



RESUMEN DEL CONTENIDO DE TESIS DOCTORAL

| 1.- Título de la Tesis | |
|---|---|
| Español/Otro Idioma: APLICACIÓN DE CICLOS RANKINE ORGÁNICO DE BAJA TEMPERATURA A SISTEMAS DE MICROGENERACIÓN | Inglés: APPLICATION OF LOW-TEMPERATURE ORGANIC RANKINE CYCLES TO MICROGENERATION SYSTEMS |
| 2.- Autor | |
| Nombre: JOSÉ LUIS SAMPEDRO REDONDO | DNI/Pasaporte/NIE: - |
| Programa de Doctorado: INGENIERÍA ENERGÉTICA | |
| Órgano responsable: DEPARTAMENTO DE ENERGÍA | |

RESUMEN (en español)

Por cuestiones medioambientales derivadas de la utilización de combustibles fósiles y el calentamiento global, ha habido una creciente demanda en sistemas de cogeneración de energía. Esto ha derivado, en un mayor interés investigador, tanto en aumentar la eficiencia de las plantas de producción de energía eléctrica, como en desarrollar pequeñas plantas de potencia capaces de satisfacer la energía de pequeños entornos.

En los últimos tiempos, una de las cuestiones que mayor interés ha suscitado a los investigadores, es la transformación de fuentes térmicas residuales o sostenibles de energía.

Una de las formas más interesantes para transformar una fuente de calor en energía eléctrica es el empleo de ciclos Rankine.

El ciclo orgánico Rankine (ORC) es una modalidad de ciclo Rankine, que opera con focos de calor a media y baja temperatura, lo que puede permitir tanto la mejora de las plantas de generación de energía eléctrica, como el abastecimiento de energía eléctrica en pequeños entornos.

El objetivo de esta tesis ha consistido en desarrollar un modelo para la simulación de ciclos orgánicos Rankine. Este modelo permite el dimensionamiento de una máquina que opere sobre este tipo de ciclo al tiempo que facilita la comparación de resultados en función del tipo de focos que sean accesibles y de la elección de los principales componentes de la máquina.

El modelo desarrolla un sistema de simulación conjunta del ciclo termodinámico y de la transferencia de calor que se realiza en los intercambiadores (evaporador y condensador). Permite la selección de bomba y turbina axiales, la selección de intercambiadores de placas, así como las correlaciones a emplear en el cálculo de éstos. Los resultados de las simulaciones aportan información sobre el dimensionamiento y eficiencia de cada componente de la máquina, así como sobre el rendimiento del ciclo Rankine orgánico completo.



RESUMEN (en Inglés)

Due to environmental issues related to the use of fossil fuels and global warming, there has been a growing demand for energy co-generation systems. In turn, this has led to rising interest in researching ways to improve efficiency of electricity generation plants as well as to develop smaller generation facilities capable of supplying small areas.

In recent times, the transformation of thermal energy from residual and sustainable resources has been one of the topics to attract the most interest.

One of the most interesting ways to transform thermal energy into electricity is the use of Rankine cycles.

The organic Rankine cycle (ORC) is a type of Rankine cycle that operates using medium and low temperature heat sources, which could enable the improvement of electricity generation plants as well as the supply of electric energy to small areas.

The objective of this Thesis has been to develop a model capable of simulating organic Rankine cycles. This model forms the basis for the development of a machine that operates on this type of cycle, and allows the results of different kinds of heat sources and key component types to be compared.

The model provides a simulation system combining the thermodynamic cycle and the heat transfer between heat exchangers (evaporating and condensing). It allows for the selection of different permutations of axial pumps and turbines, and plate exchangers, as well as providing the corresponding correlations in order to calculate these.



Universidad de Oviedo
Departamento de Energía

TESIS DOCTORAL

APLICACIÓN DE CICLOS RANKINE ORGÁNICOS DE BAJA
TEMPERATURA A SISTEMAS DE MICROGENERACIÓN

José Luis Sampedro Redondo

Gijón, 28 de abril de 2017

A Nuria

Gracias por el gran apoyo que me has dado y por tu paciencia



AGRADECIMIENTOS

A mi directora de Tesis Inés, gracias por haber sabido centrar este trabajo y enfocarlo de forma que pueda haber nuevas líneas de investigación y publicaciones. Por haberme abierto un mundo de docencia e investigación que yo no conocía.

A Manuela, por haber impulsado esta línea de investigación que, en mi opinión, tiene mucho futuro y favorece a la par el medioambiente y la eficiencia en el consumo de energía.

RESUMEN

Debido a las cuestiones medioambientales derivadas de la utilización de combustibles fósiles y del calentamiento global, ha habido una creciente demanda en sistemas de cogeneración de energía. Esto ha derivado en un mayor interés investigador, tanto en aumentar la eficiencia de las plantas de producción de energía eléctrica, como en desarrollar pequeñas plantas de potencia capaces de satisfacer la energía de pequeños entornos.

En los últimos tiempos, una de las cuestiones que mayor interés ha suscitado a los investigadores es la transformación de fuentes térmicas residuales o sostenibles de energía.

Una de las formas más interesantes para transformar una fuente de calor en energía eléctrica es el empleo de ciclos Rankine.

El ciclo orgánico Rankine (ORC, acrónimo de “Organic Rankine Cycle”) es una modalidad de ciclo Rankine, que opera con focos de calor a media y baja temperatura, lo que puede permitir tanto la mejora de las plantas de generación de energía eléctrica, como el abastecimiento de energía eléctrica en pequeños entornos.

El objetivo de esta Tesis ha consistido en desarrollar un modelo para la simulación de ciclos orgánicos Rankine. Este modelo permite el dimensionamiento de una máquina que opere sobre este tipo de ciclo, al tiempo que facilita la comparación de resultados en función del tipo de focos que sean accesibles y de la elección de los principales componentes de la máquina.

El modelo desarrolla un sistema de simulación conjunta del ciclo termodinámico y de la transferencia de calor que se realiza en los intercambiadores (evaporador y condensador). Permite la selección de bomba y turbina axiales, la selección de intercambiadores de placas, así como las correlaciones a emplear en el cálculo de éstos.

Los resultados de las simulaciones aportan información sobre el dimensionamiento y eficiencia de cada componente de la máquina, así como sobre el rendimiento del ciclo completo.

En el **Capítulo 1** de la presente Tesis se explica el concepto de ciclo Rankine orgánico, en qué rangos de temperaturas y potencias se puede aplicar y las diferencias existentes con otros ciclos Rankine e incluso con otros ciclos de potencia.

Así mismo, hace una revisión del contexto energético en el que se desarrolla esta forma de manejar la energía termo-eléctrica. Muestra los planes y directivas de la Unión Europea y la consiguiente transposición de dichas directivas a la legislación española.

En el apartado 1.3 se describen la mayoría de las aplicaciones de los ciclos orgánicos Rankine, mostrando que se puede llegar incluso a una cogeneración o trigeneración, dependiendo de la fuente de calor de la que se disponga.

A continuación, se pasa a mostrar el interés que existe actualmente en esta tecnología emergente y la aparición de un nicho de mercado económicamente interesante.

En el apartado 1.5 se muestra cuán importante puede ser esta tecnología aplicada a pequeña escala (microgeneración).

En el **Capítulo 2** se plantea el estado actual de la tecnología de los ciclos orgánicos Rankine.

Se muestran las diferentes tipologías en las que se pueden presentar los ciclos. Se añade que no todas estas tecnologías son económicamente rentables.

A continuación, se pasa a describir lo que es un fluido de trabajo orgánico y los diferentes fluidos que se encuentran disponibles hoy en día.



En el **Capítulo 3** se presentan los objetivos de la Tesis. El objetivo principal consiste en construir un modelo de simulación que integre cálculo termodinámico y térmico en un solo programa informático. Así mismo, se pretende que el programa sea abierto a nuevos fluidos y nuevas correlaciones de transferencia de calor.

En el **Capítulo 4** se realiza la modelización teórica, los métodos de cálculo a utilizar y en que se basan. Se comenta los principales procesos y componentes a emplear y por último se describe el sistema de software que se va a utilizar y como obtiene los valores de las propiedades termodinámicas.

En el **Capítulo 5** se estudia la aplicación del modelo a un caso concreto. Se describen los resultados obtenidos en un nivel de detalle intermedio-alto. y se realiza un análisis de resultados objetivo de la aplicación del modelo de simulación cuando se varían un conjunto de parámetros.

Finalmente, en el **Capítulo 6** se presentan las conclusiones generales de la Tesis y las líneas de trabajo futuro.

En resumen, se puede decir que el modelo de simulación expuesto en esta tesis es una herramienta muy útil en el dimensionamiento de los componentes. Permite la opción de estudios paramétricos. Es la base para la realización de experimentación en laboratorio y comparación de los resultados empíricos con los del actual modelo.



ABSTRACT

Due to environmental issues related to the use of fossil fuels and global warming, there has been a growing demand for energy co-generation systems. In turn, this has led to rising interest in researching ways to improve efficiency of electricity generation plants as well as to develop smaller generation facilities capable of supplying small areas.

In recent times, the transformation of thermal energy from residual and sustainable resources has been one of the topics to attract the most interest.

One of the most interesting ways to transform thermal energy into electricity is the use of Rankine cycles.

The organic Rankine cycle (ORC) is a type of Rankine cycle that operates using medium and low temperature heat sources, which could enable the improvement of electricity generation plants as well as the supply of electric energy to small areas.

The objective of this Thesis has been to develop a model capable of simulating organic Rankine cycles. This model forms the basis for the development of a machine that operates on this type of cycle, and allows the results of different kinds of heat sources and key component types to be compared.

The model provides a simulation system combining the thermodynamic cycle and the heat transfer between heat exchangers (evaporating and condensing). It allows for the selection of different permutations of axial pumps and turbines, and plate exchangers, as well as providing the corresponding correlations in order to calculate these.

Chapter 1 of this Thesis defines the concept of the Organic Rankine Cycle, setting out the temperature and power ranges it can be applied in, as well as the differences relative to other Rankine cycles and even other power cycles.



In addition, it provides an overview of the energetic context in which this way of managing thermo-electric energy arises. It sets out the European Union plans and directives, and the consequent transposition of such directives into Spanish law.

The majority of applications for the organic Rankine cycles are described in sub-chapter 1.3, showing that even cogeneration or trigeneration is achievable, subject to the heat sources available.

This is followed by an account of the interest shown for this emerging technology, as well as the appearance of an economically attractive niche market for it.

