_l=viscosity(R134a;T=Tf;x=0)
hl=(Re*kl)/(8750+58*Pr_l**(-0,5)*(Re**0,75-253))*(g/vl**2)**(1/3)
Pr_l=prandtl(R134a;T=Tf;x=0)
kl=conductivity(R134a;T=Tf;x=0)
```

```

vl=mu_l/rho_l
rho_l=density(R134a;T=Tf;x=0)

"Para el agua"
Area=(N-2)*0,3
"N=450"
U1*Area=135600"/(N-2)"
1/U1=1/hw+t/Km+1/hl
t=0,5*convert(mm;m)
Km=16,7
mw_p=mw/n_veces
mw=26,24
Gw=mw_p/Ac
Rew=Gw*lc/muw
lc=2*c
muw=viscosity(Water;T=Tw;x=0)
Tw=20
Pr=muw*cp/Kw
kw=conductivity(Water;T=Tw;x=0)
Cp=cp(Water;T=Tw;x=0)
jhw=a_1*Rew**b_1
a_1=0,52
b_1=-0,39
hw=G*jhw*Cp/pr**(2/3)
"hw=kw*0,664*Rew**0,5*Pr**(1/3)/L"
H_enf=14+2,38*N2
N2=N*1,05 "Considerando suciedades en un % de 5%"

```

Apéndice 8: Código para cálculo del intercambiador de calor en la caldera

"Para el refrigerante"

```

P=0,37
Ac=a*c
c=3*convert(mm;m)
a=0,36
g=9,81
L=0,81
mr=5,261
mr_p=mr/n_veces
n_veces=(N+1)/2
hfg=hfg_o+0,68*cpl*(Tsat-Ts)+Cpv*(Tv-Ts)
Tv=101
Tsat=33,75
Ts=100
Tf=(Ts+Tsat)/2
Tm=(Tv+Tsat)/2
q_cond=mr_p*hfg
hfg_o=enthalpy_vaporization(R134a;T=Tsat)
cpl=cp(R134a;T=Tsat;x=0)
cpv=cp(R134a;T=Tm;x=1)
Re=(4*q_cond)/(P*mu_l*hfg)
mu_l=viscosity(R134a;T=Tf;x=0)
hl=(Re*kl)/(8750+58*Pr_l**(-0,5)*(Re**0,75-253))*(g/vl**2)**(1/3)
Pr_l=prandtl(R134a;T=Tf;x=0)
kl=conductivity(R134a;T=Tf;x=0)
vl=mu_l/rho_l
rho_l=density(R134a;T=Tf;x=0)

```

"Para el agua"

```

Area=(N-2)*0,3
"N=450"
U1*Area=19480"/(N-2)"
ff_w=0,0001 [m**2*K/W]
ff_r=0,0004 [m**2*K/kW]
1/U1=1/hw+t/Km+1/hl+ff_w+ff_r
t=0,5*convert(mm;m)
Km=16,7
mW=0,4867

```

```
mr_w=mw/n_veces
hfgW=enthalpy_vaporization(Water;T=Tw)
Tw=105
Tsatw=105
q_condw=mr_w*hfgw
cplw=cp(Water;T=Tsatw;x=0)
cpvw=cp(Water;T=Tsatw;x=1)
Rew=(4*q_condw)/(P*mu_lw*hfgw)
mu_lw=viscosity(Water;T=Tw;x=0)
hw=(Re*klw)/(8750+58*Pr_lw**(-0,5)*(Rew**0,75-253))*(g/vlw**2)**(1/3)
Pr_lw=prandtl(Water;T=Tw;x=0)
klw=conductivity(Water;T=Tw;x=0)
vlw=mu_lw/rho_lw
rho_lw=density(Water;T=Tw;x=0)
H_enf=14+2,38*N2
N2=N*1,05
```

Apéndice 9: Tabla de iteración del UA del intercambiador de calor interno IHX

1..13	1 UA _{ihx}	2 η _{termica} [%]	3 mw [Kg/s]	4 Q _{cald} [Kw]	5 Q _{cond} [kw]	6 T _{2ix} [°C]	7 UA _{TOTAL}
Run 1	5	9,848	21,6	902	813,2	39,54	118,4
Run 2	6,455	9,897	21,48	897,6	808,8	38,61	118,6
Run 3	7,909	9,935	21,39	894,2	805,3	37,89	118,8
Run 4	9,364	9,965	21,32	891,4	802,6	37,32	118,9
Run 5	10,82	9,99	21,26	889,2	800,4	36,85	119
Run 6	11	9,993	21,25	889	800,1	36,8	119
Run 7	12,27	10,01	21,21	887,4	798,5	36,47	119
Run 8	13	10,02	21,19	886,6	797,7	36,3	119
Run 9	15,18	10,04	21,13	884,5	795,7	35,87	119,1
Run 10	16,64	10,06	21,1	883,4	794,6	35,64	119,1
Run 11	18,09	10,07	21,08	882,4	793,6	35,44	119,1
Run 12	19,55	10,08	21,06	881,6	792,8	35,27	119,1
Run 13	21	10,08	21,04	880,9	792	35,12	119,1

Apéndice 10: Tabla de factores que varían según la presión en la entrada de la turbina para el ORC con IHX

1..12	1 P1 [MPa]	2 mr [Kg/s]	3 mw [Kg/s]	4 $\eta_{termica}$ [%]	5 T7 [°C]	6 T3 [°C]
Run 1	1,5	3,757	2,038	11,36	-2,448	9,552
Run 2	1,7	3,83	19,8	11,26	1,343	13,34
Run 3	1,9	3,909	19,93	11,14	4,809	16,81
Run 4	2,1	3,996	20,07	10,99	8,008	20,01
Run 5	2,3	4,093	20,25	10,82	10,98	22,98
Run 6	2,5	4,2	20,46	10,62	13,77	25,77
Run 7	2,7	4,322	20,73	10,4	16,39	28,39
Run 8	2,9	4,463	21,06	10,14	18,87	30,87
Run 9	3	4,543	21,25	9,993	20,07	32,07
Run 10	3,1	4,63	21,47	9,837	21,23	33,23
Run 11	3,3	4,835	22,01	9,481	23,47	35,47
Run 12	3,5	5,098	22,72	9,049	25,62	37,62

Apéndice 11: Código completo ciclo rankine orgánico con intercambiador de calor interno. (ORC con IHX).

```

Wt=117
T1=100 [°C]
W_neta=wt-wbombas
wbombas=wb_real+Wbombas_condensador
wb_real=14,9
P1=3 [Mpa]
h1=Enthalpy(R134a;T=T1;P=P1)
s1=Entropy(R134a;T=T1;P=P1)
s1=s2s
P1/P2=Rp
Rp=3,67
h2s=Enthalpy(R134a;s=s2s;P=P2)
n_turbina=0,8
n_turbina=(h1-h2)/(h1-h2s)
Wt=mr*(h1-h2)
T2=Temperature(R134a;P=P2;h=h2)
Qix=mr*(h2-h2ix)
Qix=mr*(h4ix-h4)
Qix=UA_ihx*DMLT
DMLT=(A-B)/(ln(J))
A/B=J
A=(T2ix-T4)
B=(T2-T4ix)
P2=P2ix
UA_ihx=11
Qcond=mr*(h2ix-h3)
Qcond=mw*(h8-h7)
T7=20
T8=30
P7=P_sat(water;T=T7)
P8=P_sat(water;T=T8)
P4ix=P4
h2ix=Enthalpy(R134a;P=p2;T=T2ix)
h4ix=Enthalpy(R134a;T=T4ix;P=P4ix)
Qcald=mr*(h1-h4ix)
P3=P2

```

"Bomba"

```

Wb=mr*(h4-h3)
n_bomba=0,75
n_bomba=(h4s-h3)/(h4-h3)
h3=Enthalpy(R134a;X=0;P=P3)
h3=Enthalpy(R134a;X=0;T=T3)
s3=Entropy(R134a;X=0;P=P3)
s3=s4s
h4s=Enthalpy(R134a;s=s4s;P=P4)
h4=Enthalpy(R134a;T=T4;P=P4)
P4=P1
h7=Enthalpy(Water;T=T7;x=0)
h8=Enthalpy(Water;T=T8;x=0)
n_termica=(Wt-Wbombas)/Qcald*100

```

"Para la bomba en el condensador, bomba que trabaja con agua"

```

mw=rho_w*Caudal_w
rho_w=1000 [kg/m**3]
Caudal_w*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora_w
delta_p_w=(P7-P0)*1000
P0=p_sat(Water;T=19)

```

"Como resultado en grundfos se escogen 4 bombas iguales para trabajar en paralelo con Caudal=20 m³/h y deltap = 5 kpa mucho mayor al necesario pero es lo mínimo que se puede cada bomba con W=0,5 hp y son 4 "

```
Wbombas_condensador=0,5*4*convert(hp;kw)
```

"Hasta aquí se sabe que la eficiencia térmica es de 9,64%, mientras que la del ORC básico es casi 9,2% entonces se descartó la necesidad de usar un IHX por eso no se calculó la bomba de la caldera porque sabemos que la eficiencia bajaría más entonces de nada serviría"

Apéndice 12: Fluidos tomados de la librería EES con las propiedades termo físicas.

Fluido	Clasificación según pendiente Curva Vapor Saturado	T ^a Crítica °C	Presión condensación >1 (bar)
<i>R11</i>	Isoentrópico	198	1,734
<i>R12</i>	Isoentrópico	112	9,6
<i>R13</i>	Húmedo	28,86	
<i>R113</i>	Seco	214,1	0,7808
<i>R114</i>	Seco	145,7	3,369
<i>R116</i>	Isoentrópico	19,88	
<i>R123</i>	Seco	183,7	1,547
<i>R124</i>	Isoentrópico	122,2	5,941
<i>R125</i>	Isoentrópico	66,02	20,08
<i>R134a</i>	Isoentrópico	101	10,17
<i>R245fa</i>	Seco	154	2,496
<i>R1234yf</i>	Isoentrópico	94,7	10,18
<i>R1234yf_mh</i>	Isoentrópico	94,7	10,18
<i>R1234ze</i>	Isoentrópico	109,4	7,673
<i>R134a_mh</i>	Húmedo	101,1	10,17
<i>R13B1</i>	Húmedo	67	22,79
<i>R14</i>	Húmedo	-45,65	
<i>R141b</i>	Isoentrópico	204,2	1,329
<i>R142b</i>	Isoentrópico	137,1	5,216
<i>R143a</i>	Húmedo	72,7	17,1
<i>R218</i>	Seco	71,87	12
<i>R22</i>	Húmedo	96,13	15,34

Fluido	Clasificación según pendiente Curva Vapor Saturado	T ^a Crítica °C	Presión condensación >1 (bar)
<i>R22_mh</i>	Húmedo	96,2	15,33
<i>R227ea</i>	Seco	102,8	7,003
<i>R23</i>	Húmedo	26,13	
<i>R236fa</i>	Seco	124,9	4,375
<i>R290</i>	Isoentrópico	96,68	13,69
<i>R32</i>	Húmedo	78,11	24,78
<i>R404A</i>	Isoentrópico	72,15	
<i>R407C</i>	Isoentrópico	86,79	17,37
<i>R41</i>	Húmedo	44,13	53,64
<i>R410A</i>	Húmedo	72,13	24,16
<i>R423A</i>	Isoentrópico	99,52	9,306
<i>R500</i>	Isoentrópico	105,5	11,35
<i>R502</i>	Isoentrópico	82,16	16,76
<i>R507A</i>	Isoentrópico	70,74	18,73
<i>R508B</i>	Húmedo	13,99	
<i>R600</i>	Seco	152	3,792
<i>R600a</i>	Seco	135	5,286
<i>R718</i>	Húmedo	374	0,07381
<i>R744</i>	Húmedo	30,98	
<i>FC72</i>	Seco	175,4	0,5636
<i>FC87</i>	Seco	147,9	1,477
<i>HFE7000</i>	Seco	165	1,197
<i>HFE7500</i>	Seco	261	0,02674
<i>HFE7100</i>	Seco	195,3	0,5048
<i>Siloxane_1</i>	Seco	245,5	0,1148
<i>Siloxane_2</i>	Seco	393,13	0,3897

Fluido	Clasificación según pendiente Curva Vapor Saturado	T ^a Crítica °C	Presión condensación >1 (bar)
<i>Siloxane_3</i>	Seco	290,9	0,01231
<i>Vapor_IAPWS</i>	Húmedo	373,9	0,07385
<i>Vapor_NBS</i>	Húmedo	374	0,07381
<i>Acetona</i>	Isoentrópico	236	0,5653
<i>Ammonia</i>	Húmedo	132,3	15,55
<i>Ammonia_mh</i>	Húmedo	132,3	15,59
<i>Benceno</i>	Seco	288,9	0,2439
<i>C6_Fluorocetona</i>	Seco	168,7	0,7296
<i>Ciclohexano</i>	Seco	280,5	0,2463
<i>Dimetilcarbano</i>	Seco	284,8	0,1487
<i>Dimetiléter</i>	Isoentrópico	127,2	8,953
<i>Etanol</i>	Húmedo	240,8	0,1789
<i>Etilbenceno</i>	Seco	344	0,02873
<i>Sulfuro de hidrógeno</i>	Húmedo	100,2	28,6
<i>Ice</i>	Húmedo	374	0,07381
<i>Isobutano</i>	Seco	134,7	5,309
<i>Isopentano</i>	Seco	187,2	1,513
<i>Isopropanol</i>	Isoentrópico	235,2	0,1439
<i>Metanol</i>	Húmedo	240,2	0,347
<i>m-Xileno</i>	Seco	343,7	0,02489
<i>n-Butano</i>	Seco	152	3,792
<i>n-decano</i>	Seco	344,6	0,004869
<i>n-dodecano</i>	Seco	385	0,000578
<i>n-heptano</i>	Seco	267	0,1232
<i>n-hexano</i>	Seco	234,7	0,3714

Fluido	Clasificación según pendiente Curva Vapor Saturado	T ^a Crítica °C	Presión condensación >1 (bar)
<i>n-nonano</i>	Seco	321,4	0,01427
<i>n-octano</i>	Seco	296,2	0,0412
<i>n-pentano</i>	Seco	195,5	1,163
<i>o-xileno</i>	Seco	357,1	0,02062
<i>p-xileno</i>	Seco	343	0,02657
<i>Dióxido de azufre</i>	Seco	157,5	6,299
<i>Toluene</i>	Seco	318,6	0,07907

Apéndice 13: Código ORC Básico con R-227ea

"CICLO RANKINE ORGÁNICO"

```
Wt=117 [Kw]
Wbombas= Wbombas_condensador+Wb_real+Wb_caldera
Wb_real=15
Wneta=Wt-Wbombas
P1=2,03
T1=100
n_bomba=0,75
n_turbina=0,8
Rp=3,7
P1/P2=Rp
```

"Condensador, parte agua"

```
T8=29
T7=20
Qcond=mr*(h2-h3)
Qcond=mw*(h8-h7)
h7=enthalpy(Water;T=T7;x=0)
h8=enthalpy(Water;T=T8;x=0)
PC=p_crit(R227ea)
PCT=t_crit(R227ea)
```

"Turbina"

```
n_turbina=(h1-h2)/(h1-h2s)
Wt=mr*(h1-h2)
T2=temperature(R227ea;P=P2;h=h2)
P2=P3
h1=enthalpy(R227ea;T=T1;P=P1)
s1=entropy(R227ea;T=T1;P=P1)
s1=s2s
x2=quality(R227ea;T=T2;h=h2)
h2s=enthalpy(R227ea;s=s2s;P=P2)
```

"BOMBA"

```
Wb=mr*(h4-h3)
```

```

n_bomba=(h4s-h3)/(h4-h3)
T3=temperature(R227ea;P=P3;x=0)
h3=enthalpy(R227ea;T=T3;x=0)
s3=entropy(R227ea;T=T3;x=0)
s3=s4s
P4=P1
h4s=enthalpy(R227ea;s=s4s;P=P4)
T4=temperature(R227ea;P=P4;h=H4)
mr=rho_b*Caudal_r
rho_b=Density(R227ea;T=T3;x=0)
Caudal_r*convert(m^3/s;m^3/h)=Caudal_r_hora
delta_p=P4-P3

```

"Se obtiene un caudal de 21,57 m³/h, el cuál es mayor al permitido en la bomba que es de 18,49 m³/h, por lo que tocaría cambiar la bomba"

"Caldera"

```

Qcald=mr*(h1-h4)
n_termica=(Wt-Wbombas)/Qcald*100

```

"Para el intercambiador de calor en la caldera"

```

Qcal1=mr*(hg-h4)
hg=enthalpy(R227ea;P=P4;x=1)
hg=enthalpy(R227ea;T=TG;x=1)
Qcal2=mr*(h1-hg)
Qcal1=mw2*(hg_agua-h6)
Qcal2=mw2*(h5-hg_agua)
h5=enthalpy(water;T=T5;X=1)
T5=105
h6=enthalpy(water;X=0;T=T6)
T6=T5
Qcal1=UA_c1*(T6-T4)
Qcal2=UA_C2*DMLT_C2
DMLT_C2=((T6-T4)-(T5-T1))/ln((T6-T4)/(T5-T1))
UA_CALDERA=UA_C1+UA_C2

```

"Condensador"

```

hl=enthalpy(R227ea;T=T3;x=1)
Qc1=mr*(h2-hl)
Qc2=mr*(hl-h3)
Qc1=mw*(h8-hl_agua)
Qc2=mw*cp_water*(Tl_agua-T7)
cp_water=cp(Water;T=T7;x=0)

```

```

DMLT1=((T2-T8)-(T3-Tl_agua))/ln((T2-T8)/(T3-Tl_agua))
Qc1=UA1*DMLT1
DMLT2=((T3-Tl_agua)-(T3-T7))/ln((T3-Tl_agua)/(T3-T7))
Qc2=UA2*DMLT2
UA_TOTAL=UA1+UA2

```

"Para la bomba en el condensador, bomba que trabaja con agua"

```

mw=rho_w*Caudal_w
rho_w=1000 [kg/m**3]
Caudal_w*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora_w
delta_p_w=(P7-P0)*1000
P0=p_sat(Water;T=19)
P7=p_sat(Water;T=T7)

```

"Las bombas escogidas trabajan con un caudal de 22,5 m³/h cada una, que serían 90 m³/h, pero en este caso el total es de 107 m³/h, por lo que tocaría agregar otra bomba más pequeña en paralelo"

```

Wbombas_condensador=0,5*4*convert(hp;kw)
Wb_caldera=0,5*convert(hp;kw)

```

Apéndice 14: Tabla de iteración de la presión de entrada a la turbina para el ORC con R-227ea.

1..11	1 P1 [MPa]	2 $n_{termica}$ [%]	3 m_r [kg/s]	4 m_w [kg/s]	5 Q_{cald} [kW]	6 Q_{cond} [kW]	7 W_b [kW]	8 $UA_{CALDERA}$	9 UA_{TOTAL}
Run 1	1,8	8,615	6,615	25,78	1062	970,7	8,485	17,99	299,6
Run 2	1,91	8,61	6,738	25,59	1054	963,5	9,224	18,05	160,3
Run 3	2,02	8,596	6,872	25,42	1047	957	10,01	18,13	117,7
Run 4	2,03	8,594	6,885	25,4	1046	956,4	10,08	18,14	115,2
Run 5	2,13	8,57	7,022	25,26	1040	951,1	10,84	18,23	95,34
Run 6	2,24	8,532	7,192	25,13	1034	946,1	11,74	18,33	81,28
Run 7	2,35	8,479	7,389	25,02	1029	942,1	12,72	18,43	71,62
Run 8	2,46	8,405	7,623	24,95	1025	939,3	13,81	18,52	64,6
Run 9	2,57	8,302	7,917	24,92	1023	938,2	15,06	18,56	59,38
Run 10	2,68	8,147	8,322	24,98	1024	940,4	16,59	18,47	55,51
Run 11	2,8	7,778	9,221	25,41	1037	956,6	19,31	17,64	53,08

Apéndice 15: Código Condensador para R-227ea

"Para el refrigerante"

```

P=0,37
Ac=a*c
c=3*convert(mm;m)
a=0,36
g=9,81
L=0,81
mr=6,838
mr_p=mr/n_veces
n_veces=(N+1)/2
hfg=hfg_o+0,68*cpl*(Tsats-Ts)+Cpv*(Tv-Ts)
Tv=66,03
Tsats=31,28
Ts=28
Tf=(Ts+Tsats)/2
Tm=(Tv+Tsats)/2
q_cond=mr_p*hfg
hfg_o=enthalpy_vaporization(R227ea;T=Tsats)
cpl=cp(R227ea;T=Tsats;x=0)
cpv=cp(R227ea;T=Tm;x=1)
Re=(4*q_cond)/(P*mu_l*hfg)
mu_l=viscosity(R227ea;T=Tf;x=0)
hl=(Re*kl)/(8750+58*Pr_l**(-0,5)*(Re**0,75-253))*(g/vl**2)**(1/3)
Pr_l=prandtl(R227ea;T=Tf;x=0)
kl=conductivity(R227ea;T=Tf;x=0)
vl=mu_l/rho_l
rho_l=density(R227ea;T=Tf;x=0)

```

"Para el agua"

```

Area=(N-2)*0,3
"N=450"
U1*Area=114500"/(N-2)"
1/U1=1/hw+t/Km+1/hl
t=0,5*convert(mm;m)
Km=16,7
mw_p=mw/n_veces
mw=25,39
Gw=mw_p/Ac

```

```
Rew=Gw*lc/muw
lc=2*c
muw=viscosity(Water;T=Tw;x=0)
Tw=20
Pr=muw*cp/Kw
kw=conductivity(Water;T=Tw;x=0)
Cp=cp(Water;T=Tw;x=0)
jhw=a_1*Rew**b_1
a_1=0,52
b_1=-0,39
hw=G*jhw*Cp/pr**(2/3)
"hw=kw*0,664*Rew**0,5*Pr**(1/3)/L"
H_enf=14+2,38*N2
N2=N*1,05
```

Apéndice 16: Código Ciclo Rankine Orgánico Básico con R245fa

"CICLO RANKINE ORGÁNICO"

Wt=117 [Kw]

Wbombas= Wbombas_condensador+Wb_real+Wb_caldera

Wb_real=22 "Consume mucho más que la bomba seleccionada de 14,8 Kw"

Wneta=Wt-Wbombas

P1=3,5

T1=154

n_bomba=0,75

n_turbina=0,8

Rp=4

P1/P2=Rp

"Condensador, parte agua"

T8=29

T7=20

Qcond=mr*(h2-h3)

Qcond=mw*(h8-h7)

h7=enthalpy(Water;T=T7;x=0)

h8=enthalpy(Water;T=T8;x=0)

PC=p_crit(R245fa)

PCT=t_crit(R245fa)

"Turbina"

n_turbina=(h1-h2)/(h1-h2s)

Wt=mr*(h1-h2)

T2=temperature(R245fa;P=P2;h=h2)

P2=P3

h1=enthalpy(R245fa;T=T1;P=P1)

s1=entropy(R245fa;T=T1;P=P1)

s1=s2s

x2=quality(R245fa;T=T2;h=h2)

h2s=enthalpy(R245fa;s=s2s;P=P2)

"BOMBA"

Wb=mr*(h4-h3)

n_bomba=(h4s-h3)/(h4-h3)

T3=temperature(R245fa;P=P3;x=0)

h3=enthalpy(R245fa;T=T3;x=0)

```

s3=entropy(R245fa;T=T3;x=0)
s3=s4s
P4=P1
h4s=enthalpy(R245fa;s=s4s;P=P4)
T4=temperature(R245fa;P=P4;h=H4)
mr=rho_b*Caudal_r
rho_b=Density(R227ea;T=T3;x=0)
Caudal_r*convert(m^3/s;m^3/h)=Caudal_r_hora
delta_p=P4-P3

```

"Se obtiene un caudal de 22,89 m³/h, el cuál es mayor al permitido en la bomba que es de 18,49 m³/h, por lo que tocaría cambiar la bomba"

"Caldera"

```

Qcald=mr*(h1-h4)
n_termica=(Wt-Wbombas)/Qcald*100

```

"Para el intercambiador de calor en la caldera"

```

Qcal1=mr*(hg-h4)
hg=enthalpy(R245fa;P=P4;x=1)
Qcal2=mr*(h1-hg)
Qcal1=mw2*(hg_agua-h6)
Qcal2=mw2*(h5-hg_agua)
h5=enthalpy(water;T=T5;X=1)
T5=160
h6=enthalpy(water;X=0;T=T6)
T6=T5
Qcal1=UA_c1*(T6-T4)

Qcal2=UA_C2*DMLT_C2
DMLT_C2=((T6-T4)-(T5-T1))/ln((T6-T4)/(T5-T1))
UA_CALDERA=UA_C1+UA_C2

```

"Condensador"

```

hl=enthalpy(R245fa;T=T3;x=1)
Qc1=mr*(h2-hl)
Qc2=mr*(hl-h3)
Qc1=mw*(h8-hl_agua)
Qc2=mw*cp_water*(Tl_agua-T7)
cp_water=cp(Water;T=T7;x=0)
DMLT1=((T2-T8)-(T3-Tl_agua))/ln((T2-T8)/(T3-Tl_agua))
Qc1=UA1*DMLT1
DMLT2=((T3-Tl_agua)-(T3-T7))/ln((T3-Tl_agua)/(T3-T7))
Qc2=UA2*DMLT2

```

$$UA_TOTAL=UA1+UA2$$

"Para la bomba en el condensador, bomba que trabaja con agua"

```
mw=rho_w*Caudal_w  
rho_w=1000 [kg/m**3]  
Caudal_w*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora_w  
delta_p_w=(P7-P0)*1000  
P0=p_sat(Water;T=19)  
P7=p_sat(Water;T=T7)
```

"Las bombas escogidas trabajan con un caudal de 22,5 m³/h cada una, que serían 90 m³/h, pero en este caso el total es de 99 m³/h, por lo que cada bomba trabajaría con 25 m³/h lo cual es aceptable"

```
Wbombas_condensador=0,5*4*convert(hp;kw)  
Wb_caldera=0,5*convert(hp;kw)
```

"Aunque este sistema tiene una buena eficiencia, se descarta porque el UA condensador da muy pequeño comparado con el del R134a por lo que quedaría muy sobre dimensionado"

Apéndice 17: Tabla de iteración de la presión de entrada a la turbina para el ORC Básico con R-245fa

1..12	1 P1 [MPa]	2 $\eta_{termica}$ [%]	3 $\dot{m}_r$ [kg/s]	4 $\dot{m}_w$ [kg/s]	5 Q_{cald} [kW]	6 Q_{cond} [kW]	7 W_b [Kw]	8 UA_{CALDER}	9 UA_{TOTAL}	10 T3 [C]
Run 1	1,8	8,72	4,311	26,1	1077	982,7	6,122	15,53	23,21	61,82
Run 2	2,16	8,764	4,485	25,5	1052	960,2	7,771	15,61	19,96	68,39
Run 3	2,32	8,765	4,575	25,28	1043	951,7	8,573	15,64	18,91	71,05
Run 4	2,48	8,754	4,674	25,08	1035	944,1	9,426	15,68	18,01	73,57
Run 5	2,64	8,729	4,786	24,9	1027	937,5	10,34	15,72	17,24	75,97
Run 6	2,8	8,689	4,913	24,75	1020	931,8	11,33	15,76	16,59	78,26
Run 7	2,96	8,629	5,063	24,63	1015	927,4	12,42	15,81	16,02	80,46
Run 8	3,12	8,543	5,245	24,56	1011	924,5	13,65	15,86	15,55	82,57
Run 9	3,28	8,417	5,479	24,54	1009	924	15,08	16,29	15,16	84,61
Run 10	3,44	8,22	5,815	24,65	1011	928,1	16,88	16,6	14,88	86,57
Run 11	3,5	8,109	5,996	24,76	1014	932,1	17,75	16,74	14,82	87,28
Run 12	3,6	7,797	6,499	25,17	1028	947,8	19,85	16,95	14,84	88,46

Apéndice 18: Código para el condensador con R-245fa

"Para el refrigerante"

```

P=0,37
Ac=a*c
c=3*convert(mm;m)
a=0,36
g=9,81
L=0,81
mr=6,566
mr_p=mr/n_veces
n_veces=(N+1)/2
hfg=hfg_o+0,68*cpl*(Tsat-Ts)+Cpv*(Tv-Ts)
Tv=92,43
Tsat=84,07
Ts=60
Tf=(Ts+Tsat)/2
Tm=(Tv+Tsat)/2
q_cond=mr_p*hfg
hfg_o=enthalpy_vaporization(R245fa;T=Tsat)
cpl=cp(R245fa;T=Tsat;x=0)
cpv=cp(R245fa;T=Tm;x=1)
Re=(4*q_cond)/(P*mu_l*hfg)
mu_l=viscosity(R245fa;T=Tf;x=0)
hl=(Re*kl)/(8750+58*Pr_l**(-0,5)*(Re**0,75-253))*(g/vl**2)**(1/3)
Pr_l=prandtl(R245fa;T=Tf;x=0)
kl=conductivity(R245fa;T=Tf;x=0)
vl=mu_l/rho_l
rho_l=density(R245fa;T=Tf;x=0)

```

"Para el agua"

```

Area=(N-2)*0,3
"N=450"
U1*Area=17490
1/U1=1/hw+t/Km+1/hl
t=0,5*convert(mm;m)
Km=16,7
mw_p=mw/n_veces
mw=27,75
Gw=mw_p/Ac

```

```
Rew=Gw*lc/muw
lc=2*c
muw=viscosity(Water;T=Tw;x=0)
Tw=20
Pr=muw*cp/Kw
kw=conductivity(Water;T=Tw;x=0)
Cp=cp(Water;T=Tw;x=0)
jhw=a_1*Rew**b_1
a_1=0,52
b_1=-0,39
hw=G*jhw*Cp/pr**(2/3)
H_enf=14+2,38*N
```

Apéndice 19: Código para el condensador con R-245fa

"Para el refrigerante"