Sub-chapter 1.5 presents the case for how important this technology can be when applied at a small scale (micro-generation).

Chapter 2 reviews the current state of the organic Rankine cycle technology.

It sets forth the different typologies in which these cycles can occur and notes that not all such technologies are economically viable.

Next, it describes organic work fluids and different fluids available today.

Chapter 3 sets out the Thesis' objectives: to build a simulation model that integrates thermodynamic y thermic calculations in a single software application. The intention is for such software to be open to new fluids and heat transfer correlations.

Chapter 4 sets out the theoretical modelling, the calculation methods to be used and the bases for them. The key processes and components to be applied are also explained. Furthermore, it describes the software systems to be used and how to obtain the values of thermodynamic properties.

Chapter 5 studies the application of this model to a concrete case study. It describes the results obtained in medium-high detail. It also sets forth the conclusions arising from the



application of the model and analyzes the results arising from the application of the simulation model to an alternative set of parameters

Chapter 6. General conclusions of the Thesis and the lines of future work are presented.

In summary, it is submitted that the simulation model put forward in this Thesis can be very useful for the sizing of components. It allows for parametric studies. It also serves as the basis for experimentation in laboratories and for the comparison of empirical results with those of the actual model.



INDICE DE LA TESIS

| | |
|---|----|
| ÍNDICE DE TABLAS | 11 |
| ÍNDICE DE FIGURAS | 12 |
| NOMENCLATURA | 14 |
| 1. INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.1 Concepto de Ciclo Rankine Orgánico..... | 1 |
| 1.2 Diferencias y ventajas de los Ciclos Rankine Orgánicos frente a los ciclos Rankine de vapor | 4 |
| 1.3 Características de las fuentes de energía térmica en los ORC's | 7 |
| 1.4 Aplicaciones de los ORC's | 9 |
| 1.5 Interés de los Ciclos Rankine Orgánicos de baja temperatura en aplicaciones de microgeneración y su situación en el contexto energético actual. | 13 |
| 2. ESTADO ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA DE LOS CICLOS RANKINE ORGÁNICOS | 17 |
| 2.1 Tipologías de Ciclos Rankine Orgánicos | 18 |
| 2.2 Fluidos de trabajo utilizados en los ORC | 23 |
| 2.3 Tipos de expansores utilizados en los ORC | 32 |
| 2.4 Tipos de intercambiadores utilizados en los ORC's..... | 37 |
| 2.5 La bomba..... | 40 |
| 2.6 Fabricantes de ORC y equipos comerciales | 42 |
| 2.7 Metodologías de diseño y análisis de Ciclos Rankine Orgánicos | 44 |
| 3. OBJETIVOS DE LA TESIS | 46 |



| | | |
|-------|--|-----|
| 4. | MODELIZACIÓN..... | 49 |
| 4.1 | Hipótesis del modelo..... | 49 |
| 4.2 | Condiciones de operación | 50 |
| 4.3 | Datos geométricos de los intercambiadores | 52 |
| 4.4 | Curvas características de Bomba y Turbina..... | 53 |
| 4.5 | Balances de Masa y Energía | 55 |
| 4.5.1 | Expresiones generales de los balances de masa y energía en un sistema abierto..... | 58 |
| 4.5.2 | Proceso 1-2 - Bomba. | 62 |
| 4.5.3 | Proceso 2-3 - Evaporador | 65 |
| 4.5.4 | Proceso 3-4 - Turbina | 72 |
| 4.5.5 | Proceso 4-1 - Condensador..... | 75 |
| 4.6 | Calculo de pérdidas de carga..... | 80 |
| 4.7 | Pérdidas de carga: | 81 |
| 4.8 | Cálculo de coeficientes de película. | 82 |
| 4.8.1 | Flujo en una fase..... | 83 |
| 4.8.2 | Evaporación..... | 84 |
| 4.8.3 | Condensación..... | 85 |
| 4.9 | Algoritmo de cálculo..... | 85 |
| 4.10 | Método de resolución y software empleado | 87 |
| 5. | APLICACIÓN DEL MODELO AL DISEÑO DEL CICLO..... | 90 |
| 5.1 | Selección del fluido de trabajo..... | 90 |
| 5.2 | Selección del expansor y la bomba | 92 |
| 5.2.1 | Expansor (Turbina)..... | 92 |
| 5.2.2 | Bomba..... | 94 |
| 5.3 | Establecimiento de una referencia en modo 1: Sizing..... | 96 |
| 5.4 | Resultados de aplicación del modelo..... | 100 |



| | | |
|------------|---|------------|
| 5.5 | Influencia del sobrecalentamiento en el ciclo..... | 106 |
| 5.6 | Influencia del subenfriamiento en el ciclo | 107 |
| 5.7 | Influencia de la presión de condensación en el ciclo..... | 109 |
| 5.8 | Influencia del flujo másico de fluido orgánico en el ciclo | 110 |
| 6. | CONCLUSIONES GENERALES Y TRABAJO FUTURO | 111 |
| | BIBLIOGRAFÍA | 114 |
| | ANEXO: Estructuras y funciones principales del modelo | 118 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|-----|
| Tabla 1-1: Comparación Ciclo Vapor / ORC. | 6 |
| Tabla 2-1: Fluidos Puros..... | 24 |
| Tabla 2-2: Mezclas como fluidos de trabajo en ORC's | 26 |
| Tabla 2-3: Clasificación de fluidos según su temperatura crítica..... | 30 |
| Tabla 2-4 - Fluidos orgánicos con baja T_{cr} | 32 |
| Tabla 2-5: Principales fabricantes de sistemas ORC | 42 |
| Tabla 4-1: Condiciones de operación (Focos Termicos)..... | 51 |
| Tabla 4-2: Condiciones de operación (Ciclo)..... | 52 |
| Tabla 4-3: Condiciones de operación en Modo 1..... | 52 |
| Tabla 4-4: Condiciones de operación en Modo 2..... | 52 |
| Tabla 4-5: Condiciones de operación en Modo 2..... | 52 |
| Tabla 5-1: Propiedades físicas R134a | 91 |
| Tabla 5-2: Propiedades del Expansor LZB54 A050-11. | 93 |
| Tabla 5-3: Características de la Bomba SACI – PO-2011 III | 95 |
| Tabla 5-4. Condiciones iniciales de operación del ciclo ORC. | 96 |
| Tabla 5-5: Resultados de la variación de la temperatura del foco caliente. | 97 |
| Tabla 5-6: Resultados del ciclo | 99 |
| Tabla 5-7: Tabla de potencias por componente..... | 100 |
| Tabla 5-8: Coeficientes de película y áreas evaporación. | 103 |
| Tabla 5-9: Coeficientes de película y áreas condensación. | 104 |
| Tabla 5-10: Resultados del ciclo. | 106 |
| Tabla 5-11: Variación del sobrecalentamiento..... | 106 |
| Tabla 5-12: Variación del subenfriamiento | 107 |
| Tabla 5-13: Tabla comparativa ciclos | 108 |
| Tabla 5-14: Descenso de la presión de condensación. | 109 |
| Tabla 5-15: Aumento de caudal en la turbina..... | 110 |
| Tabla 6-1 Estructura del ciclo termodinámico (DataORC). | 118 |
| Tabla 6-2: Estructura del Evaporador – (DataEvap). | 119 |
| Tabla 6-3: Estructura de datos del Condensador (DataCond). | 120 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1-1: Esquema de flujo de una máquina ORC..... | 2 |
| Figura 1-2: Diagrama T-s del ciclo..... | 3 |
| Figura 1-3: Diagramas T-s de agua y varios fluidos orgánicos. | 4 |
| Figura 1-4. Clasificación de las principales aplicaciones de los ORC's | 10 |
| Figura 2-1: Ciclo Rankine orgánico simple..... | 19 |
| Figura 2-2: Ciclo Rankine orgánico con regenerador. | 20 |
| Figura 2-3: Ciclo Rankine con regenerador y sobrecalentador. | 21 |
| Figura 2-4: Diagrama tipo flash..... | 21 |
| Figura 2-5: Diagrama Trilateral..... | 22 |
| Figura 2-6: Salto de temperatura entre fluidos. | 23 |
| Figura 2-7: Turbina tipo para ORC | 33 |
| Figura 2-8: Expansor de tornillo..... | 34 |
| Figura 2-9: Expansor scroll | 34 |
| Figura 2-10: Motor de aire como expansor. | 35 |
| Figura 2-11: Grafico Par x rpm con regulación de flujo másico. | 36 |
| Figura 2-12: Grafico Par x rpm variando presión..... | 36 |
| Figura 2-13: Intercambiador de carcasa y tubos..... | 38 |
| Figura 2-14: Evaporador con depósito en la carcasa..... | 38 |
| Figura 2-15: Intercambiador de placas (PHE)..... | 39 |
| Figura 2-16: Corrugados de las placas. | 40 |
| Figura 2-17: Relación T_{cr} / BWR | 41 |
| Figura 2-18: Diferentes estrategias para realizar subenfriamiento..... | 42 |
| Figura 4-1: Parámetros importantes de las placas. | 53 |
| Figura: 4-2: Curvas características de una bomba..... | 54 |
| Figura: 4-3: Curvas características de una turbina. | 55 |
| Figura 4-4: Esquema básico de Máquina ORC. | 56 |
| Figura 4-5: Grafico Ciclo Rankine simple | 58 |
| Figura 4-6: Grafico volumen control sistemas abiertos..... | 59 |
| Figura 4-7: Diagrama de flujo del programa de simulación..... | 61 |

| | |
|---|-----|
| Figura: 4-8: Diagrama de temperaturas evaporador..... | 68 |
| Figura 4-9: Diagrama de cálculo de área por tramos en el evaporador..... | 70 |
| Figura 4-10: Diagrama de dimensionamiento del Evaporador..... | 71 |
| Figura 4-11: Curva de la Turbina | 74 |
| Figura 4-12: Diagrama de temperaturas condensador..... | 77 |
| Figura 4-13: Diagrama de cálculo de área por tramo en el condensador..... | 79 |
| Figura 4-14: Diagrama de dimensionamiento del condensador..... | 80 |
| Figura 5-1: Curvas del fabricante LZB 54 A050..... | 93 |
| Figura 5-2: Curva de la bomba..... | 95 |
| Figura 5-3: Evolución de las áreas con la variación de TFC y TFF | 98 |
| Figura: 5-4: Ciclo ORC TFC=60°C, TFF=14°C..... | 99 |
| Figura 5-5: Distribución de potencias del evaporador y condensador | 102 |
| Figura: 5-6: Diferencias térmicas Evaporación..... | 102 |
| Figura: 5-7: Diferencias térmicas Condensación..... | 103 |
| Figura: 5-8: Distribución de áreas en el evaporador..... | 104 |
| Figura: 5-9: Distribución de áreas en el condensador..... | 104 |
| Figura: 5-10: Distribución de áreas en el condensador..... | 105 |
| Figura 5-11: Disminución de la presión de condensación a 5.5 bar..... | 108 |
| Figura 5-12: Disminución de la presión de condensación a 5.5 bar..... | 109 |