```

P=0,37
Ac=a*c
c=3*convert(mm;m)
a=0,36
g=9,81
L=0,81
mr=6,566
mr_p=mr/n_veces
n_veces=(N+1)/2
hfg=hfg_o+0,68*cpl*(Tsat-Ts)+Cpv*(Tv-Ts)
Tv=154
Tsat=86,29
Ts=100
Tf=(Ts+Tsat)/2
Tm=(Tv+Tsat)/2
q_cond=mr_p*hfg
hfg_o=enthalpy_vaporization(R245fa;T=Tsat)
cpl=cp(R245fa;T=Tsat;x=0)
cpv=cp(R245fa;T=Tm;x=1)
Re=(4*q_cond)/(P*mu_l*hfg)
mu_l=viscosity(R245fa;T=Tf;x=0)
hl=(Re*kl)/(8750+58*Pr_l**(-0,5)*(Re**0,75-253))*(g/vl**2)**(1/3)
Pr_l=prandtl(R245fa;T=Tf;x=0)
kl=conductivity(R245fa;T=Tf;x=0)
vl=mu_l/rho_l
rho_l=density(R245fa;T=Tf;x=0)

```

"Para el agua"

```

Area=(N-2)*0,3
"N=450"
U1*Area=17210"/(N-2)"
ff_w=0,0001 [m**2*K/W]
ff_r=0,0004 [m**2*K/kW]
1/U1=1/hw+t/Km+1/hl+ff_w+ff_r
t=0,5*convert(mm;m)

```

```

Km=16,7
mW=0,5485
mr_w=mw/n_veces
hfgW=enthalpy_vaporization(Water;T=Tw)
Tw=160
Tsatw=160
q_condw=mr_w*hfgw
cplw=cp(Water;T=Tsatw;x=0)
cpvw=cp(Water;T=Tsatw;x=1)
Rew=(4*q_condw)/(P*mu_lw*hfgw)
mu_lw=viscosity(Water;T=Tw;x=0)
hw=(Re*klw)/(8750+58*Pr_lw**(-0,5)*(Rew**0,75-253))*(g/vlw**2)**(1/3)
Pr_lw=prandtl(Water;T=Tw;x=0)
klw=conductivity(Water;T=Tw;x=0)
vlw=mu_lw/rho_lw
rho_lw=density(Water;T=Tw;x=0)
H_enf=14+2,38*N2
N2=N*1,05
Apéndice 20: Código ORC básico con R-423a

```

"CICLO RANKINE ORGÁNICO"

```

Wt=117 [Kw]
Wbombas= Wbombas_condensador+Wb_real+Wb_caldera
Wb_real=22
Wneta=Wt-Wbombas
P1=2,77
T1=95
"Wb=11,06 "
n_bomba=0,75
n_turbina=0,8
Rp=3,7
P1/P2=Rp

```

"Condensador, parte agua"

```

T8=29
T7=20
Qcond=mr*(h2-h3)
Qcond=mw*(h8-h7)
h7=enthalpy(Water;T=T7;x=0)
h8=enthalpy(Water;T=T8;x=0)

PC=p_crit(R423A)
PCT=t_crit(R423A)

```

"Turbina"

```

n_turbina=(h1-h2)/(h1-h2s)
Wt=mr*(h1-h2)
T2=temperature(R423A;P=P2;h=h2)
P2=P3
h1=enthalpy(R423A;T=T1;P=P1)
s1=entropy(R423A;T=T1;P=P1)
s1=s2s
x2=quality(R423A;T=T2;h=h2)
h2s=enthalpy(R423A;s=s2s;P=P2)

```

"BOMBA"

```

Wb=mr*(h4-h3)
n_bomba=(h4s-h3)/(h4-h3)
T3=temperature(R423A;P=P3;x=0)
h3=enthalpy(R423A;T=T3;x=0)
s3=entropy(R423A;T=T3;x=0)
s3=s4s
P4=P1
h4s=enthalpy(R423A;s=s4s;P=P4)
T4=temperature(R423A;P=P4;h=H4)
mr=rho_b*Caudal_r
rho_b=Density(R227ea;T=T3;x=0)
Caudal_r*convert(m^3/s;m^3/h)=Caudal_r_hora
delta_p=P4-P3

```

"Se obtiene un caudal de 21,57 m³/h, el cuál es mayor al permitido en la bomba que es de 18,49 m³/h, por lo que tocaría cambiar la bomba"

"Caldera"

```

Qcald=mr*(h1-h4)
n_termica=(Wt-Wbombas)/Qcald*100

```

"Condensador"

```

hl=enthalpy(R423A;T=T3;x=1)
Qc1=mr*(h2-hl)
Qc2=mr*(hl-h3)
Qc1=mw*(h8-hl_agua)
Qc2=mw*cp_water*(Tl_agua-T7)
cp_water=cp(Water;T=T7;x=0)
DMLT1=((T2-T8)-(T3-Tl_agua))/ln((T2-T8)/(T3-Tl_agua))
Qc1=UA1*DMLT1

```

```

DMLT2=((T3-Tl_agua)-(T3-T7))/ln((T3-Tl_agua)/(T3-T7))
Qc2=UA2*DMLT2
UA_TOTAL=UA1+UA2

```

"Para la bomba en el condensador, bomba que trabaja con agua"

```

mw=rho_w*Caudal_w
rho_w=1000 [kg/m**3]
Caudal_w*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora_w
delta_p_w=(P7-P0)*1000
P0=p_sat(Water;T=19)
P7=p_sat(Water;T=T7)

```

"Las bombas escogidas trabajan con un caudal de 22,5 m³/h cada una, que serían 90 m³/h, pero en este caso el total es de 107 m³/h, por lo que tocaría agregar otra bomba más pequeña en paralelo"

```

Wbombas_condensador=0,5*4*convert(hp;kw)
Wb_caldera=0,5*convert(hp;kw)

```

"Para el intercambiador de calor en la caldera"

```

Qcal1=mr*(hg-h4)
hg=enthalpy(R423A;P=P4;x=1)
Qcal2=mr*(h1-hg)
Qcal1=mw2*(hg_agua-h6)
Qcal2=mw2*(h5-hg_agua)
h5=enthalpy(Water;T=T5;x=1)
T5=105
h6=enthalpy(Water;x=0;T=T6)
T6=T5
Qcal1=UA_c1*(T6-T4)
Qcal2=UA_C2*DMLT_C2
DMLT_C2=((T6-T4)-(T5-T1))/ln((T6-T4)/(T5-T1))
UA_CALDERA=UA_C1+UA_C2

```

Apéndice 21: Tabla de iteración de la presión de entrada a la turbina en el ORC Básico con R-423a

1..12	1 P1 [MPa]	2 $\eta_{termica}$ [%]	3 m_r [kg/s]	4 m_w [kg/s]	5 Q_{cald} [kW]	6 Q_{cond} [kW]	7 W_b [kW]	8 $UA_{CALDERA}$	9 UA_{TOTAL}	10 T3 [C]
Run 1	2,5	8,986	5,323	22,96	949,5	864,2	14,68	7,578	255	28,52
Run 2	2,6	8,895	5,416	22,89	945,7	861,6	15,88	7,602	166,5	29,87
Run 3	2,7	8,787	5,518	22,83	942,2	859,4	17,2	7,627	129,9	31,19
Run 4	2,77	8,699	5,596	22,8	940,1	858,3	18,22	7,646	114	32,1
Run 5	2,8	8,658	5,632	22,79	939,3	857,9	18,68	7,655	108,6	32,48
Run 6	2,9	8,502	5,761	22,77	936,8	857,2	20,35	7,685	94,3	33,73
Run 7	3	8,312	5,91	22,77	935,1	857,4	22,27	7,719	84,01	34,95
Run 8	3,1	8,074	6,089	22,82	934,4	858,9	24,56	7,756	76,21	36,13
Run 9	3,2	7,766	6,314	22,91	935	862,4	27,39	7,798	70,04	37,29
Run 10	3,3	5,202	10,22	25,12	997,8	945,9	48,1	7,072	71,95	38,42
Run 11	3,4	4,619	10,41	25,24	996,3	950,3	53,98	7,19	66,41	39,53
Run 12	3,5	3,725	10,6	25,34	991	954,1	63,08	7,318	61,8	40,61

Apéndice 22: Código del condensador con R-423a

"Para el refrigerante"

```

P=0,37
Ac=a*c
c=3*convert(mm;m)
a=0,36
g=9,81
L=0,81
mr=6,548
mr_p=mr/n_veces
n_veces=(N+1)/2
hfg=hfg_o+0,68*cpl*(Tsat-Ts)+Cpv*(Tv-Ts)
Tv=48,93
Tsat=32,1
Ts=28
Tf=(Ts+Tsat)/2
Tm=(Tv+Tsat)/2
q_cond=mr_p*hfg
hfg_o=enthalpy_vaporization(R423A;T=Tsat)
cpl=cp(R423A;T=Tsat;x=0)
cpv=cp(R423A;T=Tm;x=1)
Re=(4*q_cond)/(P*mu_l*hfg)
mu_l=viscosity(R423A;T=Tf;x=0)
hl=(Re*kl)/(8750+58*Pr_l**(-0,5)*(Re**0,75-253))*(g/vl**2)**(1/3)
Pr_l=prandtl(R423A;T=Tf;x=0)
kl=conductivity(R423A;T=Tf;x=0)
vl=mu_l/rho_l
rho_l=density(R423A;T=Tf;x=0)

```

"Para el agua"

```

Area=(N-2)*0,3
"N=450"
U1*Area=134100"/(N-2)"
1/U1=1/hw+t/Km+1/hl
t=0,5*convert(mm;m)
Km=16,7
mw_p=mw/n_veces
mw=26,79

```

```
Gw=mw_p/Ac
Rew=Gw*lc/muw
lc=2*c
muw=viscosity(Water;T=Tw;x=0)
Tw=20
Pr=muw*cp/Kw
kw=conductivity(Water;T=Tw;x=0)
Cp=cp(Water;T=Tw;x=0)
jhw=a_1*Rew**b_1
a_1=0,52
b_1=-0,39
hw=G*jhw*Cp/pr**(2/3)
"hw=kw*0,664*Rew**0,5*Pr**(1/3)/L"
H_enf=14+2,38*N2
N2=N*1,05
```

Apéndice 23: Código intercambiador de calor en la caldera para el R-423a

"Para el refrigerante"

```

P=0,37
Ac=a*c c=3*convert(mm;m)
a=0,36
g=9,81
L=0,81
mr=6,548
mr_p=mr/n_veces
n_veces=(N+1)/2
hfg=hfg_o+0,68*cpl*(Tsat-Ts)+Cpv*(Tv-Ts)
Tv=95
Tsat=33,3
Ts=100
Tf=(Ts+Tsat)/2
Tm=(Tv+Tsat)/2
q_cond=mr_p*hfg
hfg_o=enthalpy_vaporization(R423A;T=Tsat)
cpl=cp(R423A;T=Tsat;x=0)
cpv=cp(R423A;T=Tm;x=1)
Re=(4*q_cond)/(P*mu_l*hfg)
mu_l=viscosity(R423A;T=Tf;x=0)
hl=(Re*kl)/(8750+58*Pr_l**(-0,5)*(Re**0,75-253))*(g/vl**2)**(1/3)
Pr_l=prandtl(R423A;T=Tf;x=0)
kl=conductivity(R423A;T=Tf;x=0)
vl=mu_l/rho_l
rho_l=density(R423A;T=Tf;x=0)

```

"Para el agua"

```

Area=(N-2)*0,3
"N=450"
U1*Area=16830 "/(N-2)"
ff_w=0,0001 [m**2*K/W]
ff_r=0,0004 [m**2*K/kW]
1/U1=1/hw+t/Km+1/hl+ff_w+ff_r
t=0,5*convert(mm;m)
Km=16,7
mW=0,4922
mr_w=mw/n_veces
hfgW=enthalpy_vaporization(Water;T=Tw)

```

```
Tw=105
Tsatw=105
q_condw=mr_w*hfgw
cplw=cp(Water;T=Tsatw;x=0)
cpvw=cp(Water;T=Tsatw;x=1)
Rew=(4*q_condw)/(P*mu_lw*hfgw)
mu_lw=viscosity(Water;T=Tw;x=0)
hw=(Re*klw)/(8750+58*Pr_lw**(-0,5)*(Rew**0,75-253))*(g/vlw**2)**(1/3)
Pr_lw=prandtl(Water;T=Tw;x=0)
klw=conductivity(Water;T=Tw;x=0)
vlw=mu_lw/rho_lw
rho_lw=density(Water;T=Tw;x=0)
H_enf=14+2,38*N2
```

Apéndice 24: Código pérdidas de presión debido a la carga por fricción en los intercambiadores

"Pérdidas en el condensador"

```

delta_pf=Np*(1,425*Gr**2/(2*rho_m))
delta_pa=Gr**2*(Vg-Vf)*Xfg
delta_pg=g*rho_m*L
delta_pc=1,5*Gr**2/(2*rho_m)
Delta_pTotal=delta_pf+delta_pa+delta_pg+delta_pc
Np=640
Gr=mr/N/Ac
rho_m=Density(R134a;T=Tf;x=0)
Xfg=1
vg=Volume(R134a;T=Tf;x=1)
vf=Volume(R134a;T=Tf;x=0)

```

"Para el refrigerante"

```

P=0,37
Ac=a*c
c=3*convert(mm;m)
a=0,36
g=9,81
L=0,81
mr=5,261
mr_p=mr/n_veces
n_veces=(N+1)/2
hfg=hfg_o+0,68*cpl*(Tsat-Ts)+Cpv*(Tv-Ts)
Tv=47,91
Tsat=32
Ts=28
Tf=(Ts+Tsat)/2
Tm=(Tv+Tsat)/2
q_cond=mr_p*hfg
hfg_o=enthalpy_vaporization(R134a;T=Tsat)
cpl=cp(R134a;T=Tsat;x=0)
cpv=cp(R134a;T=Tm;x=1)
Re=(4*q_cond)/(P*mu_l*hfg)
mu_l=viscosity(R134a;T=Tf;x=0)
hl=(Re*kl)/(8750+58*Pr_l**(-0,5)*(Re**0,75-253))*(g/vl**2)**(1/3)
Pr_l=prandtl(R134a;T=Tf;x=0)

```

kl=conductivity(R134a;T=Tf;x=0)

vl=mu_l/rho_l

rho_l=density(R134a;T=Tf;x=0)

"Para el agua"

Area=(N-2)*0,3

"N=450"

U1*Area=135600"/(N-2)"

1/U1=1/hw+t/Km+1/hl

t=0,5*convert(mm;m)

Km=16,7

mw_p=mw/n_veces

mw=26,24

Gw=mw_p/Ac

Rew=Gw*lc/muw

lc=2*c

muw=viscosity(Water;T=Tw;x=0)

Tw=20

Pr=muw*cp/Kw

kw=conductivity(Water;T=Tw;x=0)

Cp=cp(Water;T=Tw;x=0)

jhw=a_1*Rew**b_1

a_1=0,52

b_1=-0,39

hw=G*jhw*Cp/pr**(2/3)

"hw=kw*0,664*Rew**0,5*Pr**(1/3)/L"

H_enf=14+2,38*N2

N2=N*1,05

Apéndice 25: Cálculo de pérdidas de presión debido a la carga por fricción en las tuberías

"Cálculo de pérdidas en tuberías principales"