NOMENCLATURA

| | |
|-------------------------|--|
| A | Área de transferencia de calor (m^2) |
| a | Constante de Van der Waals |
| b | Constante de Van der Waals |
| c_p | Calor específico a presión constante ($J/kg \cdot K$) |
| D_h | Diámetro hidráulico (m) |
| e | Espesor (m) |
| f | Factor de fricción |
| g | Aceleración de la gravedad (m/s^2) |
| \dot{G}_{Canal} | Flujo másico de un canal / área transversal del canal (kg/m^2) |
| h | Entalpía específica (J/kg) |
| h_e | Coefficiente de convección exterior ($W/m^2 \cdot K$) |
| h_i | Coefficiente de convección interior ($W/m^2 \cdot K$) |
| h_s | Entalpía específica derivada de un proceso isentrópico (J/kg) |
| h_{fg} | Entalpía de cambio de fase (J/kg) |
| ΔT_{lm} | Incremento de la temperatura logarítmica media. (K) |
| k | Conductividad térmica ($W/(m \cdot K)$) |
| Λ | Paso entre corrugaciones. (m) |
| m | Masa (kg) |
| \dot{m} | Flujo másico de refrigerante (kg/s) |
| N_p | Número de pasos por intercambiador |
| Nu | Número de Nusselt |
| P | Presión (kPa) |
| P_{cr} | Presión crítica del fluido (kPa) |
| P_{sat} | Presión de saturación a una temperatura dada (kPa) |
| \dot{Q} | Potencia Térmica (W) |
| \dot{q} | Flujo térmico (W/m^2) |
| q | Energía térmica específica (J/kg) |
| R | Resistencia térmica (K/W) |
| Re | Número de Reynolds |
| $R_{Gas \text{ Ideal}}$ | Constante de los gases ideales ($J/mol \cdot K$) |
| S | Superficie (m^2) |
| T | Temperatura (K) |
| T_m | Temperatura media (K) |
| T_{cr} | Temperatura crítica (K) |
| T | Par ($N \cdot m$) |
| U | Coefficiente global de transferencia de calor ($W/m^2 \cdot K$) |
| vol | Volumen específico (m^3/kg) |



| | |
|-------------|---|
| \dot{V} | Caudal (m ³ /s) |
| ω | Velocidad angular (rad/s) |
| w | Energía específica (J/kg) |
| \dot{W} | Potencia Mecánica (W) |
| W | Energía mecánica (J) |
| w_s | Energía específica resultante de un proceso isentrópico. (J/kg) |
| \dot{W}_s | Potencia sentrópica (W) |
| x_{fg} | Calidad del fluido |

Letras Griegas

| | |
|----------|---|
| ρ | Densidad (kg/m ³) |
| η | Rendimiento |
| Δ | Incremento |
| μ | Viscosidad dinámica (Pa·s) |
| ν | Viscosidad cinemática (m ² /s) |

Subíndices

| | |
|-------------------|-------------------------------------|
| Bomb | Bomba |
| c | Caliente |
| <i>channel</i> | Canal |
| <i>Ciclo</i> | Ciclo |
| Cond | Condensador / Condensación |
| <i>conexiones</i> | Conexiones |
| <i>e</i> | Entrada |
| <i>Evap</i> | Evaporador / Evaporación |
| <i>f</i> | Frío |
| <i>i</i> | Índice de iteración |
| <i>k</i> | Índice de iteración |
| <i>Media</i> | Indica la media entre dos variables |
| <i>s</i> | Salida |
| <i>Sat</i> | Saturación |
| <i>Sobrecal</i> | Sobrecalentado |
| <i>Subenf</i> | Subenfriado |
| <i>Turb</i> | Turbina |



vc

Volumen de control

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Concepto de Ciclo Rankine Orgánico

Como es de común conocimiento los ciclos de gas y vapor de agua tienen actualmente un papel importante en la generación de electricidad. La mayoría de las centrales térmicas modernas, utilizan ciclos combinados de gas y vapor de agua en los que se necesita disponer de una fuente térmica a temperatura elevada. Ambos tipos de ciclos, utilizan fuentes de energía procedentes de combustibles en su gran mayoría no renovables.

Los ciclos de potencia de gas operan son ciclos abiertos que utilizan gas derivado de la combustión de algún tipo de combustible para producir la energía mecánica en la turbina, el fluido de trabajo permanece en todo el ciclo en forma gaseosa. Las Temperaturas de entrada a la turbina han evolucionado desde los 540°C hasta los 1425 °C o aún mayores que se emplean actualmente.

Los ciclos de vapor Rankine, son ciclos cerrados que utilizan agua como fluido tanto en forma líquida como gaseosa. Los ciclos de vapor empleados actualmente en las centrales térmicas suelen operar entre 400 °C y 660 °C.

Los ciclos de gas y los ciclos Rankine basados en agua, se ven limitados a medida que se disminuyen sus temperaturas de entrada a la turbina ya que su rendimiento es proporcional a ésta.

Por tanto, hay una variedad de fuentes de energía térmica que no pueden ser aprovechadas por ninguno de estos dos sistemas ya que no son técnicamente o económicamente posibles. Según Bianchi y De Pascale [1] , en los casos en los que la temperatura de la fuente térmica caliente está por debajo de 380-400 °C, aparece el interés por ciclos de vapor de fluidos orgánicos.

Los Ciclos Orgánicos Rankine denominados habitualmente por sus siglas en inglés “Organic Rankine Cycle” (ORC) son ciclos de tipo Clausius-Rankine en los que el fluido

de trabajo es un fluido orgánico en vez de agua. Estos fluidos tienen propiedades termodinámicas críticas inferiores a las del agua, por lo que consiguen adaptarse mejor a fuentes de baja temperatura y, por tanto, tienen la posibilidad de generar energía mecánica o eléctrica en estas condiciones.

Los ORCs tienen una configuración más simple que los ciclos Rankine de vapor de agua. En la figura 1-1 se representa el esquema de flujo del Ciclo Rankine Orgánico simple, que consta de cuatro equipos básicos: evaporador, turbina o expansor, condensador y bomba, y en el diagrama T-s de la figura 1-2 se representan los cuatro procesos ideales que tienen lugar, así como las transferencias de energía en cada uno de los equipos.

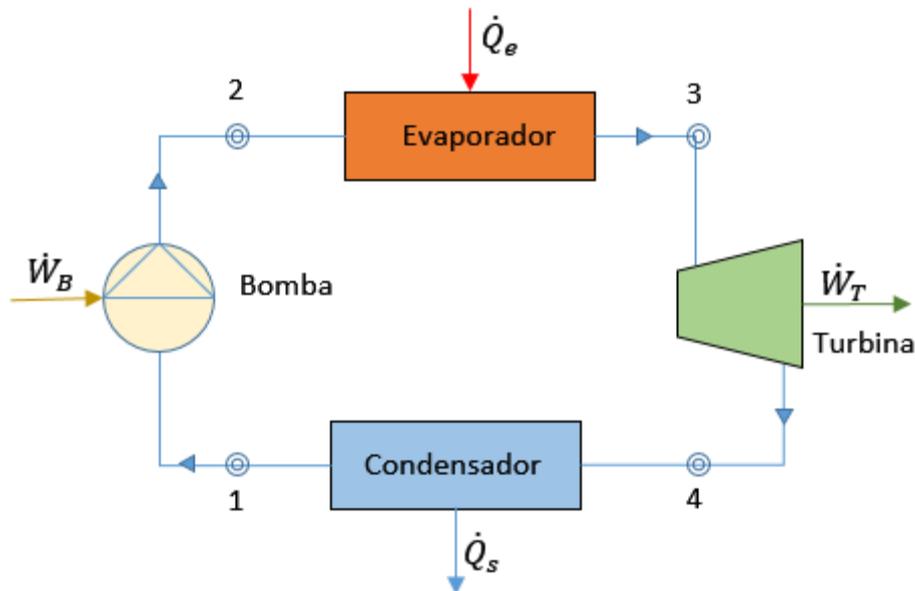


Figura 1-1: Esquema de flujo de una máquina ORC

donde:

- \dot{W}_B Potencia aportada a la bomba.
- \dot{Q}_e Potencia térmica absorbida o entrante en el ciclo.
- \dot{W}_T Potencia cedida por la turbina o expansor.
- \dot{Q}_s Potencia térmica cedida o saliente del ciclo.

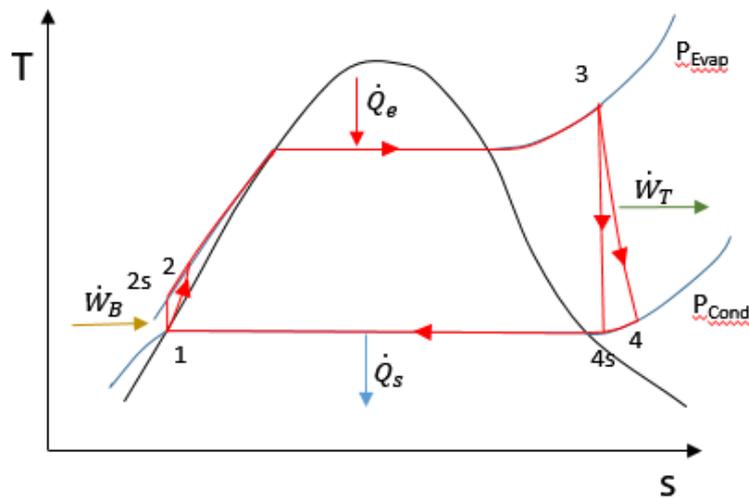


Figura 1-2: Diagrama T-s del ciclo

En el evaporador, el fluido orgánico absorbe el calor \dot{Q}_e de una fuente caliente de energía térmica y se evapora. Una vez evaporado y con la presión a la que ha sido sometido por parte de la bomba, el fluido entra en la turbina, donde se expande al tiempo que genera la energía mecánica deseada. Una vez que el fluido ha terminado su expansión, entra en el condensador, donde, con la ayuda de un fluido frío proveniente del foco frío, se condensará e incluso se enfriará por debajo de la temperatura de condensación, proceso que se denomina subenfriamiento. Ya en fase líquida, el fluido es nuevamente impulsado por la bomba y dado que es un fluido incompresible por estar en estado líquido se le somete a una presión alta (aunque su volumen no varíe).