```
Q1r=mr/rho1
Q2r=mr/rho2
Q3r=mr/rho3
Q4r=mr/rho4
rho1=Density(R134a;T=T1;P=P1)
rho3=Density(R134a;T=T3;x=0)
rho2=Density(R134a;T=T2;P=P2)
rho4=Density(R134a;T=T4;P=P4)
```

"Diámetros"

```
D1=63,5*convert(mm;m)
D2=D1
D3=37,61*convert(mm;m)
D4=31,62*convert(mm;m)
```

"Áreas"

```
A1=pi/4*D1**2
A2=pi/4*D2**2
A3=pi/4*D3**2
A4=pi/4*D4**2
```

"Velocidades"

```
V1=Q1r/A1
V2=Q2r/A2
V3=Q3r/A3
V4=Q4r/A4
```

"Longitudes"

```
L1=300*convert(mm;m)
L2=477*convert(mm;m)
L3=1160*convert(mm;m)
L4=2916*convert(mm;m)
```

"Números de reynolds"

$$Re1=(V1*D1*\rho1)/\mu1$$

$$Re2=(V2*D2*\rho2)/\mu2$$

$$Re3=(V3*D3*\rho3)/\mu3$$

$$Re4=(V4*D4*\rho4)/\mu4$$

"Viscosidades"

$$\mu1=Viscosity(R134a;T=T1;P=P1)$$

$$\mu2=Viscosity(R134a;T=T2;P=P2)$$

$$\mu3=Viscosity(R134a;X=0;P=P3)$$

$$\mu4=Viscosity(R134a;T=T4;P=P4)$$

"Factor de fricción"

$$f1=0,25/(\log_{10}(\epsilon/(3,7*D1)+5,74/Re1^{0,9}))^2$$

$$f2=0,25/(\log_{10}(\epsilon/(3,7*D2)+5,74/Re2^{0,9}))^2$$

$$f3=0,25/(\log_{10}(\epsilon/(3,7*D3)+5,74/Re3^{0,9}))^2$$

$$f4=0,25/(\log_{10}(\epsilon/(3,7*D4)+5,74/Re4^{0,9}))^2$$

"Pérdidas por accesorios"

$$Acc1=f1*K1*(V1^2/2)*\rho1$$

$$Acc3=f2*K3*(V3^2/2)*\rho3$$

$$Acc4=3*f3*K4*(V4^2/2)*\rho1$$

"Lequ"

$$K1=0,5$$

$$K3=0,8$$

$$K4=0,6$$

$$\epsilon=1,5*10^{-6}$$

"Caída de presión"

$$\Delta P1=f1*L1/D1*(V1^2/2)*\rho1+Acc1$$

$$\Delta P2=f2*L2/D2*(V2^2/2)*\rho2$$

$$\Delta P3=f3*L3/D3*(V3^2/2)*\rho3+Acc3$$

$$\Delta P4=f4*L4/D4*(V4^2/2)*\rho4+Acc4$$

Apéndice 26: Código del cálculo del ciclo Rankine orgánico básico considerando las pérdidas.

"CICLO RANKINE ORGÁNICO"

```

Wt=117
Wbombas_condensador + Wb_real + Wb_caldera=wbombas
Wb_real=14,8 [kw]
W_neta=Wt-wbombas
T1=101 [°C]
P1=3 [Mpa]
h1=enthalpy(R134a;T=T1;P=P1)
s1=entropy(R134a;T=T1;P=P1)
s1=s2s
P1/P2=Rp
x2=quality(R134a;T=T2;h=h2)
"Rp=3,7"
T3=32
h2s=enthalpy(R134a;s=s2s;P=P2)
n_turbina=0,8
n_turbina=(h1-h2)/(h1-h2s)
Wt=mr*(h1-h2)
T2=temperature(R134a;P=P2;h=h2)
P2-(9442+2851+3633)/1000000=P3

```

"BOMBA"

```

T8=29
T7=20
Qcond=mr*(h2-h3)
Qcond=mw*(h8-h7)
h7=enthalpy(Water;T=T7;x=0)
h8=enthalpy(Water;T=T8;x=0)
Wb=mr*(h4-h3)
n_bomba=0,75
n_bomba=(h4s-h3)/(h4-h3)
T3=temperature(R134a;P=P3;x=0)
h3=enthalpy(R134a;T=T3;x=0)
s3=entropy(R134a;T=T3;x=0)
s3=s4s
h4s=enthalpy(R134a;s=s4s;P=P4)

```

```

P4=P1+(21724+490+10205)/1000000
T4=temperature(R134a;P=P4;h=H4)
Qcald=mr*(h1-h4)
n_termica=(Wt-Wbombas)/Qcald*100
P7=p_sat(Water;T=T7)
P8=p_sat(Water;T=T8)
DeltaP=P8-P7

```

"Condensador"

```

hl=enthalpy(R134a;T=T3;x=1)
Qc1=mr*(h2-hl)
Qc2=mr*(hl-h3)
Qc1=mw*(h8-hl_agua)
Qc2=mw*cp_water*(Tl_agua-T7)
cp_water=Cp(Water;T=T7;x=0)
DMLT1=((T2-T8)-(T3-Tl_agua))/ln((T2-T8)/(T3-Tl_agua))
Qc1=UA1*DMLT1
DMLT2=((T3-Tl_agua)-(T3-T7))/ln((T3-Tl_agua)/(T3-T7))
Qc2=UA2*DMLT2
UA_TOTAL=UA1+UA2
P3_bar=P3*convert(Mpa;bar)
mr=rho_b*Caudal_r
rho_b=Density(R134a;T=T3;x=0)
DeltaP_b=P4-P3
Caudal_r*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora

```

"Para el intercambiador de calor en la caldera"

```

Qcal1=mr*(hg-h4)
hg=enthalpy(R134a;P=P4;x=1)
Qcal2=mr*(h1-hg)
Qcal1=mw2*(hg_agua-h6)
Qcal2=mw2*(h5-hg_agua)
h5=enthalpy(water;T=T5;X=1)
T5=105
h6=enthalpy(water;X=0;T=T6)
T6=T5
Qcal1=UA_c1*(T6-T4)
Qcal2=UA_C2*DMLT_C2
DMLT_C2=((T6-T4)-(T5-T1))/ln((T6-T4)/(T5-T1))
UA_CALDERA=UA_C1+UA_C2

```

"Para la bomba en el condensador, bomba que trabaja con agua"

```

mw=rho_w*Caudal_w
rho_w=1000 [kg/m**3]
Caudal_w*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora_w
delta_p_w=(P7-P0)*1000
P0=p_sat(Water;T=19)

```

"Como resultado en grundfos se escogen 4 bombas iguales para trabajar en paralelo con Caudal=22,5 m**3/h y deltap = 5 kpa mucho mayor al necesario pero es lo mínimo que se puede cada bomba con W=0,5 hp y son 4 "

```
Wbombas_condensador=0,5*4*convert(hp;kw)
```

"Para la bomba antes del intercambiador de la caldera"

```

mw2=rho_w*Caudal_w2
Caudal_w2*convert(m**3/s;m**3/hr) =Caudal_hora_w2
delta_p_wc=(P5-0,101325)*1000
P5=p_sat(Water;T=T5)

```

"De grundfos se obtiene una bomba de 0,5 hp"