Debe añadirse también que, junto con estos cuatro componentes, existen otros que son necesarios para proporcionar un funcionamiento estable y seguro y para el control de la máquina tales como pueden ser un calderín de condensados, un alternador o los sistemas y mandos de control de la instalación.

Esta configuración básica puede presentar variaciones que están directamente relacionadas con el tipo de fluido orgánico utilizado, la aplicación para la que se diseña el ciclo o las características de la fuente caliente de energía térmica utilizada.

1.2 Diferencias y ventajas de los Ciclos Rankine Orgánicos frente a los ciclos Rankine de vapor

Existen varias diferencias notables entre las curvas de saturación del agua y las de los fluidos orgánicos. Quizás la más importante y fácil de observar a primera vista es la diferencia de las propiedades críticas P_{cr} y T_{cr} del agua en comparación con las de los fluidos orgánicos. Además de ello la campana de saturación del agua presenta una pendiente negativa en la zona de vapor saturado que obligará a realizar un sobrecalentamiento abundante del vapor, de forma que, a la hora de la expansión en la turbina no se formen gotas de agua, es decir, evitando un trabajo de la turbina en zona bifásica.

Otra de las diferencias importantes es el salto entrópico entre la zona de líquido y vapor saturado para una misma temperatura.

El gráfico que se muestra a continuación, ilustra la diferencia de temperaturas críticas entre el agua y algunos de los fluidos orgánicos más representativos.

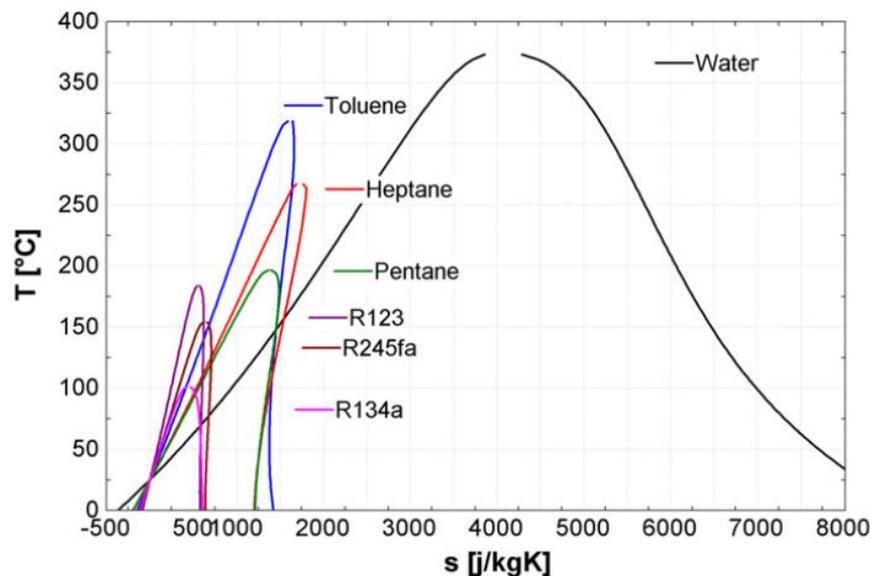


Figura 1-3: Diagramas T-s de agua y varios fluidos orgánicos. Fuente: Tchanche B. [2]

Las propiedades los ciclos Rankine de vapor de agua presentan entre otras las siguientes ventajas:

- Muy buena estabilidad térmica y química (sin riesgo de descomposición)
- Viscosidad muy baja en estado líquido, lo que supone un menor trabajo de bombeo.
- Buena portadora de energía, ya que tiene altos calores específicos.
- No es toxica ni inflamable y no es un riesgo para el medio ambiente.
- Es barata y abundante y está presente casi en cualquier lugar.

Sin embargo, también tiene una serie de desventajas:

- Dado que en el caso del agua la curva de saturación de vapor tiene una pendiente negativa, existe la necesidad de realizar un alto sobrecalentamiento para evitar la condensación al realizar la expansión. Si no se realiza este sobre calentamiento al realizar la expansión se producirá la aparición de gotas líquidas que conducirán a un riesgo de erosión en la carcasa y los álabes de la turbina.
- El evaporador debe soportar un exceso de presión, lo que representa cuantiosos costes.
- Requiere turbinas costosas y caras.

Como se ha comentado en párrafos anteriores, el empleo del agua en ciclos Rankine requiere fuentes de alta temperatura y en general sistemas a escala grande. Si lo que se pretende es atender pequeñas zonas o incluso aplicaciones individualizadas (micro-generación) donde las fuentes de calor no tienen temperaturas altas, comienza a verse una serie de ventajas en el empleo de fluidos orgánicos.

En las condiciones descritas, los fluidos orgánicos presentan una serie de ventajas sobre el empleo del agua:

- Adaptabilidad a una variedad de fuentes de calor mayor que la de los ciclos de vapor de agua.
- Menor complejidad de la máquina y, por tanto, menor mantenimiento.

- Posibilidad de trabajar a pequeña escala, lo que favorece sistemas de generación distribuidos. Menores costes de transporte.
- Necesitan menor calor durante el proceso de evaporación.
- Una expansión adiabática conduce siempre en un fluido orgánico a una zona de vapor sobrecalentado (debido a la pendiente positiva de la curva de vapor saturado). Cuanto más peso molecular tenga el fluido orgánico, más sobrecalentado estará el fluido en la expansión.
- El proceso de expansión se realiza a menor temperatura y presión, lo que implica que el evaporador y la turbina son bastante más económicos.
- El proceso de expansión termina en la región de vapor sobrecalentado y no es necesario o al menos es menos necesaria la realización de un sobrecalentamiento grande. Esto evita la erosión de los álabes de la turbina.
- Así mismo tienen una menor diferencia de temperatura entre evaporación y condensación por lo que el ratio de caída de la presión es mucho menor y pueden utilizarse turbinas de una sola etapa (mucho más económicas y sencillas).
- Disponibilidad de nichos de mercado nuevos.

Véase un cuadro que resume la comparación de las principales propiedades:

Tabla 1-1: Comparación Ciclo Vapor / ORC.

| | Ciclo vapor | Ciclo Rankine Orgánico |
|-------------------------|--------------------|-------------------------------|
| Fluido | Agua | Compuesto orgánico |
| Presión crítica | Alto | Bajo |
| Temperatura crítica | Alto | Bajo |
| Punto de Ebullición | Alto | Bajo |
| Presión de condensación | Bajo | Aceptable |
| Calor específico | Alto | Bajo |
| Viscosidad | Baja | Relativamente alta |
| Inflamabilidad | No | Si, dependiendo del fluido |
| Toxicidad | no | Si |
| Impacto medio-ambiental | No | Alta, dependiendo del fluido |
| Disponibilidad | Si | Problema de suministro |
| Coste | Bajo | Alto |

Algunas otras ventajas de los ciclos orgánicos frente a los ciclos Rankine de vapor de agua son:

- Baja tensión mecánica de la turbina, debido a baja velocidad periférica.
- Empleo de una mayor variedad de materiales a la hora de la construcción tanto de álabes como de la carcasa, debido a las bajas temperaturas.
- Baja RPM de la turbina que, en ocasiones, permite la transmisión directa del generador eléctrico sin reducción del engranaje.
- Vida operativa muy larga de la máquina debido a las características del fluido de trabajo que, a diferencia de vapor y debido a la falta de humedad, no erosiona ni corroe de las palas de la turbina, los asientos de válvulas y los tubos.
- No es necesario un sistema de tratamiento de agua.
- El tamaño compacto de la unidad ORC hace más fácil aprovechar una ubicación adecuada, obtener las autorizaciones necesarias, establecer la conexión eléctrica, acceder a financiación y obtener la planta en un período corto de tiempo.
- El generador de vapor o evaporador se acciona con una corriente de energía térmica por lo que no necesita caldera alguna. La corriente de energía térmica puede proceder de multitud de orígenes que podrían clasificarse como fluidos desechables o fluidos naturales.
- Así mismo, estos ciclos se caracterizan porque los fluidos de trabajo tienen baja entalpía de vaporización, lo que los hace idóneos para aprovechar fuentes de calor a baja temperatura. Permiten obtener más potencia del foco caliente y revalorizan las fuentes de calor que, en un principio, no tenían valor dada su baja temperatura.

1.3 Características de las fuentes de energía térmica en los ORC's

La fuente de energía es uno de los parámetros que determinan el diseño de los ORC's en cuanto a la selección del fluido, a la configuración del ciclo y a las condiciones de operación del mismo. Además, tiene influencia en los parámetros que miden el comportamiento del ciclo: eficiencias y potencia producida.

Sin embargo, las características de las fuentes de energía térmica es una de las cuestiones que menor atención ha recibido en trabajos bibliográficos.

Existen algunos parámetros de las fuentes de calor que pueden ser caracterizados y que influyen de manera más o menos decisiva tanto en la composición del sistema como en sus resultados finales.

Tipo de fuente

Las fuentes de calor pueden clasificarse en función de si son abiertas o cerradas

Se denominan fuentes abiertas a aquellas que tienen una temperatura de salida de calor no fijada, es decir variable. La fuente de calor abierta puede ser completamente utilizada solamente si se aprovecha respecto a la temperatura ambiente. Sin embargo, esto no es posible en la mayoría de los casos debido a las limitaciones del diferencial de temperatura con el fluido primario del ORC en el llamado 'Pinch Point'.

Las fuentes de calor cerradas son aquellas que normalmente conectan el origen del calor con el sistema ORC mediante un circuito secundario cerrado. El calor es transportado desde la fuente, que puede ser un conjunto de colectores solares o una planta de biomasa, hasta el evaporador del ciclo ORC mediante un fluido intermedio como puede ser algún tipo de aceite. Se puede decir que son fuentes de gran exergía debido a que prácticamente todo el calor que producen es aprovechado por el ciclo ORC.