```
Wb_caldera=0,5*convert(hp;kw)
```

Apéndice 27: Resultados de pérdidas por fricción en intercambiadores en el software EES.

$$\delta_{pTotal} = 9442 \text{ [Pa]}$$

Apéndice 28: Resultados de pérdidas por fricción en tuberías en el software EES.

$$\delta p_1 = 490,1 \text{ [Pa]}$$

$$\delta p_2 = 2851 \text{ [Pa]}$$

$$\delta p_3 = 3739 \text{ [Pa]}$$

$$\delta p_4 = 21724 \text{ [Pa]}$$

Apéndice 29: Resultados generales ORC básico sin considerar las pérdidas, para R134A.

Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg

A1 = 0.023167 [m ²]	A2 = 0.003167 [m ²]	A3 = 0.001111 [m ²]	A4 = 0.0007853 [m ²]	Acc1 = 46.9 [kg ² /s ² .m ²]	Acc3 = 75.81 [kg ² /s ² .m ²]
Acc0 = 53.32 [kg ² /s ² .m ²]	Caudal _{agua} = 96.06 [m ³ /h]	Caudal _{org,w} = 94.46 [m ³ /h]	Caudal _{org,m2} = 1.752 [m ³ /h]	Caudal _g = 0.00448 [m ³ /s]	Caudal _{g,w} = 0.02624 [m ³ /s]
Caudal _{org,2} = 0.0094867 [m ³ /s]	CP _{water} = 4.183 [kJ/kg.K]	D1 = 0.0635 [m]	D2 = 0.0635 [m]	D3 = 0.03761 [m]	D4 = 0.03162 [m]
δP = 0.001665 [MPa]	δP _g = 2.194 [MPa]	δP _g = 490.7 [Pa]	δP _g = 289.1 [Pa]	δP _g = 3738 [Pa]	δP _g = 21724 [Pa]
δ _{g,w} = 0.141 [KPa]	δ _{g,w,c} = 19.46 [KPa]	DMLT1 = 9.413 [C]	DMLT2 = 7.129 [C]	DMLT _{g,2} = 23.35 [C]	e = 0.0000015
h1 = 0.01012 [m]	h2 = 0.00997 [m]	h3 = 0.01249 [m]	h4 = 0.01243 [m]	h1 = 386.5 [kJ/kg]	h2 = 264.3 [kJ/kg]
h2a = 278.7 [kJ/kg]	h3 = 96.48 [kJ/kg]	h4 = 96.94 [kJ/kg]	h4a = 96.32 [kJ/kg]	h6 = 2664 [kJ/kg]	h5 = 440.2 [kJ/kg]
h7 = 82.84 [kJ/kg]	h8 = 121.5 [kJ/kg]	h9 = 279.1 [kJ/kg]	h _{9,org} = 2387 [kJ/kg]	h = 257.6 [kJ/kg]	h _{9,org} = 118.2 [kJ/kg]
K1 = 0.5	K3 = 0.8	K4 = 0.6	L1 = 0.3 [m]	L2 = 0.477 [m]	L3 = 1.16 [m]
L4 = 2.916 [m]	ma1 = 0.0001055 [kg/m.s]	ma2 = 0.0001266 [kg/m.s]	ma3 = 0.0001762 [kg/m.s]	ma4 = 0.0001821 [kg/m.s]	ma5 = 0.0001821 [kg/m.s]
m _{org} = 26.24 [kg/s]	m _{org,2} = 0.4867 [kg/s]	η _{isena} = 0.75 [%]	η _{isena} = 9.189 [%]	η _{isena} = 0.8 [%]	P0 = 0.002198 [MPa]
P1 = 3 [MPa]	P2 = 0.8159 [MPa]	P3 = 0.8159 [MPa]	P5 = 0.159 [bar]	P4 = 3 [MPa]	P5 = 0.1208 [MPa]
P7 = 0.002339 [MPa]	P8 = 0.004009 [MPa]	Q1r = 0.03633 [kg/s]	Q2r = 0.1451 [kg/s]	Q3r = 0.00448 [kg/s]	Q4r = 0.004431 [kg/s]
Qc1 = 87.51 [kJ/s]	Qc2 = 909.4 [kJ/s]	Qc01 = 947.9 [kJ/s]	Qc02 = 544.2 [kJ/s]	Qc03 = 1092 [kW]	Qc04 = 1092 [kW]
Re1 = 6.330E+06 [kg ² /s.m ⁴]	Re2 = 0.193E+06 [kg ² /s.m ⁴]	Re3 = 359416 [kg ² /s.m ⁴]	Re4 = 1.163E+06 [kg ² /s.m ⁴]	rho1 = 148.9 [kg/m ³]	rho2 = 36.25 [kg/m ³]
rho3 = 1389 [kg/m ³]	rho4 = 1387 [kg/m ³]	ρ _g = 1388 [kg/m ³]	ρ _g = 1098 [kg/m ³]	Rp = 3.677	s1 = 0.9636 [kJ/kg.K]
s2a = 0.9639 [kJ/kg.K]	s7 = 0.3573 [kJ/kg.K]	s4a = 0.3573 [kJ/kg.K]	T1 = 101 [°C]	T2 = 47.91 [°C]	T3 = 32 [°C]
T4 = 33.75 [°C]	T5 = 105 [°C]	TE = 105 [°C]	T7 = 20 [°C]	T8 = 29 [°C]	T _{9,org} = 28.2 [°C]
UA _{g,1} = 13.3	UA _{g,2} = 13.3	UA _{g,3} = 13.3	UA _{g,4} = 6.174	UA _{g,5,200K} = 15.48	UA _{g,5,200K} = 15.48
V1 = 11.16 [kg/s.m ²]	V2 = 45.83 [kg/s.m ²]	V3 = 4.015 [kg/s.m ²]	V4 = 6.683 [kg/s.m ²]	Wb _g = 12.94 [kJ/s]	Wb _{g,org} = 10.60 [kJ/s]
W _{condensador} = 0.495 [kW]	W _{condens} = 0.3729 [kW]	W _{total} = 14.8 [kW]	W _{total} = 117 [kW]	W _{total} = 100.3 [kW]	x2 = 100

Apéndice 30: Resultados generales ORC básico considerando las pérdidas para R134A.

Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg

Caudal _{org} = 16,3 [m ³ /h]	Caudal _{org,w} = 96,09 [m ³ /h]	Caudal _{org,w2} = 1,779 [m ³ /h]	Caudal _r = 0,004529 [m ³ /s]	Caudal _w = 0,02669 [m ³ /s]
Caudal _{w2} = 0,0004942	CP _{water} = 4,183 [kJ/kg·K]	zP = 0,001669 [MPa]	zP _e = 2,217	z _{2,w} = 0,141 [Kpa]
δ _{0,w} = 19,46	DMLT1 = 9,624 [C]	DMLT2 = 7,14 [C]	DMLT ₂₂ = 23,35 [C]	h1 = 306,5 [kJ/kg]
h2 = 284,6 [kJ/kg]	h2s = 279,1 [kJ/kg]	h3 = 96,48 [kJ/kg]	h4 = 98,97 [kJ/kg]	h4s = 98,35 [kJ/kg]
h5 = 2684 [kJ/kg]	h6 = 440,2 [kJ/kg]	h7 = 83,84 [kJ/kg]	h8 = 121,5 [kJ/kg]	h _g = 278,9 [kJ/kg]
h _{agua} = 2385 [kJ/kg]	h _i = 267,6 [kJ/kg]	h _{agua} = 118,1 [kJ/kg]	me = 5,342 [kg/s]	mw = 26,69 [kg/s]
mw2 = 0,4942 [kg/s]	η _{isentro} = 0,75 [%]	η _{termod} = 9,051 [%]	η _{isentro} = 0,8 [%]	P0 = 0,002198 [MPa]
P1 = 3 [MPa]	P2 = 0,8318 [MPa]	P3 = 0,8159 [MPa]	P3 = 6,159 [bar]	P4 = 3,632 [MPa]
P5 = 0,1208 [MPa]	P7 = 0,002339 [MPa]	P8 = 0,004008 [MPa]	Qc1 = 90,67 [kJ/s]	Qc2 = 914,3 [kJ/s]
Qcal1 = 961,1 [kg/s]	Qcal2 = 147,5 [kJ/s]	Qcald = 1199 [kW]	Q _{extra} = 1005 [kW]	p _g = 1100 [kg/m ³]
p _w = 1000 [kg/m ³]	Rp = 3,607	s1 = 0,9538 [kJ/kg·K]	s2 _g = 0,9538 [kJ/kg·K]	s3 = 0,3573 [kJ/kg·K]
s4s = 0,3573 [kJ/kg·K]	T1 = 101 [C]	T2 = 48,54 [C]	T3 = 32 [C]	T4 = 33,77 [C]
T5 = 105 [C]	T6 = 105 [C]	T7 = 20 [C]	T8 = 29 [C]	Th _{agua} = 28,19 [C]
W1 = 0,422 [kW]	W2 = 0,8 [kW]	UA _{cs} = 13,49	UA _{cs} = 6,319	UA _{caldera} = 19,81
W _{org} = 1,073 [kW]	W _g = 13,33 [kJ/s]	wbombas = 16,66 [kW]	W _{bombas} = 1,431 [kW]	W _{caldera} = 0,3729 [kW]
W _{total} = 14,8 [kW]	W _t = 117 [kW]	W _{extra} = 106,3 [kW]	x2 = 100	

Apéndice 31: Resultados generales ORC con IHX. Para R134A.

Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg

A = 3,486 [°C]	B = 6,142 [°C]	Caudal _{h₂to h₃} = 80.8 [m ³ /h]	Caudal _w = 0,02244	δ _{p,w} = 0,141 [MPa]	DMLT = 4,689
h1 = 305 [kJ/kg]	h2 = 282,9 [kJ/kg]	h2ix = 273,2 [kJ/kg]	h2s = 277,4 [kJ/kg]	h3 = 96,58 [kJ/kg]	h4 = 99,03 [kJ/kg]
h4ix = 108,7 [kJ/kg]	h4s = 98,42 [kJ/kg]	h7 = 83,84 [kJ/kg]	h8 = 125,7 [kJ/kg]	J = 0,5676	m _r = 5,315 [kg/s]
m _w = 22,44 [kg/s]	η _{tombas} = 0,75 [%]	η _{termica} = 9,647 [%]	η _{turbina} = 0,8 [%]	P0 = 0,002198 [MPa]	P1 = 3 [MPa]
P2 = 0,8174 [MPa]	P2ix = 0,8174 [MPa]	P3 = 0,8174 [MPa]	P4 = 3 [MPa]	P4ix = 3	P7 = 0,002339 [MPa]
P8 = 0,004246 [MPa]	Q _{cald} = 1043 [kJ/s]	Q _{cond} = 939 [kJ/s]	Q _{lox} = 51,58 [kJ/s]	ρ _w = 1000 [kg/m ³]	R _p = 3,67
s1 = 0,9497 [kJ/kg-K]	s2s = 0,9497 [kJ/kg-K]	s3 = 0,3576 [kJ/kg-K]	s4s = 0,3576 [kJ/kg-K]	T1 = 100 [°C]	T2 = 46,65 [°C]
T2ix = 37,3 [°C]	T3 = 32,07 [°C]	T4 = 33,82 [°C]	T4ox = 40,51 [°C]	T7 = 20 [°C]	T8 = 30 [°C]
UA _{hx} = 11	W _s = 13,06 [kW]	w _{bombas} = 16,39 [kW]	W _{bombascondensador} = 1,491	w _{brasil} = 14,9	W _t = 117 [kW]
W _{neto} = 100,5 [kW]					

Apéndice 32: Resultados generales en el condensador para el R134A.

Unit Settings: SI C kPa J mass deg

$a = 0,36$	$A_c = 0,00108 \text{ [m]}$	$Area = 383,1 \text{ [m}^2\text{]}$	$A_{total} = 4123 \text{ [m}^2\text{]}$	$a_1 = 0,52$	$b_1 = -0,39$	$c = 0,003 \text{ [m]}$
$c_p = 4183$	$c_{pl} = 1456$	$C_{pv} = 1144$	$\delta_{pe} = 0,3741$	$\delta_{pc} = 0,009164$	$\delta_{gr} = 5,572$	$\delta_{pg} = 9436$
$\dot{Q}_{gTotal} = 9442$	$g = 9,81$	$Gr = 3,809 \text{ [1/m]}$	$Gw = 37,97 \text{ [1/m]}$	$hfg = 197891$	$hfg_0 = 171145$	$hl = 740,2$
$h_w = 692,6$	$H_{ent} = 3210$	$j_{hw} = 0,06265$	$kl = 0,08079$	$Km = 16,7$	$Kw = 0,586$	$L = 0,81$
$lc = 0,006 \text{ [m]}$	$mr = 5,261$	$m_{g_s} = 0,008221$	$muw = 0,001002$	$\mu_l = 0,0001827$	$mw = 26,24$	$mw_p = 0,041$
$L = 121,9$	$N2 = 1343$	$Np = 640$	$n_{veces} = 639,9$	$P = 0,37$	$Pr = 7,154$	$Pr_1 = 3,271$
$q_{cond} = 1627$	$Re = 486,5$	$Re_w = 227,3 \text{ [1/m]}$	$p_l = 1187$	$\rho_{le} = 1187$	$t = 0,0005 \text{ [m]}$	$Tf = 30$
$T_m = 39,96$	$T_s = 28$	$T_{sat} = 32$	$T_v = 47,91$	$T_w = 20$	$U1 = 364$	$Vf = 0,0008421$
$Vg = 0,02662$	$vl = 1,539E-07$	$Xg = 1$				

Apéndice 33: Resultados generales en el evaporador para el R134A.

Unit Settings: SI C kPa J mass deg

$a = 0,36$	$A_c = 0,00108 \text{ [m]}$	$Area = 20,79$	$Atotal = 223,8 \text{ [R}^2/\text{m}^2\text{]}$	$c = 0,003 \text{ [m]}$
$cpl = 1464$	$cplw = 4224$	$Cpv = 1538$	$cprw = 2062$	$\delta_{pa} = 39,47$
$\delta_{pc} = 3,449$	$\delta_{pt} = 2097$	$\delta_{pg} = 8065$	$\delta_{pTotal} = 10205$	$\eta_r = 0,0004 \text{ [m}^2\text{K/kW]}$
$\eta_w = 0,0001 \text{ [m}^2\text{K/kW]}$	$g = 9,81$	$Gr = 68,32 \text{ [1/m]}$	$hfg = 104981$	$hglw = 2,243E+06$
$hfg_0 = 169419$	$hl = 1880$	$hw = 187624$	$H_{enf} = 192,2$	$kl = 0,06064$
$klw = 0,6665$	$Km = 16,7$	$L = 0,81$	$mr = 5,261$	$mr_0 = 0,1455$
$mr_w = 0,01346$	$\mu_i = 0,0001118$	$\mu_{iw} = 0,0002677$	$mW = 0,4867$	$\tau = 21,3$
$N2 = 74,86$	$Np = 640$	$n_{veces} = 36,15$	$P = 0,37$	$Pl_i = 3,228$
$Pr_{iw} = 1,697$	$q_{cond} = 15278$	$q_{condw} = 30204$	$Re = 14074$	$Rew = 543,7$
$\rho_l = 1015$	$\rho_{lw} = 954,7$	$\rho_m = 1015$	$t = 0,0005 \text{ [m]}$	$Tf = 66,88$
$Tm = 67,38$	$Ts = 100$	$Tsat = 33,75$	$Tsatw = 105$	$Tv = 101$
$Tw = 105$	$Ut = 937$	$Vf = 0,0009853$	$Vg = 0,00944$	$v_i = 1,101E-07$
$v_{lw} = 2,804E-07$	$Xlg = 1$			

Apéndice 34: Resultados generales para el ORC básico con R-227ea.

Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg

Caudal_{org,ic} = 107 [kg/s]	Caudal_v = 0,005993	Caudal_{org,ex} = 27,57 [kg/s]	Caudal _w = 0,02972	CP _{water} = 4,183
δ _p = 1,481 [MPa]	δ _{p,w} = 0,141	DMLT1 = 15,18	DMLT2 = 7,353	DMLT _{C2} = 25,21 [C]
h1 = 209,7 [kJ/kg]	h2 = 195,1 [kJ/kg]	h2s = 191,5	h3 = 56,23 [kJ/kg]	h4 = 57,69 [kJ/kg]
h4s = 57,33	h5 = 2684 [kJ/kg]	h6 = 440,2 [kJ/kg]	h7 = 83,84	h8 = 121,5
h _g = 188,9 [kJ/kg]	h _{g,agua} = 2378 [kJ/kg]	h1 = 164,3 [kJ/kg]	h _{agua} = 113,1	m_r = 8,066
m_r = 29,22 [kg/s]	m_{w2} = 0,5457	η _{bomba} = 0,75	η_{bomba} = 0,76 [kg]	η _{turbina} = 0,8
P0 = 0,002198	P1 = 2,03 [MPa]	P2 = 0,5486	P3 = 0,5486 [MPa]	P4 = 2,03 [MPa]
P7 = 0,002339	PCT = 2,899 [MPa]	PCT = 182,8 [C]	Qc1 = 248,7 [kg/s]	Qc2 = 870,3 [kg/s]
Qcal1 = 1057	Qcal2 = 166,9 [kJ/kg]	Qcald = 1224 [kW]	Qcond = 1119 [kW]	p _g = 1344 [kg/m ³]
ρ _w = 1000 [kg/m ³]	Rp = 3,7 [MPa]	s1 = 0,6398 [kJ/kg·K]	s2s = 0,6398 [kJ/kg·K]	s3 = 0,2002 [kJ/kg·K]
s4s = 0,2002	T1 = 100 [°C]	T_g = 65 [C]	T3 = 31,4 [C]	T4 = 32,61 [C]
T5 = 105 [C]	T6 = 105 [C]	T7 = 20	T8 = 29	TG = 83,97
T _{agua} = 27	UA1 = 16,38	UA2 = 118,4	UA _{C1} = 14,61	UA _{C2} = 6,618