Temperatura

Uno de los parámetros más importantes de una fuente es por supuesto la temperatura. Los fluidos orgánicos son interesantes con temperaturas entre 60 y 350 °C. La temperatura puede considerarse como el parámetro más importante a emplear a la hora de elegir un fluido orgánico. Como se verá más adelante, dependiendo de la temperatura y de la elección del fluido, se podrán construir ciclos Subcríticos y transcrito o súper críticos.

Capacidad calorífica

Otro de los parámetros importantes será la capacidad térmica del flujo. La capacidad calorífica de la fuente incide directamente en la capacidad calorífica de la máquina Rankine y por tanto en la producción de trabajo neto en sí mismo.

Dinámica del foco de calor

No todos los focos suministran un calor constante a lo largo del tiempo, ni mantienen la misma temperatura como puede ocurrir en las fuentes geotérmicas, existen muchas fuentes por ejemplo las solares, que tienen unas horas de generación térmica al día y que incluso durante estas horas varían la temperatura del foco térmico.

Coste del foco térmico

Otro de los parámetros a estudiar a la hora de contar con un posible foco térmico son los costes de implementación y de operación del foco. Por ejemplo, las fuentes geotérmicas tienen unos costes altos de implementación, debido a la perforación. Otras de ellas, dependiendo de cuál sea la composición del fluido del que se toma el calor pueden tener costes de operación altos debido a posibles corrosiones o sedimentos.

1.4 Aplicaciones de los ORC's

Con el paso de los años, la arquitectura de los ciclos y los fluidos de trabajo han ido mejorándose para poder explotar diferentes fuentes de calor en la manera más eficiente posible.

La tecnología ORC ha alcanzado un nivel de madurez y fiabilidad que la hace altamente confiable y segura, es especialmente adecuada para aplicaciones de recuperación de calor aplicadas a diferentes fuentes tal como está documentado por Branchini et al [3].

Los ORC's pueden adaptar su arquitectura y fluido a la fuente, de forma que se puede establecer una clasificación basada en potencia o temperatura de la fuente de calor.

Esto sirve para aprovechar energías de orígenes dispares, sin consumo de combustible adicional (excepto en las centrales de biomasa) siempre y cuando estén estos focos de temperatura entre 60 y 400 °C, como es la energía residual de origen industrial, geotérmico, solar, gases de escape, motores aeroespaciales, energía nuclear residual, yacimientos geotérmicos, refrigeración de equipos técnicos, trigeneración etc.

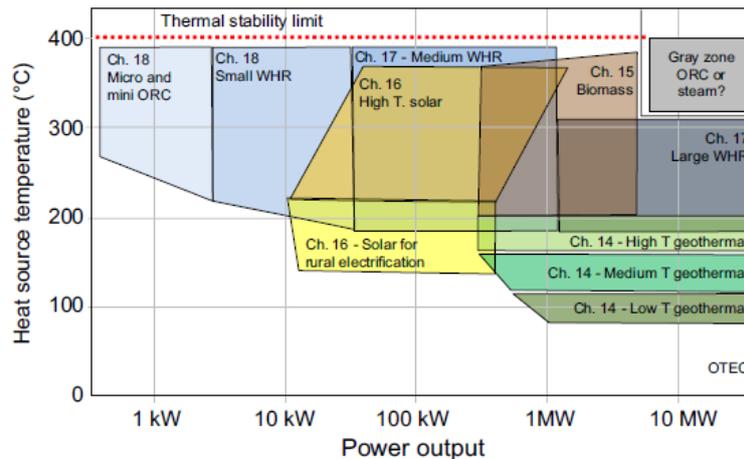


Figura 1-4. Clasificación de las principales aplicaciones de los ORC's según la temperatura de la fuente térmica y la potencia del sistema. Fuente: Branchini et al [3]

También puede funcionar en un ciclo combinado con un ciclo de gas actuando como ciclo de cola.

El principal cometido de un ciclo Rankine Orgánico es la generación de energía eléctrica utilizando fuentes de energía renovable o desechable. Estas fuentes han sido analizadas por Tchanche [2] o Quoilin [5]:

- **Energía geotérmica.** Es la energía procedente de la tierra, en parte procedente de reacciones radiactivas y en parte de la energía residual que todavía permanece de la época de formación del planeta hace unos 4.5 billones de años.

La energía geotérmica puede aparecer en forma de rocas calientes secas, vapor y agua presurizada. La energía geotérmica es considerada como una energía limpia, abundante y renovable por lo que puede ser explotada por diversas tipologías de ORC's.

- **Biomasa**. La biomasa es una fuente muy importante de energía renovable, disponible en casi todas partes. Puede almacenarse fácilmente y ser empleada en aquellas ocasiones en las que mayor beneficio pueda obtenerse de ella.

El término biomasa se refiere a cualquier materia orgánica que se deriva de las plantas o incluso de los animales. Incluye madera tanto en su forma original como en aquellas sobras o desechos de la misma. También se considera biomasa aquellos productos que proceden de desechos sólidos municipales susceptibles de combustión. Este tipo de productos pueden ser utilizados para desarrollar generación y cogeneración de energía.

La cantidad de energía potencial que puede derivarse de la biomasa está estimada en aproximadamente 3500 EJ/año (1 EJ = 10^{18} J).

- **Océanos**. Los océanos cubren aproximadamente el 70% de la superficie terrestre y reciben su energía del sol, de forma que actúan como un enorme colector solar. En determinadas zonas del planeta, esta energía se almacena en forma de estratos, de forma que entre la superficie y 50-100 m de profundidad puede encontrarse agua a una temperatura en torno a 26-31 °C. Si se desciende, la temperatura comienza a bajar gradualmente hasta bajar a unos 2-7 °C sobre los 800-1000 m de profundidad, para posteriormente subir de nuevo al llegar al fondo del mar. Existe por tanto un gradiente de 22-27 °C entre las capas superficiales y las profundas.

Esta energía puede ser aprovechada utilizando un sistema denominado OTEC (ocean thermal energy conversion) que es muy similar al ORC. El potencial de esta técnicamente factible tecnología no ha sido muy evaluado todavía, pero un estudio dirigido por Nihous conduce a estimar una potencia eléctrica entorno a los 3-5 TW.

- **Motores térmicos y transformadores**, utilizando los fluidos de refrigeración como fuente de calor para un ORC.

- **Gases de escape de motores térmicos**, son otra fuente interesante de optimización de la energía.

Como es conocido, los motores de combustión interna, gasolina, diésel y grandes motores de fuel, tienen unas eficiencias entorno al 30-35% lo que implica que mas del 60% de la energía de entrada es desechada, aunque la temperatura de salida de sus humos se encuentra a unas temperaturas entre 300-400 °C.

- **Los gases calientes procedentes de evacuación de calor en procesos de producción industrial** también suponen una enorme cantidad de energía desechada.

Se han identificado multitud de industrias intensivas en energía que pueden ser abordadas mediante la recuperación de la energía térmica que liberan a la atmósfera:

- Industria del Acero:
 - Salida de fundición
 - Procesos de laminado en caliente
- Industria del Zinc:
 - Salida de fundición
 - Procesos exotérmicos
- Industria Cerámica. Salida de gases en hornos.
- Industrias químicas con procesos exotérmicos.
- Plantas de Cementos.
- Plantas de compresión de gases.
- Incineradoras.
- Centrales térmicas.

Los ORC's pueden instalarse en todos estos tipos de industria en las que se considera que se podría mejorar la eficiencia de las plantas hasta un 5%. Es posible la realización de cogeneración o incluso trigeneración.

- **Líquidos de refrigeración** en hornos y cámaras de tratamiento.
- **Equipos de frío**, en su fase de cesión de calor a foco caliente.
- **Energía solar térmica**. Es la energía más abundante en el planeta. La conversión de este tipo de energía en electricidad es posible en varias formas. La elección de la forma para la realización de la conversión dependerá de la economía, tecnología y otra serie de factores. Permite la acumulación de calor para emplearla posteriormente en la generación de energía eléctrica.
- Energía solar termodinámica, cuando el propio bloque del panel es el evaporador del fluido orgánico.

1.5 Interés de los Ciclos Rankine Orgánicos de baja temperatura en aplicaciones de microgeneración y su situación en el contexto energético actual.

La preocupación actual por disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero ha motivado el desarrollo de normativa a nivel mundial con el objetivo de reducir el consumo de combustibles fósiles mediante la mejora de la eficiencia energética.

En la Unión Europea, la Directiva 2012/27/UE relativa a la eficiencia energética [6], establece un marco común de medidas para el fomento de la eficiencia energética a fin de asegurar la consecución del objetivo principal de eficiencia energética de la Unión de un 20% de ahorro para 2020, y a fin de preparar el camino para mejoras ulteriores de eficiencia energética más allá de ese año. La Directiva establece que cada Estado miembro debe fijar un objetivo nacional de eficiencia energética orientativo y presentar un plan de acción para su cumplimiento que se debe renovar cada tres años.

En cumplimiento de estas exigencias de la Directiva, España acaba de presentar la última revisión del Plan Nacional de Acción de Eficiencia Energética, correspondiente al periodo

2017-2020 [7], en el que los sectores industrial, de la edificación y del transporte se consideran estratégicos debido a su elevado potencial de ahorro energético.

Según Quolin et al. [8], en estos tres sectores los ciclos Rankine orgánicos pueden resultar interesantes:

- en el sector industrial, se pueden aprovechar fuentes energéticas residuales de los procesos industriales para generar electricidad mediante ciclos de cogeneración de cola, lo que supone una mejora del aprovechamiento de la energía primaria.
- en el sector de la edificación, se pueden plantear como ciclos de cogeneración de cabecera para producir electricidad y aprovechar el calor de baja temperatura cedido en el condensador para satisfacer las necesidades de energía térmica del edificio.
- en el sector del transporte, se pueden utilizar para mejorar la eficiencia en la recuperación de energía de frenado mediante el aprovechamiento del calor residual de los gases de escape, en la válvula EGR y en el refrigerante en ciclos de cogeneración de cola.

En cualquier caso, la utilidad actual de los ciclos Rankine orgánico está claramente focalizada hacia sistemas de cogeneración, y la propia Directiva 2012/27/UE los considera una de las tecnologías cubiertas por la misma.

El interés actual de esta tecnología a nivel mundial es indiscutible y las investigaciones han aumentado enormemente a lo largo de la última década. En el año 2011 tuvo lugar la 1ª Conferencia Internacional sobre Ciclos Rankine Orgánicos y, desde entonces, se celebra bianualmente [9], [10], [11], [12].