UA_{CALDERA} = 21,22	UA_{TOTAL} = 134,7	Wb = 11,79 [kW]	Wbombas = 16,86 [kW]	Wbombas _{condensador} = 1,491
Wb _{caldera} = 0,3729 [kW]	Wb _{real} = 15	Wneta = 100,1 [kW]	W_r = 117 [kW]	x2 = 100

Apéndice 35: Resultados generales para el condensador con R-227ea.

Unit Settings: SI C kPa J mass deg

a = 0,36	Ac = 0,00108	Area = 462,6	a ₁ = 0,52	b ₁ = -0,39	c = 0,003 [m]	cp = 4184	cpl = 1203
hw = 766,5	H _{enf} = 3872	jhw = 0,06828	kl = 0,05707	Km = 16,7	Kw = 0,5994	L = 0,81	lc = 0,006
N = 1544	N2 = 1621	n _{veces} = 772,4	P = 0,37	Pr = 6,993	Pr _l = 4,781	q _{cond} = 1323	Re = 419,8
Tsat = 31,28	Tv = 66,03	Tw = 20	U1 = 250,6	vl = 1,667E-07			

Apéndice 36: Resultados generales para el ORC básico con R-245fa.

Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg				
Caudal _{org,w} = 99.91 [m ³ /h]	Caudal _o = 0.006356	Caudal _{o,hora} = 22.89 [s/h]	Caudal _w = 0.02775	cp _{water} = 4.183
δ _g = 2.625 [MPa]	δ _{p,w} = 0.141	DMLT1 = 59.45	DMLT2 = 59.76	DMLT _{C2} = 26.99 [C]
h1 = 492.3 [kJ/kg]	h2 = 474.5 [kJ/kg]	h2s = 470	h3 = 315.3 [kJ/kg]	h4 = 318.3 [kJ/kg]
h4s = 317.6	h5 = 2758 [kJ/kg]	h6 = 675.7 [kJ/kg]	h7 = 83.84	h8 = 121.5
hg = 481.1 [kJ/kg]	hgagua = 2624 [kJ/kg]	hi = 464.4 [kJ/kg]	hi _{agua} = 119.1	m _o = 0.686
m _o = 27.75 [kg/s]	m _{o2} = 0.5485	η _{bomba} = 0.75	η _{turbina} = 0.8	η _{turbina} = 0.8
P0 = 0.002198	P1 = 3.5 [MPa]	P2 = 0.875	P3 = 0.875 [MPa]	P4 = 3.5 [MPa]
P7 = 0.002339	P _C = 3.651 [MPa]	POT = 154	Qc1 = 66.32 [kg/s]	Qc2 = 978.6 [kg/s]
Qcal1 = 1069	Qcal2 = 73.26 [kJ/kg]	Qcald = 1142 [kW]	Qcond = 1045 [kW]	p _o = 1033 [kg/m ³]
p _w = 1000 [kg/m ³]	Rp = 4 [MPa]	s1 = 1.798 [kJ/kg-K]	s2s = 1.798 [kJ/kg-K]	s3 = 1.366 [kJ/kg-K]
s4s = 1.365	T1 = 154 [°C]	T = 92 [°C]	T3 = 84.07 [°C]	T4 = 86.29 [C]
T5 = 160 [C]	T6 = 160 [C]	T7 = 20	T8 = 29	T _{agua} = 28.43
UA1 = 1.116	UA2 = 16.38	UA _{C1} = 14.5	UA _{C2} = 2.714	UA _{CALDERA} = 17.21
UA _{TOTAL} = 17.48	Wb = 19.77 [kW]	Wbomba = 23.86 [kW]	Wbomba _{condensador} = 1.491	Wb _{caldera} = 0.3729 [kW]
Wb _{red} = 22	W _{nota} = 93.14 [kW]	W _o = 117 [kW]	x2 = 100	

Apéndice 37 Resultados generales para el condensador con R-245fa

Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg

$a = 0,36$	$A_c = 0,00108 \text{ [m]}$	$Area = 313,1$	$a_1 = 0,52$	$b_1 = -0,39$	$c = 0,003 \text{ [m]}$	$c_p = 4,183$	$c_{pl} = 1,503$
$C_{pv} = 1,261$	$g = 9,81$	$G_w = 49,09 \text{ [1/m]}$	$hfg = 214,5$	$hfg_0 = 149$	$hl = 523,6$	$hw = 62,65$	$H_{ent} = 2503$
$j_{hw} = 0,05667$	$kl = 0,0674$	$Km = 16,7$	$Kw = 0,586$	$L = 0,81$	$lc = 0,006 \text{ [m]}$	$mr = 6,566$	$mr_p = 0,01255$
$\mu_{uw} = 0,001002$	$\mu_l = 0,0002186$	$m_w = 27,75$	$mw_p = 0,05302$	$N = 1046$	$n_{veces} = 523,4$	$P = 0,37$	$Pr = 0,007154$
$Pr_l = 4,716$	$q_{cond} = 2,692$	$Re = 620,4$	$Re_w = 293,9 \text{ [1/m]}$	$\rho_l = 1198$	$t = 0,0005 \text{ [m]}$	$TI = 72,04$	$Tm = 88,25$
$T_s = 60$	$T_{sat} = 84,07$	$T_v = 92,43$	$T_w = 20$	$U1 = 55,86$	$vl = 1,825E-07$		

Apéndice 38 Resultados generales para el evaporador con R-245fa

Unit Settings: SI C kPa J mass deg

$\alpha = 0,36$	$A_c = 0,00108 \text{ [m]}$	$Area = 19,68$	$c = 0,003 \text{ [m]}$	$cpl = 1514$	$cplw = 4338$
$Cpv = 1643$	$cpw = 2373$	$\epsilon_c = 0,0004 \text{ [m}^2\text{K/kW]}$	$ff_w = 0,0001 \text{ [m}^2\text{K/W]}$	$g = 9,81$	$hfg = 221754$
$hfgW = 2,082E+06$	$hfg_0 = 147131$	$hl = 1653$	$hw = 112675$	$H_{enf} = 183$	$kl = 0,06144$
$klw = 0,6664$	$Km = 16,7$	$L = 0,81$	$mr = 6,566$	$mr_p = 0,1914$	$mr_w = 0,01599$
$\mu_l = 0,0001694$	$\mu_w = 0,0001703$	$mW = 0,5485$	$\eta = 0,791$	$N2 = 70,99$	$n_{veces} = 34,3$
$P = 0,37$	$Pr_l = 4,27$	$Pr_{lw} = 1,109$	$q_{cond} = 42444$	$q_{condw} = 33294$	$Re = 12218$
$Rew = 1015$	$p_l = 1121$	$p_{lw} = 907,5$	$t = 0,0005 \text{ [m]}$	$Tf = 93,15$	$Tm = 120,1$
$T_s = 100$	$T_{sat} = 86,29$	$T_{satw} = 160$	$T_v = 154$	$T_w = 160$	$U1 = 874,4$
$\nu_l = 1,511E-07$	$\nu_w = 1,877E-07$				

Apéndice 39: Resultados generales en el ORC para el R-423a.

Unit Settings: SI C MPa kJ mass deg

Caudal _{hora,w} = 96,43 [s/hr]	Caudal _r = 0,004882	Caudal _{r,hora} = 17,57 [s/h]	Caudal _w = 0,02679	cp _{water} = 4,183
δ_p = 2,021 [MPa]	$\delta_{p,w}$ = 0,141	DMLT1 = 9,927	DMLT2 = 7,323	DMLT _{C2} = 31,32 [C]
h1 = 263,2 [kJ/kg]	h2 = 245,4 [kJ/kg]	h2s = 240,9	h3 = 91,33 [kJ/kg]	h4 = 94,58 [kJ/kg]
h4s = 93,77	h5 = 2684 [kJ/kg]	h6 = 440,2 [kJ/kg]	h7 = 83,84	h8 = 121,5
hg = 251,1 [kJ/kg]	hg _{agua} = 2522 [kJ/kg]	hl = 229,8 [kJ/kg]	hl _{agua} = 117,7	pe = 6,548
pe = 28,75 [kPa]	pe2 = 0,4822	η_{bomba} = 0,75	$\eta_{turbina}$ = 0,8	$\eta_{turbina}$ = 0,8
P0 = 0,002198	P1 = 2,77 [MPa]	P2 = 0,7486	P3 = 0,7486 [MPa]	P4 = 2,77 [MPa]
P7 = 0,002339	PC = 3,586 [MPa]	PCT = 99,52 [MPa]	Qc1 = 102,1 [kg/s]	Qc2 = 906,4 [kg/s]
Qcal1 = 1025	Qcal2 = 79,47 [kJ/kg]	Qcald = 1104 [kW]	Qcond = 1009 [kW]	p _b = 1341 [kg/m ³]
ρ_w = 1000 [kg/m ³]	Rp = 3,7 [MPa]	s1 = 0,8245 [kJ/kg-K]	s2s = 0,8245 [kJ/kg-K]	s3 = 0,3353 [kJ/kg-K]
s4s = 0,3353	T1 = 95 [C]	T2 = 40 [C]	T3 = 32,1 [C]	T4 = 33,3 [C]
T5 = 105 [C]	T6 = 105 [C]	T7 = 20	T8 = 29	T _{agua} = 28,09
UA1 = 10,29	UA2 = 123,8	UA _{c1} = 14,29	UA _{c2} = 2,537	UA _{calentador} = 16,63
UA _{TOTAL} = 134,1	Wb = 21,29 [kW]	Wbombas = 23,86 [kW]	Wbombas _{condensador} = 1,491	Wb _{caldera} = 0,3729 [kW]
Wb _{real} = 22	Wneta = 93,14 [kW]	Wt = 117 [kW]	x2 = 100	

Apéndice 40: Resultados generales condensador para el R-423a.

Unit Settings: SI C kPa J mass deg

$a = 0,36$	$A_c = 0,00108 \text{ [m]}$	$Area = 319,3$	$a_1 = 0,52$	$b_1 = -0,39$	$c = 0,003 \text{ [m]}$	$c_p = 4183$	$c_{pi} = 1360$
$C_{pv} = 981,2$	$g = 9,81$	$G_w = 46,49 \text{ [1/m]}$	$hfg = 162760$	$hfg_0 = 138431$	$hw = 1269$	$hw = 639,9$	$H_{ent} = 2678$
$j_{hw} = 0,05789$	$kl = 0,1213$	$Km = 16,7$	$Kw = 0,586$	$L = 0,81$	$lc = 0,006 \text{ [m]}$	$mr = 6,548$	$mr_p = 0,01227$
$muw = 0,001002$	$\mu_l = 0,0002223$	$mw = 26,79$	$mw_p = 0,05021$	$N = 1896$	$N2 = 1119$	$n_{veces} = 533,6$	$P = 0,37$
$Pr = 7,154$	$Pr_l = 2,479$	$q_{cond} = 1997$	$Re = 596,7$	$Rew = 278,3 \text{ [1/m]}$	$\rho_l = 1257$	$t = 0,0005 \text{ [m]}$	$Tf = 30,05$
$Tm = 40,52$	$Ts = 28$	$Tsat = 32,1$	$Tv = 48,93$	$Tw = 20$	$U1 = 420$	$vl = 1,768E-07$	

Apéndice 41: Resultados generales en el evaporador para el R-423a.

Unit Settings: SI C kPa J mass deg

a = 0,36	Ac = 0,00108 [m]	Area = 15,59	c = 0,003 [m]	cpl = 1365	cplw = 4224
Cpv = 1158	cpw = 2062	ff _r = 0,0004 [m ² *K/kW]	ff _w = 0,0001 [m ² *K/W]	g = 9,81	hfg = 69776
hfgW = 2,243E+06	hfg ₀ = 137458	hl = 2558	hw = 184191	H _{enf} = 148,9	kl = 0,09314
klw = 0,6665	Km = 16,7	L = 0,81	mr = 6,548	mr _p = 0,2383	mr _w = 0,01791
μ _i = 0,0001261	μ _{iw} = 0,0002677	mW = 0,4922	N = 53,96	N2 = 56,66	n _{veces} = 27,48
P = 0,37	Pr _i = 2,144	Pr _{iw} = 1,697	q _{cond} = 16625	q _{condw} = 40180	Re = 20434
Rew = 723,3	ρ _i = 1074	ρ _{iw} = 954,7	t = 0,0005 [m]	Tf = 66,65	Tm = 64,15
Ts = 100	Tsat = 33,3	Tsatw = 105	Tv = 95	Tw = 105	U1 = 1080
vl = 1,174E-07	vlw = 2,804E-07				

Apéndice 42: Código EES para los costos de equipos.

"bombas"

Costo_BP=9886,77 [USD] "Catálogo Grundfos"

QQ=(Caudal_hora_w/4)*convert(m**3/h;L/s)

C_Ob=3300+48*QQ**1,2

Costoporbomba=C_Ob*(I_2018/I_2008)

Costo_bombasC=5*Costoporbomba

I_2018=1638,2

I_2008=1393

QQ2=Caudal_hora_w2*convert(m**3/h;L/s)

C_Ob2=3300+48*QQ2**1,2

Costo2=C_Ob2*(I_2018/I_2008)

"Costo Turbina"

C_ot=1000*Wt

Costo_turbina=C_ot*(I_2018/I_2008)

"Costo de caldera"

Costo_caldera=167104,17 [USD] "Catálogo precios Colombia"

"Costo de intercambiadores de calor "

Atotal=Area*convert(m**2;ft**2)

C_O=702*Area**0,6907

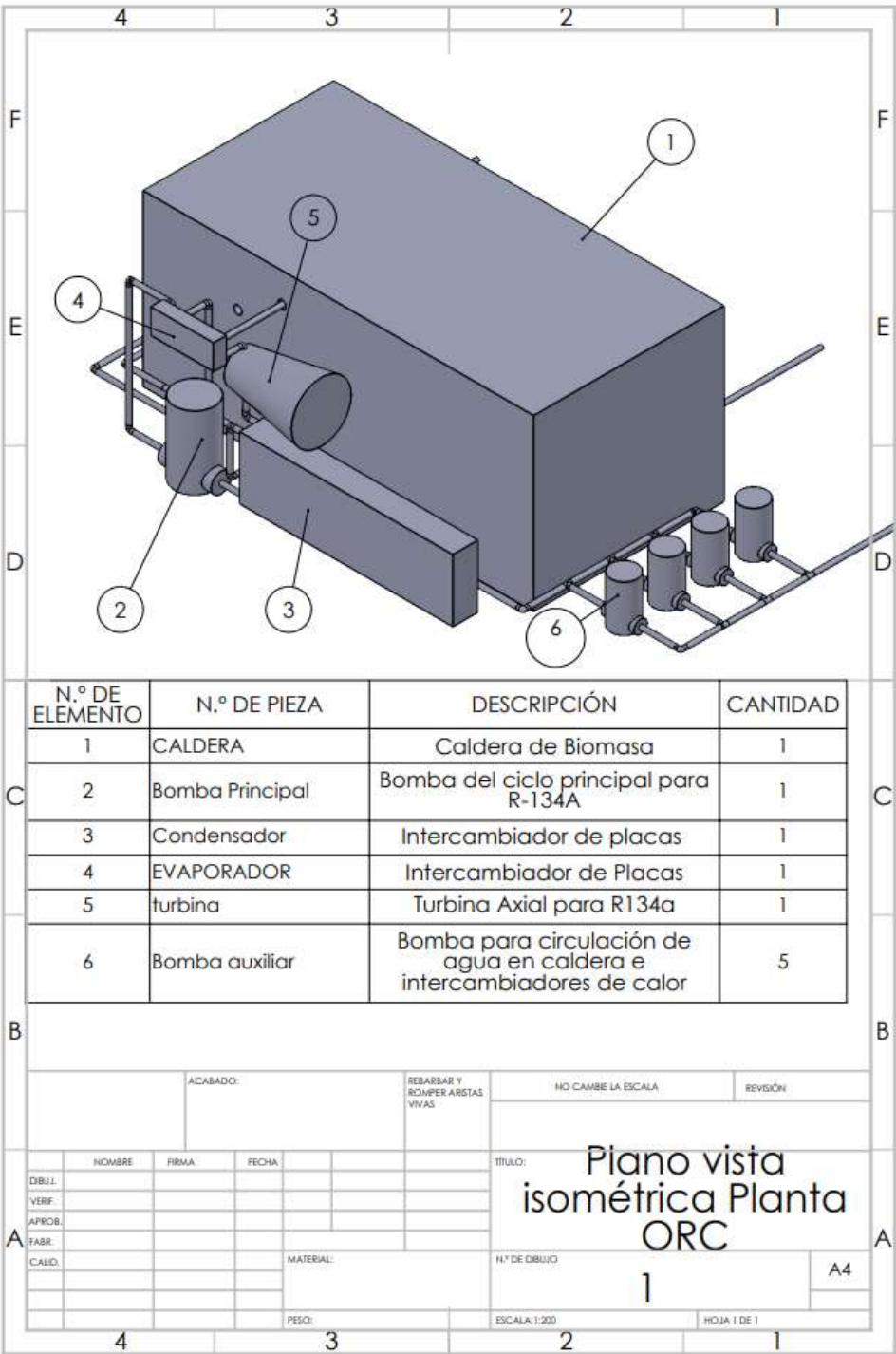
Costo=C_O*(I_2018/I_o)

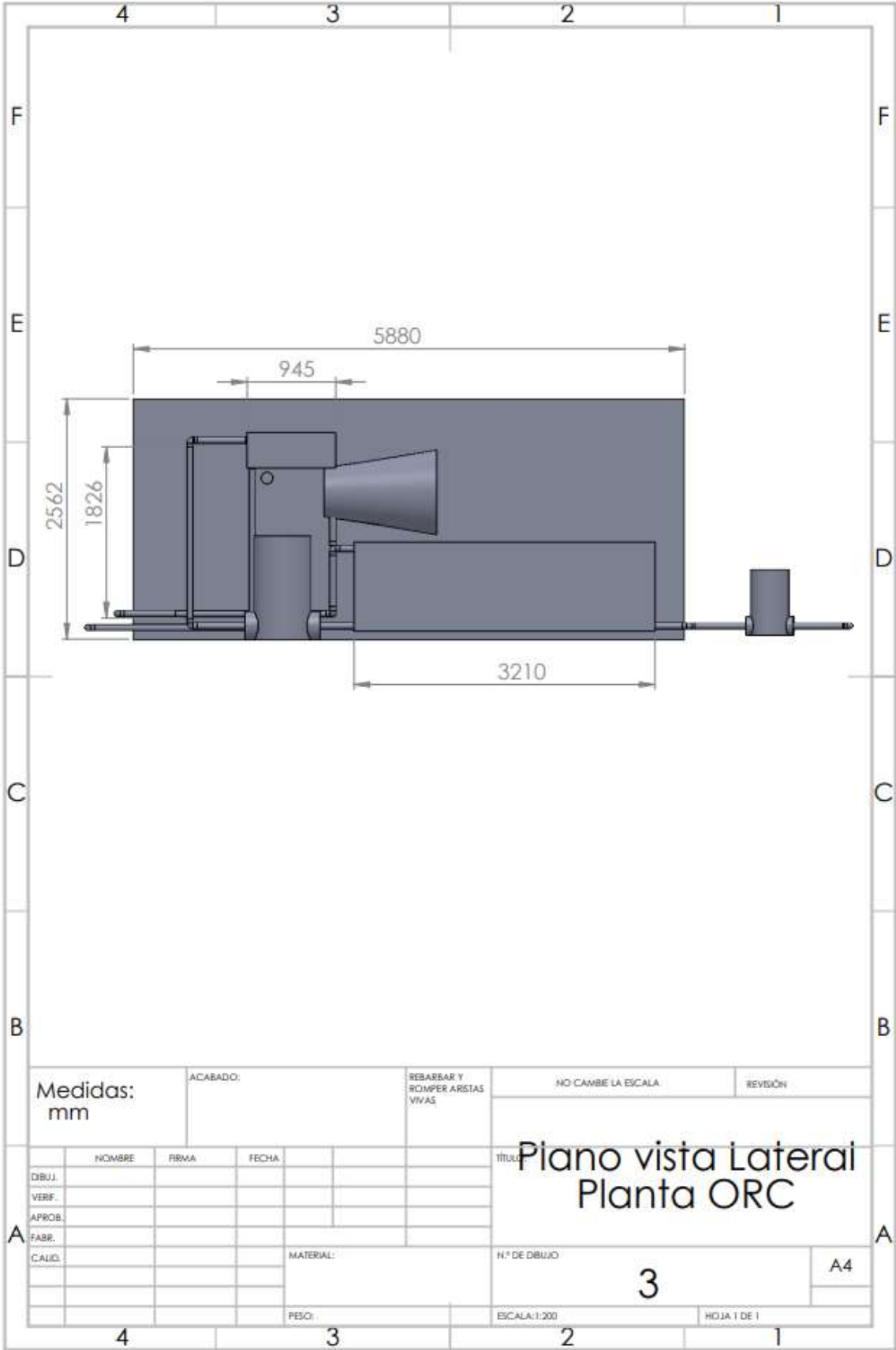
I_o=1113,1

I_2018=1638,2

Este código tiene que ir adicionado al código completo Ciclo Rankine Orgánico Básico (ORC) que se encuentra en el apéndice (6).

Apéndice 43 Planos de la planta :





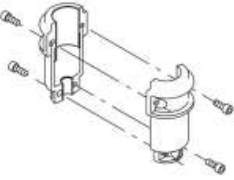
Apéndice 44: Catálogos de los componentes de la planta

Bomba Principal



Empresa:
Creado Por:
Teléfono:

Datos: 12/09/2019

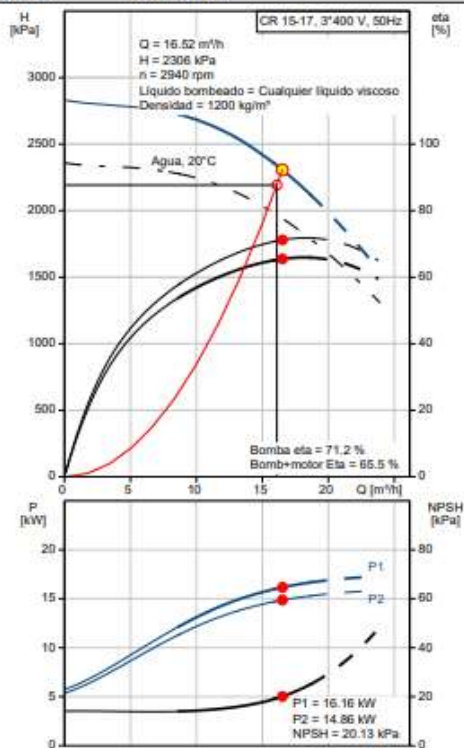
Contar	Descripción
1	CR 15-17 A-F-A-V-HQQV  Advertencia! la foto puede diferir del actual producto Código: 96501807 Bomba centrífuga multietapa para instalación vertical con puertos de aspiración y de descarga al mismo nivel (en línea). El cabezal de la bomba y la base están fabricados en fundición; todas las demás piezas destinadas al contacto con el líquido están fabricadas en acero inoxidable. Un cierre mecánico de cartucho garantiza la máxima fiabilidad, permite llevar a cabo la manipulación de forma segura y facilita el acceso y el mantenimiento. La transmisión de potencia tiene lugar por medio de un acoplamiento dividido. La conexión de las tuberías se lleva a cabo por medio de bridas DIN. La bomba está equipada con un motor asíncrono de 3 fases, refrigerado por ventilador y montado sobre soportes. La bomba está equipada con un motor asíncrono de 3 fases, refrigerado por ventilador y montado sobre soportes. Más información acerca del producto Las piezas de acero, fundición y aluminio poseen un revestimiento con base de epoxi creado por electrodeposición catódica (CED). Como parte del proceso de pintura por inmersión de alta calidad conocido como CED, se crea un campo eléctrico alrededor de los productos que garantiza la deposición de las partículas sobre una capa de la superficie delgada y muy controlada. Una de las partes más importantes de dicho proceso es el pretratamiento. El proceso completo se compone de las siguientes etapas: 1) Limpieza basada en agentes alcalinos. 2) Fosfatización de zinc. 3) Electrodeposición catódica. 4) Secado hasta obtener un grosor de capa seca de 18-22 µm. El código de color del producto acabado es NCS 9000/RAL 9005. Bomba Un acoplamiento dividido de gran longitud conecta la bomba al eje del motor. Dos cubiertas protectoras lo mantienen dentro del soporte del motor. El acoplamiento de gran longitud permite sustituir el cierre mecánico sin necesidad de desmontar el motor de la bomba. 