A pesar de ello, de acuerdo con la Figura 1-4, existe un vacío importante en cuanto a aplicaciones de ciclos Rankine orgánicos de muy pequeña escala (menos de 10 kW) mediante el aprovechamiento de fuentes de baja temperatura (por debajo de 100 °C). Estos niveles de temperatura y potencia presentan características muy interesantes para el desarrollo de aplicaciones de cogeneración en el sector doméstico, si se comparan con

otras tecnologías más extendidas para estas escalas de potencia y para las fuentes de energía más habituales en estas instalaciones.

Al igual que otras tecnologías de cogeneración, favorecen la descentralización de la generación de la energía eléctrica y la reducción de las pérdidas en el transporte, y permiten el abastecimiento de energía eléctrica en lugares remotos.

En comparación con otras tecnologías de cogeneración doméstica, los ciclos Rankine orgánico presentan menores niveles de ruido, menores necesidades de mantenimiento y emisiones más bajas. Además, como trabajan a presión y temperatura reducidas, tienen un elevado nivel de seguridad.

Como desventajas respecto a otras tecnologías de cogeneración doméstica, se pueden considerar el coste y, a priori, la eficiencia. Aunque los costes de operación son bajos, una consecuencia de su escasa presencia en el mercado para estos niveles de temperatura y potencia es su elevado coste de inversión. Sin embargo, la tendencia natural del mismo a medida que su utilización aumente, será hacia su disminución, sobre todo si se refuerza la investigación en el empleo de componentes habituales en equipos de climatización, que es un sector muy conocido y cuyos ciclos presentan bastantes similitudes con los ciclos Rankine orgánicos.

La consideración de la baja eficiencia de estos ciclos como una desventaja respecto a otras tecnologías de cogeneración, no es tan clara, ya que el concepto de eficiencia de un ciclo no es un parámetro adecuado para medir el grado de aprovechamiento de la fuente de energía primaria en un sistema de cogeneración. En su lugar, existen otros índices más adecuados, como el ahorro de energía primaria, PES (Primary Energy Saving), definido en la Directiva 2012/27/UE como el ahorro de energía primaria que supone el sistema de cogeneración respecto al consumo de energía primaria que supondría generar las mismas cantidades de energía térmica y eléctrica mediante tecnologías convencionales. Según el estudio de Bracco et al. [13], es posible conseguir valores similares del ahorro porcentual de energía primaria con ciclos Rankine orgánicos que con sistemas de cogeneración de

eficiencia eléctrica más elevada, si se diseña el ciclo con un adecuado aprovechamiento de la energía térmica.

Las aplicaciones de los ciclos Rankine orgánicos de baja temperatura en el sector doméstico, también están favorecidas por la legislación española. En particular, el Código Técnico de la Edificación [14] especifica la obligatoriedad de producir un porcentaje mínimo de la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) mediante energía solar térmica o mediante otra tecnología renovable o de alta eficiencia. Posibles aplicaciones serían la producción simultánea de ACS y electricidad mediante paneles solares térmicos acoplados a un ciclo Rankine orgánico, o sistemas de cogeneración basados en ciclos Rankine orgánicos con un ahorro porcentual de energía primaria positivo ($PES > 0\%$), ya que se consideran sistemas de alta eficiencia.

Finalmente, el funcionamiento ininterrumpido de un ciclo Rankine orgánico en el rango de potencias 350-600 W es adecuado para satisfacer el consumo medio anual europeo doméstico, que según Bracco et al. [13], se sitúa entre 3500 y 5000 kWh, y debido a la tendencia actual a disminuirlo en los edificios de consumo de energía casi nulo, en un futuro próximo lo será con mayor razón.

Por tanto, existe la necesidad de profundizar en el diseño y optimización de la operación de los ciclos Rankine orgánicos que aprovechan fuentes térmicas de baja temperatura para la producción de energía eléctrica a microescala.

2. ESTADO ACTUAL DE LA TECNOLOGÍA DE LOS CICLOS RANKINE ORGÁNICOS

La historia de los ciclos orgánicos Rankine parte de los mediados del siglo XIX, pero permanece en un estado teórico hasta que en el entorno del siglo XXI se considera un nicho de mercado.

En la actualidad hay varios artículos de referencia Quolin [5], Lepconte [15], Tchanche [4] y algunos otros ofrecen una visión clara y concisa del estado de esta tecnología.

Los ORC's atienden a varias clasificaciones, algunas de ellas se describen a continuación:

Clasificación de los ciclos según la posición del punto crítico respecto a las presiones máxima y mínima del ciclo

Según este criterio, los ciclos se clasifican en subcríticos, transcíticos y supercríticos.

Un **ciclo subcrítico** tiene una presión máxima que es menor que la presión crítica. El proceso de evaporación se realiza a presión constante si el fluido primario es puro y con un deslizamiento de temperatura si se trata de una mezcla.

Tal como define M.Astolfi [16], los ciclos Subcríticos son la configuración más frecuentemente empleada en fuentes geotérmicas, biomasa y cogeneración doméstica.

La barrera o división entre ciclos transcíticos y supercríticos no está claramente definida para muchos autores. Sin embargo en esta Tesis se considera adecuada la definición de Jahar Sarkar [17], que define:

Ciclo transcítico como un ciclo en el cual la presión máxima del ciclo orgánico es superior a la presión crítica del fluido primario. El fluido de trabajo se calienta en este caso, desde la zona de líquido subenfriado hasta la zona de vapor sobrecalentado

justamente con una presión un poco por encima del punto crítico. La salida del calor del ciclo al foco frío, se realiza en la zona de presión subcrítica.

Los **ciclos supercríticos** tienen la admisión y cesión de calor, ambas por encima de la presión y temperaturas críticas.

Tanto los ciclos transcíticos como supercríticos son interesantes debido a que logran mayores eficiencias que los subcríticos si la fuente de calor tiene una temperatura relativamente alta para el fluido orgánico empleado. Sin embargo, suelen requerir componentes más caros que los de los ciclos subcríticos, debido a las presiones que han de resistir. Además, suelen requerir bombas multietapa con lo que la potencia neta se ve a menudo reducida por un mayor consumo de las bombas.

2.1 Tipologías de Ciclos Rankine Orgánicos

Los ciclos orgánicos Rankine son ya comúnmente aceptados como un método viable de convertir fuentes de calor de baja temperatura en electricidad. Es más, pueden ser diseñados para operar sin presencia humana y con poco mantenimiento. Sin embargo, aunque los sistemas ORC están siendo gradualmente introducidos en la industria, la necesidad de incrementar su ratio efectividad/coste persiste. Por ello, hay una creciente investigación acerca de nuevas arquitecturas ORC que permitan obtener una mayor tasa de beneficio, tal como explica Steven Lecompte [15]. No todos los nuevos diseños de ORC's que llevan a una mejora del rendimiento del ciclo termodinámico o al aumento de la potencia neta, conllevan una mejora de la ratio coste/kWh.

Véase a continuación, una revisión de las tipologías existentes de los ciclos Rankine Orgánicos.

Ciclo Rankine Orgánico Simple

Es un ciclo orgánico que requiere los mínimos componentes: bomba, evaporador, turbina y condensador.

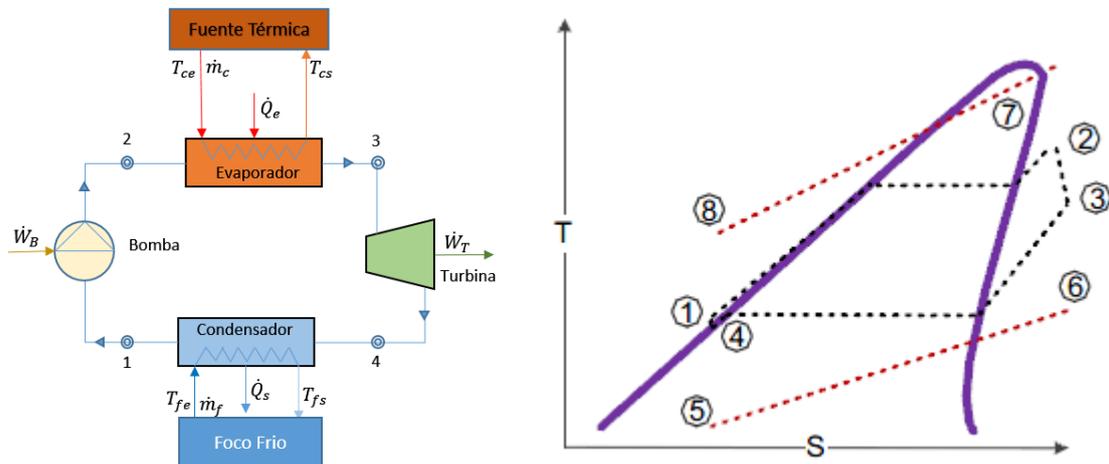


Figura 2-1: Ciclo Rankine orgánico simple.

William John Macquorn Rankine fue el ingeniero escocés que desarrolló este tipo de ciclo de cuatro componentes, junto con Rudolph Clausius y William Thomson. En principio se operaba con este ciclo de tipo simple, pero rápidamente se vio la necesidad de mejorar su diseño añadiendo algunos cambios que mejorasen su eficiencia.

El ciclo en un principio se diseñó para trabajar con agua, sin embargo, con el paso de los años se encontró que en pequeños sistemas con fuentes de calor que tuvieran temperaturas por debajo de los 380-400 °C la efectividad del ciclo descendía rápidamente. Así mismo se fue comprobando que al cambiar el agua por un fluido orgánico, se podría aprovechar el ciclo, incluso el ciclo simple, tal como se diseñó originalmente por Rankine.

Este tipo de ciclo simple es utilizado incluso sin añadir un regenerador (por economía). Es suficientemente eficiente debido a su bajo coste de implementación, operación y mantenimiento.

Ciclo Rankine con recuperador

Eventualmente y con el objetivo de aumentar el rendimiento del ciclo puede añadirse un sistema de regeneración. Con este sistema parte del calor que todavía contiene el fluido primario a la salida de la turbina se puede aprovechar para pre-calentar el que procede de la bomba.