GRUNDFOS

Empresa:
Creado Por:
Teléfono:

Datos: 12/09/2019

Descripción	Valor
Información general:	
Producto::	CR 15-17 A-F-A-V-HQQV
Código::	96501807
Número EAN::	5700396229607
	5700396229607
Precio:	8.955,00 EUR
Técnico:	
Velocidad predeterminada:	2923 rpm
Caudal real calculado:	16.52 m³/h
Altura resultante de la bomba:	2306 kPa
Altura máx.:	2813 kPa
Etapas:	17
Impulsores:	17
Número de impulsores de diámetro reducido:	0
NPSH baja:	N
Orientación de bomba:	Vertical
Disp. de cierre:	Single
Código del cierre:	HQQV
Homologaciones en placa de características:	CE, EAC
Tolerancia de curva:	ISO9906:2012 3B
Versión de la bomba:	A
Modelo:	A
Materiales:	
Base:	Cast iron EN 1561 EN-GJL-200
	ASTM A48-25B
Impulsor:	Stainless steel EN 1.4301 AlSi 304
Código de material:	A
Código para caucho:	V
Rodamiento:	SIC
Instalación:	
Temperatura ambiente máxima:	60 °C
Presión de trabajo máxima:	25 bar
Presión máxima a la temp. declarada:	25 bar / 90 °C
	25 bar / -20 °C
Tipo de conexión:	DIN
Tamaño de la conexión de entrada:	DN 50
Tamaño de la conexión de salida:	DN 50
Presión nominal para la conexión de la tubería:	PN 25
Entrada nominal de brida:	300 lb
Tamaño de la brida del motor:	FF300
Código de conexión:	F
Líquido:	
Líquido bombeado:	Cualquier líquido viscoso
Rango de temperatura del líquido:	-20 .. 90 °C
Densidad:	1200 kg/m³
Datos eléctricos:	
Normativa de motor:	IEC
Tipo de motor:	160MD
Clase eficiencia IE:	IE3
Potencia nominal - P2:	15 kW
Potencia (P2) requerida por la bomba:	15 kW



Bombas auxiliares condensador

GRUNDFOS 		Empresa: Creado Por: Teléfono:
		Datos: 11/09/2019
Contar	Descripción	
1	TP 80-40/4 BUBE  Código: 96411824 Bomba sencilla centrífuga monocelular de voluta en línea: - Anillos de desgaste e impulsor de acero inoxidable - Tratamiento por cataforesis - Acoplamiento con casquillo - Sistema de extracción para un mantenimiento sencillo - Hidráulica optimizada - Diseño en línea con bocas de aspiración y descarga opuestas que permite su montaje en tuberías o en una cimentación de hormigón. - Cierre mecánico resistente a la corrosión y libre de mantenimiento. El motor es un motor AC 3-fásico. Líquido: Líquido bombeado: Agua Rango de temperatura del líquido: 5 .. 284 °F Densidad: 62.29 lb/ft³ Técnico: Caudal real calculado: 22.5 m³/h Altura resultante de la bomba: 5 kPa Cierre primario: BUBE Homologaciones en placa de características del motor: UL Recognized Component, CSA Tolerancia de curva: ISO9906:2012 3B Materiales: Carcasa de la bomba: Hierro fundido EN-JL 1040 ASTM 25 B Impulsor: Acero inoxidable DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304 Instalación: Rango de temperaturas ambientes: -22 .. 131 °F Presión de trabajo máxima: 145.04 psi Normativa de brida: ANSI Conexión de tubería: 3" Presión nominal: 125 Lb. Datos eléctricos: Tipo de motor: Baldor, TEFC	

		Empresa: Creado Por: Teléfono:
		Datos: 11/09/2019
Contar	Descripción	
	Potencia nominal - P2:	0.5 HP
	Frecuencia de red:	60 Hz
	Tensión nominal:	3 x 208-230/460 V
	Factor de servicio:	1.25
	Intensidad nominal:	2,5-2,4/1 A
	Velocidad nominal:	1725 rpm
	Clase de aislamiento (IEC 85):	B
	Motor N.º:	85601002
	Otros:	
	Peso neto:	97.2 lb
	Peso bruto:	129 lb
	Volumen de transporte:	4.98 ft³
	Tarifa personalizada n.º:	84137099

Bomba auxiliar en la caldera

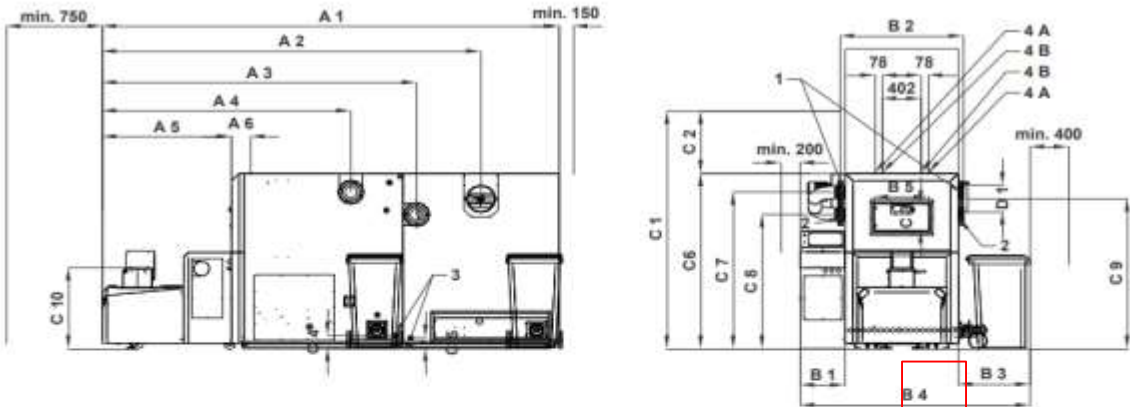
		Empresa: Creado Por: Teléfono:
		Datos: 11/09/2019
Contar	Descripción	
1	TP 32-80/2 BUBE  Advertencia! la foto puede diferir del actual producto Código: 96411783 Bomba sencilla centrífuga monocelular de voluta en línea: - Anillos de desgaste e impulsor de acero inoxidable - Tratamiento por cataforesis - Acoplamiento con casquillo - Sistema de extracción para un mantenimiento sencillo - Hidráulica optimizada - Diseño en línea con bocas de aspiración y descarga opuestas que permite su montaje en tuberías o en una cimentación de hormigón. - Cierre mecánico resistente a la corrosión y libre de mantenimiento. El motor es un motor AC 3-fásico. Líquido: Líquido bombeado: Agua Rango de temperatura del líquido: 5 .. 284 °F Densidad: 62.29 lb/ft³ Técnico: Caudal real calculado: 1.742 m³/h Altura resultante de la bomba: 19.5 kPa Cierre primario: BUBE Homologaciones en placa de características del motor: CE,CURUS,EAC Tolerancia de curva: ISO9906:2012 3B Materiales: Carcasa de la bomba: Hierro fundido EN-JL1040 ASTM 25 B Impulsor: Acero inoxidable DIN W.-Nr. 1.4301 AISI 304 Instalación: Rango de temperaturas ambientes: -22 .. 104 °F Presión de trabajo máxima: 145.04 psi Normativa de brida: USA Conexión de tubería: 1 1/4" Datos eléctricos: Tipo de motor: ML71AB, TEFC	

		Empresa: Creado Por: Teléfono:
		Datos: 11/09/2019
Contar	Descripción	
	Potencia nominal - P2: Frecuencia de red: Tensión nominal: Factor de servicio: Intensidad nominal: Cos phi - factor de potencia: Velocidad nominal: Eficiencia del motor a carga total: Clase de aislamiento (IEC 85): Motor N.º:	0.5 HP 60 Hz 3 x 208-230YY/460Y V 1.25 1,64-1,55/0,78 A 0.84-0.78 3430-3460 rpm 78.5 % F 85900701
	Otros: Peso neto: Peso bruto: Volumen de transporte: País de origen.: Tarifa personalizada n.º:	48.5 lb 57 lb 1.98 ft³ US 84137099

Costos de la caldera (CYPE S.A, s.f.)

Código	Unidad	Descripción	Cantidad	Valor unitario (COP)	Valor parcial (COP)
1		Materiales			
mt38cbh005e	Ud	Caldera para la combustión de astillas y pellets, potencia nominal de 375 a 1250 kW, con cuerpo de acero soldado y ensayado a presión, de 2470x2120x5280 mm, aislamiento interior, doble alimentador de entrada motorizado, cámara de combustión con sistema automático de limpieza del quemador mediante plato vibratorio, intercambiador de calor de tubos verticales con mecanismo de limpieza automática, sistema de recogida y extracción de cenizas del módulo de combustión, sistema de parrilla móvil con limpieza automática, sistema motorizado con cinta de recogida automática y depósito, control de la combustión mediante sonda integrada, sistema de mando integrado con pantalla LCD, para el control de la combustión, del acumulador de A.C.S., del depósito de inercia, del sistema de elevación de la temperatura de retorno y de la válvula	1,000	461122116,11	461122116,11
mt38cbh099g	Ud	Base de apoyo antivibraciones, para caldera.	1,000	974943,91	974943,91
mt38cbh097b	Ud	Limitador térmico de seguridad, tarado a 108 °C, formado por válvula y sonda de temperatura.	1,000	322785,48	322785,48
mt38cbh017d	Ud	Sistema de depuración de gases procedentes de la combustión, formado por doble ciclón, ventilador extractor, carenado con aislamiento y conexiones antivibración, para caldera de biomasa.	1,000	41468053,16	41468053,16
mt38cbh125a	Ud	Base de apoyo antivibraciones para el ciclón de humos.	1,000	237148,52	237148,52
mt38cbh085lla	Ud	Sistema de elevación de la temperatura de retorno por encima de 55 °C, compuesto por válvula motorizada de 3 vías de 150 mm de diámetro y bomba de circulación para evitar condensaciones y deposiciones de hollín en el interior de la caldera.	1,000	32723201,60	32723201,60
mt38cbh029a	Ud	Depósito para cenizas de la combustión, para caldera de biomasa Biofire BioControl.	1,000	3346429,07	3346429,07
mt38cbh028b	Ud	Depósito para cenizas del ciclón de humos, para caldera de biomasa Biofire BioControl.	2,000	3277260,75	6554521,50
mt38cbh102f	Ud	Supervisión y dirección del procedimiento de ensamblaje y conexión interno de caldera de biomasa.	1,000	13833663,49	13833663,49
mt38cbh100f	Ud	Puesta en marcha y formación en el manejo de caldera de biomasa.	1,000	3995293,76	3995293,76
		Subtotal materiales:			564578156,60
2		Mano de obra			
mo004	h	Oficial 1º calefactor.	50,843	14005,70	712091,81
mo103	h	Ayudante calefactor.	50,843	10093,85	513201,62
		Subtotal mano de obra:			1225293,43
3		Herramienta menor			
	‰	Herramienta menor	2,000	565803450,03	11316069,00
Coste de mantenimiento decenal: \$ 259.703.783,56 en los primeros 10 años.			Costos directos (1+2+3):		577119519,03 COP

Catálogo Caldera

HERZ BioFire 500-1500 BioControl							Hoja de especificaciones
							V.2.7
							
BioFire BioControl							Medidas para el montaje [mm]
	500	600	800	1000	1250	1500	
Rango de potencia (kW)	150-500	180-600	240-800	300-1000	375-1250	450-1500	
Rango de potencia - En placa de características (kW)	150-500	180-600	240-800	300-1000	375-1250	450-1500	
Combustión máx. [h]	-	-	-	-	-	-	
A1 Longitud	4.485	4.975	4.975	5.280	5880	5880	
A2 Longitud	3.800	4.155	4.155	4.465	5065	5065	
A3 Longitud	3.260	3.485	3.485	3.795	4395	4395	
A4 Longitud	2.595	2.830	2.830	3.135	3735	3735	
A5 Longitud	1.385	1.385	1.385	1.385	1560	1560	
A6 Longitud	200	200	200	200	210	210	
B1 Anchura	470	470	470	480	480	480	
B2 Anchura sin pletinas	1.270	1.270	1.270	1.270	1660	1660	
Anchura con pletinas	1.375	1.375	1.375	1.375	1740	1740	
B3 Anchura	750	750	750	750	750	750	
B4 Anchura	2.485	2.485	2.485	2.505	2870	2870	
B5 Anchura	500	500	500	260	260	260	
C1 Altura	2.650	2.650	2.650	2.877	3320	3320	
C2 Altura	700	700	700	700	850	850	
C3 Altura	300	300	300	435	435	435	
C4 Altura ["] / [mm]	3/4" / 146	3/4" / 146	3/4" / 146	3/4" / 148	3/4" / 148	3/4" / 148	
C5 Altura ["] / [mm]	3/4" / 118	3/4" / 118	3/4" / 118	3/4" / 160	3/4" / 160	3/4" / 160	
C6 Altura	1.977	1.977	1.977	2.177	2470	2470	
C7 Altura [DN] / [mm]	1.765	1.765	1.765	1.965	2265	2265	