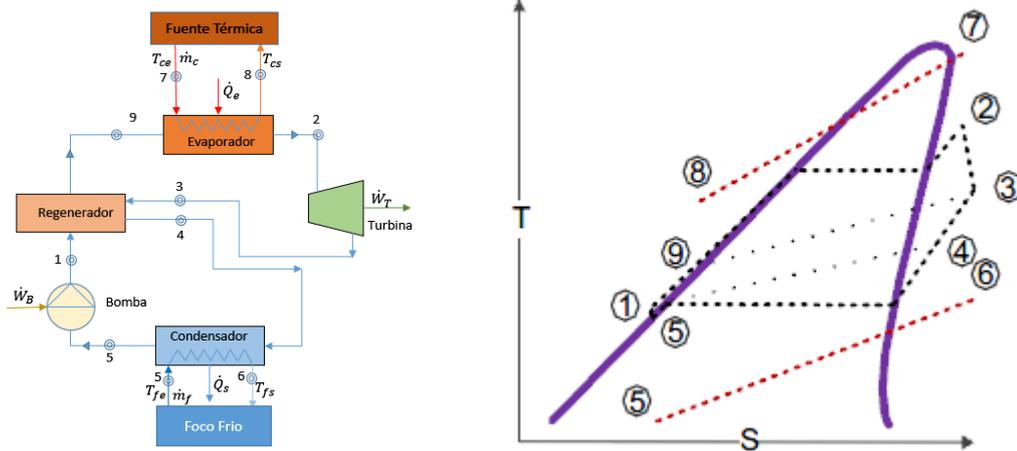


Figura 2-2: Ciclo Rankine orgánico con regenerador.

En algunas ocasiones la introducción de un recuperador mejora la eficiencia del ciclo, ya que parte del calor necesario para evaporar el fluido orgánico proviene de los propios gases de salida de la turbina. Sin embargo, dependiendo de donde proviene el calor, la introducción de este elemento en el ciclo podría ser contraproducente

El uso de regenerador incrementa los costes de la máquina ORC, por lo que habrá que observar la evolución de la tasa retorno de la inversión ya que en este caso será el índice de referencia a la hora de colocarlo o no.

Ciclo Rankine con Regenerador y Sobre-calentador.

Si se dispone de dos fuentes de calor una a media baja o temperatura y una salida de humos a temperaturas superiores a 600°C puede proponerse la introducción de un sobre-calentador.

Este es el caso de muchos motores de combustión interna, ya sean motores de gasolina, diésel o grandes motores de fueloil. En estos casos, el motor aporta calor en dos formas:

la primera con calor procedente del fluido de refrigeración de la camisa del motor y en segundo lugar con calor procedente de los humos lo que permite sobrecalentar aún más el fluido primario.

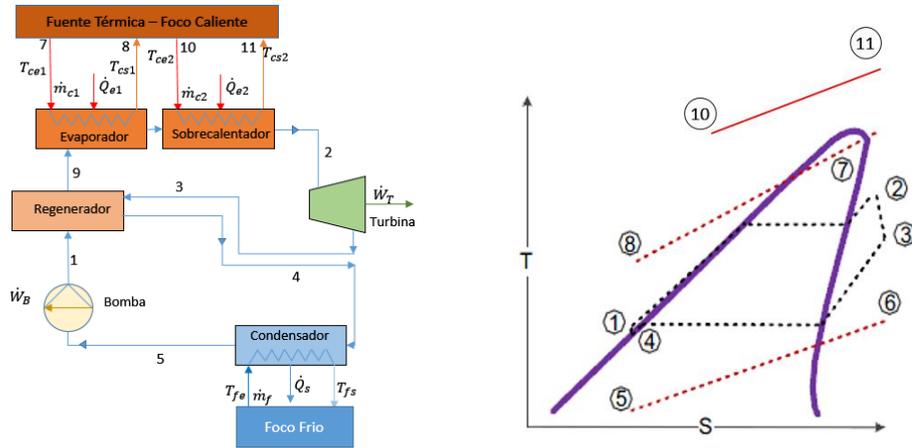


Figura 2-3: Ciclo Rankine con regenerador y sobrecalentador.

Ciclo flash

El ciclo flash (OFC), tiene su origen en la generación de energía eléctrica a partir de una fuente geotérmica. El vapor que entra en el expansor es vapor saturado lo que implica que una expansión conduce inevitablemente a las dos fases en el interior del expansor.

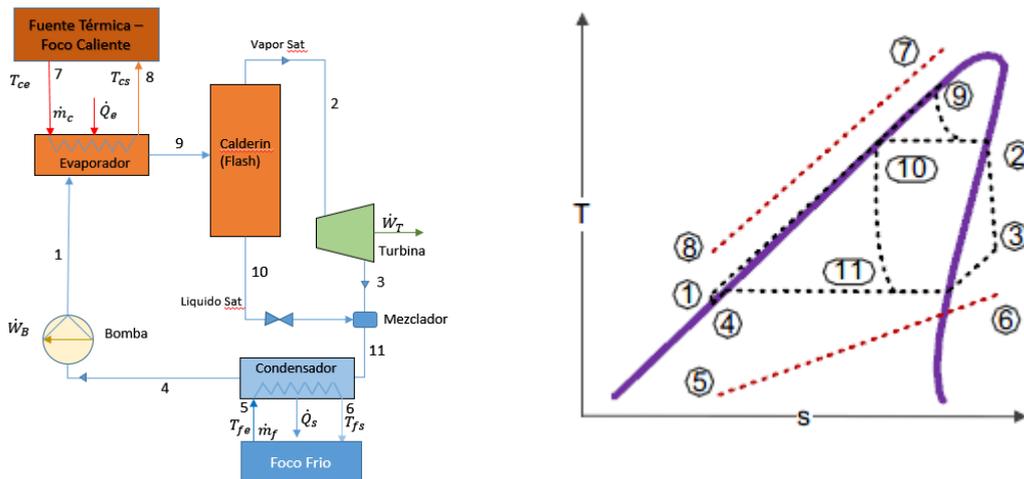


Figura 2-4: Diagrama tipo flash

El esquema flash depende en gran manera de la forma de fabricación de la turbina, ya que en gran medida va a trabajar en zona bifásica, lo que puede dar lugar a un deterioro de la misma a medio plazo.

Ciclo TLC

El ciclo TLC o Trilateral (triangular) se asemeja mucho a un ciclo Flash, pero en vez de almacenar el fluido de trabajo para producir vapor saturado y líquido saturado, el fluido de trabajo es enviado en su estado bifásico directamente al expansor. La evaporación completa y posterior sobrecalentamiento del fluido primario es omitida con la finalidad de eludir el pinch point o punto en el que existe la menor diferencia de temperaturas entre el fluido primario y el secundario. Esto produce rendimiento termodinámico más bajo que un ciclo ORC básico, pero aprovecha en mayor medida el calor de la fuente térmica. Lo que al final produce una mayor eficiencia del proceso.

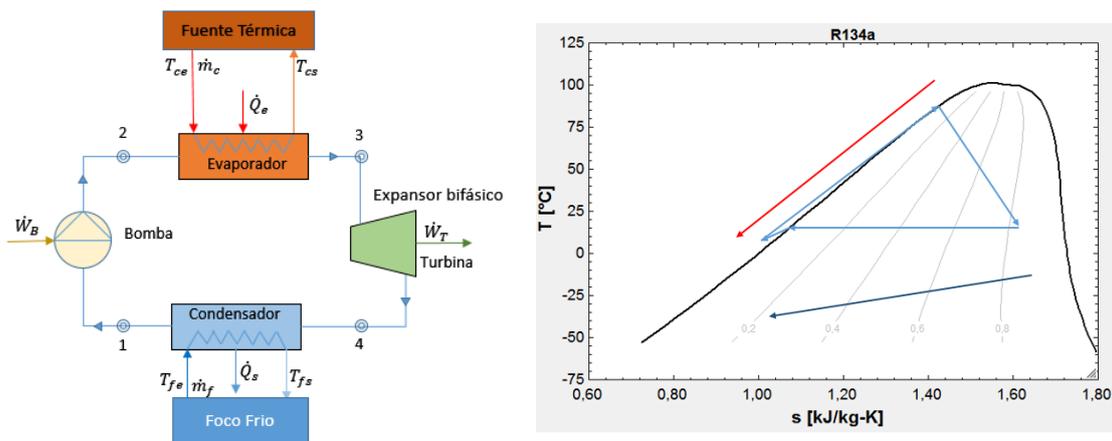


Figura 2-5: Diagrama Trilateral

Por otra parte, los ciclos trilaterales tienen el inconveniente de que su turbina debe trabajar constantemente en zona bifásica. Esto puede acarrear a medio plazo un deterioro de los álabes. Hay abiertas actualmente líneas de investigación para mejorar el trabajo de las turbinas en zona bifásica.

2.2 Fluidos de trabajo utilizados en los ORC

Los ciclos ORC, se basan en una variedad de fuentes de calor y sumideros fríos. Encontrar el fluido que mejor se adapta a una determinada fuente de calor y a una fuente fría no es tarea sencilla.

Los ORC's se pueden realizar bajo multitud de configuraciones o tipologías eso afectará a la elección fluido más apropiado, pero también la elección del fluido afectará a la configuración a elegir. Por ello, uno de los retos que existe a la hora de aplicar un ciclo orgánico Rankine a una determinada aplicación es la elección del fluido orgánico más eficiente.

Los fluidos que pueden emplean los ciclos ORC son refrigerantes CFCs, HCFCs, HFCs e hidrocarburos, aunque la actual normativa prohíbe el uso de CFCs y de HCFCs.

Los fluidos pueden ser puros o mezclas. Cuando se trabaja con un fluido puro la temperatura de cambio de fase a una presión dada permanece constante. Cuando se trabaja con una mezcla de fluidos, la temperatura de cambio de fase a una presión dada se desliza es decir no es isoterma. El motivo del empleo de mezclas de fluidos es alcanzar un mayor ajuste con las temperaturas de los focos caliente y frío. Por ejemplo, mientras que un fluido puro no varía su temperatura durante el cambio de fase, los fluidos secundarios si lo hacen, lo que origina que se pase de un salto de temperaturas entre ambos fluidos que es mayor en un principio a uno menor al final.

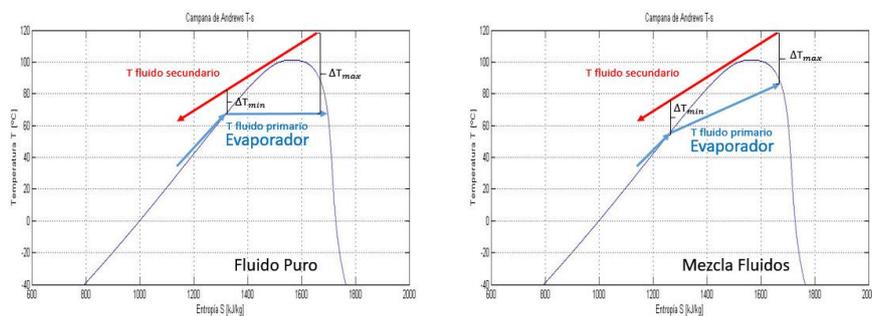


Figura 2-6: Salto de temperatura entre fluidos.