C8 Altura [DN] / [mm]	1.515	1.515	1.515	1.715	2010	2010	
Diámetro insulación / Retorno	DN 100	DN 125	DN 125	DN 125	DN 125	DN 125	
Brida conexión agua Retorno	PN6	PN6	PN6	PN6	PN6	PN6	
C9 Altura	1.686	1.686	1.686	1.880	2187	2187	
C10 Altura	945	945	945	945	945	945	
D1 Diámetro salida de humos	300	300	300	300	300	300	

Catálogo Intercambiadores de Calor (Condensador y evaporador)

Serie Z -Diagonal grande intercambiadores de calor de placas soldadas de flujo



La nueva serie Z está diseñada con un patrón de flujo diagonal, proporcionando una mayor eficiencia para reemplazar intercambiadores de calor tradicionales de tubo de casco, tubo doble o multi-tubo en diversas aplicaciones. La ventaja de los circuitos duales de la serie Z es proporcionar el mejor rendimiento tanto en condiciones de plena carga como de carga parcial. El circuito único de la serie de Z se diseña especialmente para el alto índice de flujo que satisface el alto requisito de la eficacia de la transferencia de calor.

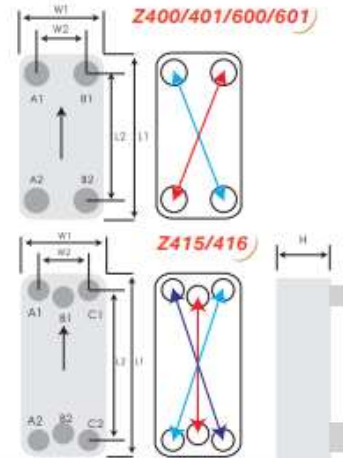
Aplicación principal: Refrigeración, refrigeración de procesos, ORC

Z400/401/600/601:

Circuito único, 4 conexiones.

Z415/416:

Circuitos duales, 6 conexiones.



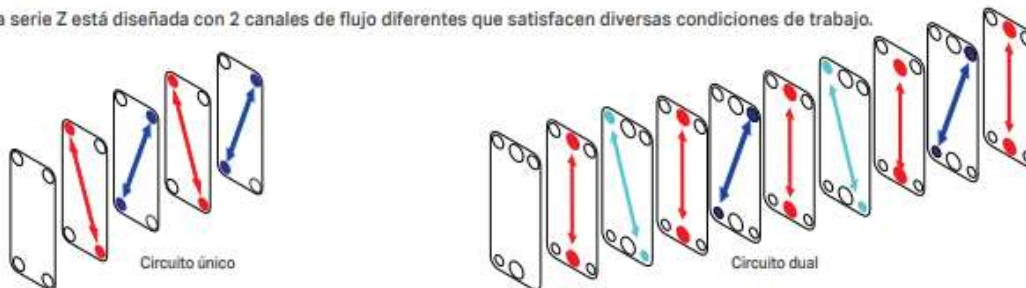
Material de soldadura	Cobre	Cobre(Fuerza Extra)
Modelo	Z400/Z600 (A2,B1/A1,B2)	Z415 (A2,C1/A1,C2/B1,B2)
Máx. presión de trabajo (bar)	30/30	30/30/30
Min. presión de prueba (bar)	43/43	43/43/43
Máx. temperatura de trabajo (°C)	200°C	

Modelo	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	Espesor H (mm)	Peso (kg) (Sin conexión)	Área de transferencia de calor / placa (m²)	Área total de transferencia de calor (m²)	Volumen / Canal (litro)	Volumen total (litro)
Z400	751	650	321	220	14.0+2.38*N	25.32+0.89*N	0.2074	(N-2)*0.2074	0.423	(N-1)*0.423
Z415	751	656	321	226	14.0+2.40*N	25.99+0.87*N	0.2074	(N-2)*0.2074	0.414	(N-1)*0.414
Z600	945	810	375	240	14.0+2.38*N	48.34+1.23*N	0.3000	(N-2)*0.3000	0.620	(N-1)*0.620

Modelo	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	Espesor H (mm)	Peso (kg) (Sin conexión)	Área de transferencia de calor / placa (m²)	Área total de transferencia de calor (m²)	Volumen / Canal (litro)	Volumen total (litro)
Z401	751	650	321	220	23.0+2.38*N	30.96+0.89*N	0.2074	(N-2)*0.2074	0.423	(N-1)*0.423
Z416	751	656	321	226	23.0+2.40*N	31.77+1.01*N	0.2074	(N-2)*0.2074	0.414	(N-1)*0.414
Z601	945	810	375	240	36.0+2.38*N	76.84+1.41*N	0.3000	(N-2)*0.3000	0.620	(N-1)*0.620

N: número de placas

La serie Z está diseñada con 2 canales de flujo diferentes que satisfacen diversas condiciones de trabajo.



Conexiones estándar

Modelo	Conexiones roscadas											Altura (mm)
	PT/ NPT/ GB											
	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	
010	○	●										13/15/20
015	○	○	●									13/15/20
020/021/022	○	○	●									15/20
025	○	○	●									15/20
030		○	○									15/20
035			○	○								27
040/041/042		○	●									15/20
045		○	●									15/20
050/051		○	○	○	●							27
060		○	●									27
070		○	○	○	○	●						27
085			○	○	○	○						27
095/096/097		○	○	○	●							27
105		○	○	○	○	●						27
200/201/202				○	○	○	●	●				27/54
205				○	○	○	●					27/54
210				○	○	○	○	○	●★			27/42
215				○	○	○	○	○	●			27/54
400/401						○	○★	○★	○★			27/54/81
415/416						○	○★	○★	●★			27/54/81
600/601						○	○★	○★	○★	○★	●★	27/54/81

○ Rosca macho/hembra ○ Rosca hembra ● Rosca macho ★ Brida

○ Rosca macho/hembra ○ Rosca hembra ● Rosca macho ★ Brida

Modelo	Conexiones de soldadura															Altura (mm)
	pulgada	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 3/8"	1 5/8"	2 1/8"	2 1/2"	2 5/8"	3 1/8"	
	mm	6.6	9.73	12.9	16.15	19.25	22.36	25.6	28.8	35.25	41.5	54.3	63.5	67	79.4	
010		▲	▲													13/15/20
015		▲	▲	▲	▲											13/15/20
020/021/022		▲	▲													15/20
025		▲	▲													15/20
030				▲	▲		▲									15/20
040/041/042				▲	▲	▲										27
045				▲	▲	▲										27
050/051				▲	▲	▲	▲	▲	▲							15/20
060				▲	▲	▲										27
070				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲						27
095/096/097				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲						27
105				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲				27
200/201/202				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲			27
205				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲			27/54
210					▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	27/42
215				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	27/54
400/401							▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	27/54/81
415/416							▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	27/54/81
600/601							▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	27/54/81

Varios diseños de conexión cumplen con diferentes especificaciones

Los tipos de conexión incluyen: soldadura (transpiración), rosca hembra/macho, brida, combo, hidráulica, victaulic, rápido, control de temperatura, lado opuesto ... etc.

KAORI ofrece conexiones personalizadas para adaptarse a su demanda específica.

Procedimiento de soldadura

Limpieza y desengrasado de la superficie de los tubos de cobre y conexión BPHE antes de la soldadura. Para evitar la oxidación en las tuberías de cobre y BPHE, proteja el interior con N₂-gas. Coloque el BPHE sobre una superficie plana y envuelva un trapo húmedo alrededor de la conexión para proteger el BPHE de un calentamiento excesivo. Utilice una barra de soldadura de aleación de plata 40 ~ 45% para soldar el tubo de cobre en la conexión a una temperatura máxima de 800 °C. Después de soldar, limpie y seque la conexión y BPHE.

Catálogo turbina

Diciembre 2011

energiza.org

**Especial
Turbinas de Vapor**

Principales Elementos de Turbinas de Vapor
 Principales Averías en Turbinas de Vapor
 Mantenimiento de Turbinas de Vapor
 REPUESTOS de Turbinas de Vapor

TURBINAS DE VAPOR SIEMENS:
 Turbinas de Vapor Industriales de 2 a 250 MW/
 Turbinas de Vapor Prediseñadas hasta 10 MW

LA EÓLICA VUELVE A BATIR SU MEJOR MARCA DE PRODUCCIÓN

ENCE OBTIENE 38 MILLONES DE EUROS DE BENEFICIOS GRACIAS A LA BIOMASA

DESPEGA EL PROYECTO DE CONCENTRACIÓN SOLAR «SIGMASOLES»

ForVEI adquiere por 33 millones de euros dos nuevas plantas solares del Grupo OPDE en Italia

Carta abierta de EUROSOLAR a las compañías eléctricas

Protermosolar echa a andar la asociación termosolar

GE Energy y AGAL invierten 111,1 millones en EXTRESOL II

Madrón de la Frontera coloca su primera piedra termosolar

www.renovetec.com

www.energiza.org

Turbinas de vapor prediseñadas

Turbinas de vapor compactas para la gama de potencia de hasta 10 MW



SST-010

(nombre anterior: EPM – Expansion Power Modul)

Hasta 110 kW

El SST-010 es un turbogenerador compacto para descompresión de gas natural en estaciones reguladoras de presión de gas. La turbina sin reductor, dispuesta directamente en la tubería del gas, aprovecha la disminución de presión para accionar un generador.

Datos técnicos

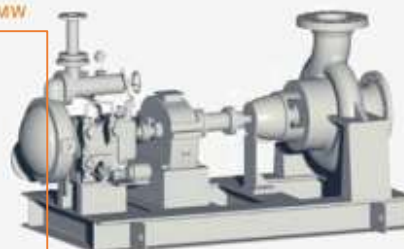
- Potencia: 110 kW
- Presión del gas: hasta 70 bar (a)
- Caudal del gas: hasta 15.000 m³/h
- Presión de salida del gas: hasta 25 bar (a)
- Diámetro del rodete: 400 mm

Dimensiones típicas

Longitud: 1,2 m
Anchura: 0,8 m
Altura: 0,9 m

Principales características

- Escaso mantenimiento gracias a su sencillo diseño
- Funcionamiento muy seguro
- Posibilidad de arranque rápido
- Carcasa sujeta directamente a la tubería del gas
- Homologación ATEX



SST-050

(nombre anterior: AF oder BF)

Hasta 750 kW

La SST-050 es una turbina de vapor de contrapresión en la que el vapor fluye axialmente por los álabes. Se emplea principalmente como accionamiento mecánico, p.ej. para bombas o ventiladores, especialmente como accionamiento de reserva con función de arranque rápido.

Datos técnicos

- Potencia: hasta 750 kW
- Presión del vapor vivo: hasta 101 bar (a)
- Temperatura del vapor vivo: vapor saturado seco hasta 500 °C
- Velocidad: según la máquina accionada
- Presión del vapor de salida: contrapresión hasta 11 bar (a)

Dimensiones típicas

Longitud: 1 m*
Anchura: 1 m*
Altura: 1,3 m*

*Solo turbina.

Principales características

- Escaso mantenimiento gracias a su sencillo diseño
- Funcionamiento muy seguro
- Posibilidad de arranque rápido
- Turbina con abastecimiento de aceite incluido
- Corresponde a las especificaciones de API 611 / 612*
- Ejecución ATEX disponible

*Para diseño en voladizo ("Overhung-Design") y accionamiento integrado.



Apéndice 45: Índices de Marshall and Swift

Report - Inventory Index Factors

Page 1 of 9

Wednesday, January 17, 2018

*Index values as published by Marshall Swift Valuation Services 01/2018***A***Average For All*

Year	Factor	Value
2018	1.000000	1638.2
2017	1.030000	1593.7
2016	1.040000	1582.3
2015	1.030000	1598.1
2014	1.050000	1566.9
2013	1.050000	1552.8
2012	1.070000	1536.5
2011	1.110000	1476.7
2010	1.130000	1446.5
2009	1.100000	1487.2
2008	1.180000	1393.0
2007	1.210000	1353.8
2006	1.290000	1274.8
2005	1.340000	1218.0
2004	1.450000	1133.2
2003	1.470000	1113.1
2002	1.490000	1096.4
2001	1.500000	1094.5
2000	1.530000	1069.9
1999	1.540000	1062.3
1998	1.540000	1061.8
1997	1.560000	1052.7
1996	1.580000	1036.0
1995	1.610000	1020.4
1994	1.660000	985.0
1993	1.710000	958.0
1992	1.740000	939.8
1991	1.760000	928.5
1990	1.800000	910.2
1989	1.850000	886.5
1988	1.950000	841.4
1987	2.030000	806.9
1986	2.060000	795.4
1985	2.080000	787.9
1984	2.110000	776.4
1983	2.170000	755.8
1982	2.210000	742.4
1981	2.310000	709.2
1980	2.550000	642.8
1979	2.800000	584.4
1978	3.060000	534.7
1977	3.300000	497.1
1976	3.470000	472.1
1975	3.690000	444.3
1974	4.110000	398.4
1973	4.760000	344.1
1972	4.930000	332.1
1971	5.100000	321.3
1970	5.400000	303.3