Sin embargo, si se aplica una mezcla de fluidos la temperatura de la mezcla si varía durante su cambio de fase lo que provoca que el salto de temperaturas entre el fluido primario y el secundario sea más constante durante todo el proceso de cambio de fase, Heberle, F y Brüggemann, D [18].

En la siguiente tabla se muestran algunos de los fluidos puros que pueden utilizarse para realizar esta selección:

Tabla 2-1: Fluidos Puros

| Categoría y nombre | Referencia | Pcr (°C) | Tcr (°C) |
|---------------------------|-------------------|-----------------|-----------------|
| Hydrocarbons | (HCs) | | |
| Ethane | R-170 | 48,7 | 32 |
| Propene | R-1270 | 45,3 | 91 |
| Propane | R-290 | 41,8 | 96 |
| Cyclopropane | HC-270 | 54,8 | 124 |
| Propyne | – | 56,3 | 129 |
| Isobutane | R-600a | 36,4 | 135 |
| Isobutene | – | 39,7 | 144 |
| N-butane | R-600 | 37,9 | 152 |
| Neopentane | – | 31,6 | 160 |
| Isopentane | R-601a | 33,7 | 187 |
| N-pentane | R-601 | 33,6 | 196 |
| Isohexane | – | 30,4 | 225 |
| N-hexane | – | 30,6 | 235 |
| N-heptane | – | 27,3 | 267 |
| Cyclohexane | – | 40,7 | 280 |
| N-octane | – | 25 | 296 |
| N-nonane | – | 22,7 | 321 |
| N-decane | – | 21 | 345 |
| N-dodecane | – | 17,9 | 382 |
| Benzene | – | 48,8 | 298 |
| Toluene | – | 41,3 | 319 |
| p-Xylene | – | 34,8 | 342 |
| Ethylbenzene | – | 36,1 | 344 |
| N-propylbenzene | – | 32 | 365 |
| N-butylbenzene | – | 28,9 | 388 |
| Perfluorocarbons | (PCFs) | | |
| Carbon-tetrafluoride | R-14 | 36,8 | -46 |
| Hexafluoroethane | R-116 | 30,5 | 20 |
| Octafluoropropane | R-218 | 26,8 | 73 |



| | | | |
|------------------------------------|----------------|------|------|
| Perfluoro-N-pentane | PF-5050 | 20,2 | 149 |
| Decafluorobutane | R-3-1-10 | 23,2 | 113 |
| Dodecafluoropentane | R-4-1-12 | 20,5 | 147 |
| Chlorofluorocarbons | (CFCs) | | |
| Trichlorofluoromethane | R-11 | 43,7 | 197 |
| Dichlorodifluoromethane | R-12 | 39,5 | 111 |
| Trichlorotrifluoroethane | R-113 | 33,8 | 213 |
| Dichlorotetrafluoroethane | R-114 | 32,4 | 145 |
| Chloropentafluoroethane | R-115 | 30,8 | 79 |
| Hydrofluorocarbons | (HFCs) | | |
| Trifluoromethane | R-23 | 48,3 | 26 |
| Difluoromethane | R-32 | 57,4 | 78 |
| Fluoromethane | R-41 | 59 | 44 |
| Pentafluoroethane | R-125 | 36,3 | 66 |
| 1,1,1,2-Tetrafluoroethane | R-134a | 40,6 | 101 |
| 1,1,1-Trifluoroethane | R-143a | 37,6 | 73 |
| 1,1-Difluoroethane | R-152a | 44,5 | 112 |
| 1,1,1,2,3,3,3-Heptafluoropropane | R-227ea | 28,7 | 101 |
| 1,1,1,3,3,3-Hexafluoropropane | R-236fa | 31,9 | 124 |
| 1,1,1,2,3,3-Hexafluoropropane | R-236ea | 34,1 | 139 |
| 1,1,1,3,3-Pentafluoropropane | R-245fa | 36,1 | 153 |
| 1,1,2,2,3-Pentafluoropropane | R-245ca | 38,9 | 174 |
| Octafluorocyclobutane | RC-318 | 27,8 | 114 |
| 1,1,1,2,2,3,3,4-Octafluorobutane | R-338mccq | 27,2 | 159 |
| 1,1,1,3,3-Pentafluorobutane | R-365mfc | 32,7 | 187 |
| Hydrofluoroolefins | (HFOs) | | |
| 2,3,3,3-Tetrafluoropropene | HFO-1234yf | 33,8 | 94,7 |
| Hydrochlorofluorocarbons | (HCFCs) | | |
| Dichlorofluoromethane | R-21 | 51,8 | 178 |
| Chlorodifluoromethane | R-22 | 49,9 | 96 |
| 1,1-Dichloro-2,2,2-trifluoroethane | R-123 | 36,6 | 183 |
| 2-Chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane | R-124 | 36,2 | 122 |
| 1,1-Dichloro-1-fluoroethane | R-141b | 42,1 | 204 |
| 1-Chloro-1,1-difluoroethane | R-142b | 40,6 | 137 |
| Siloxanes | | | |
| Hexamethyldisiloxane | MM | 19,1 | 245 |
| Octamethyltrisiloxane | MDM | 14,4 | 291 |
| Decamethyltetrasiloxane | MD2M | 12,2 | 326 |
| Dodecamethylpentasiloxane | MD3M | 9,3 | 354 |
| Octamethylcyclotetrasiloxane | D4 | 13,1 | 312 |
| Decamethylcyclopentasiloxane | D5 | 11,6 | 346 |
| Dodecamethylcyclohexasiloxane | D6 | 9,5 | 371 |

Alcohols

| | | | |
|----------|---|----|-----|
| Methanol | – | 81 | 240 |
|----------|---|----|-----|

Fluorinated

| | ethers | | |
|---|---------------|------|-----|
| Pentafluorodimethylether | RE125 | 33,6 | 81 |
| Bis-difluoromethyl-ether | RE134 | 42,3 | 147 |
| 2-Difluoromethoxy-1,1,1-trifluoroethane | RE245 | 34,2 | 170 |
| Pentafluoromethoxyethane | RE245mc | 28,9 | 134 |
| Heptafluoropropyl-methyl-ether | RE347mcc | 24,8 | 165 |

Ethers

| | | | |
|----------------|-------|------|-----|
| Dimethyl-ether | RE170 | 53,7 | 127 |
| Diethyl-ether | R-610 | 36,4 | 193 |

Inorganics

| | | | |
|----------------|-------|-------|-----|
| Ammonia | R-717 | 113,3 | 132 |
| Water | R-718 | 220,6 | 374 |
| Carbon dioxide | R-744 | 73,8 | 31 |

Tal como se ha descrito anteriormente, también se pueden utilizar mezclas de fluidos, que en muchas ocasiones se adaptan mejor a la curva de temperaturas del fluido caliente (secundario). A continuación se expone una tabla de mezclas de fluidos, Bao, J [19]

Tabla 2-2: Mezclas como fluidos de trabajo en ORC's

| Fluido de Trabajo y su composición | Tipo de Ciclo |
|---|----------------------|
| MM 3.18% | ORC Saturado |
| MDM 34.14% | ORC Sobrecalentado |
| MD2M 45.51% | ORC Transcrítico |
| MD3M 16.17% | |
| MD4M 1.00% | |
| R22 70% | ORC Saturado |
| R114 30% | |
| Propane 50% | ORC Sobrecalentado |
| n-Pentane 50% | ORC Transcritico |
| Propane 1.0/0.9/0.8/0.7/0.6/0.5 | ORC Sobrecalentado |
| Ethane 0/0.1/0.2/0.3/0.4/0.5 | |
| R401A, R401B, R401C | ORC Sobrecalentado |
| | ORC Saturado |
| MM 60% | ORC Saturado |
| MDM 30% | |
| MD2M 10% | |

| | |
|------------------------------------|--------------------|
| R141b 0.9/0.8/0.7/0.6/0.5/0.4/0.3 | ORC Sobrecalentado |
| RC318 0.1/0.2/0.3/0.4/0.5/0.6/0.7 | |
| R32 30% | ORC Transcritico |
| R134a 70% | |
| R245fa 0.9/0.65/0.45 | ORC Saturado |
| R152a 0.1/0.35/0.55 | ORC Sobrecalentado |
| R245fa 0.9/0.65/0.45 | ORC Sobrecalentado |
| R152a 0.1/0.3 | |
| Isobutane/Isopentane | ORC Saturado |
| R227ea/R245fa | |
| R245fa-R365mfc | ORC Saturado |
| R245fa-isopentane | |
| Isobutane-isopentane | |
| R245fa-pentane | |
| Isopentane-isohehexane | |
| Pentane-hexane | |
| Isopentane-cyclohexane | |
| Isopentane-hexane | |
| R245fa-isopentane-isohehexane | |
| R245fa-pentane-hexane | |
| Isopentane-isohehexane-cyclohexane | |
| R125/R134a 0.799/0.201 | ORC Transcrítico |
| R125/R227ea 0.803/0.197 | |
| R125/R236ea 0.940/0.060 | |
| R125/R245fa 0.939/0.061 | |
| R245fa/Isopentane 0.3/0.7 | ORC Sobrecalentado |

La selección del fluido más adecuado, dependerá del tipo de aplicación y sobre todo de la temperatura del foco caliente. No obstante, será necesario que reúna otra serie de consideraciones importantes.

La principal característica del ciclo viene dada por su temperatura de operación (60-300/400 °C). Se deberá elegir el fluido orgánico en función de las temperaturas disponibles en los focos caliente y frío.

Más adelante, se presentan algunos de los fluidos analizados que se ajustan a las características que se han encontrado más relevantes. Pero antes de mostrar la tabla se

procede a explicar cómo se obtienen las propiedades mostradas en ella a través de las ecuaciones de estado de los fluidos (EOS).

Una ecuación de estado EOS, se utiliza para describir la relación entre dos propiedades termodinámicas. Pueden escribirse un número de diferentes formulaciones, basadas en conjuntos de diferentes variables independientes. Cada par de variables independientes puede ser utilizada en la ecuación de estado (EOS), para calcular otra propiedad termodinámica desconocida. Puede utilizarse cualquier par de propiedades, sin embargo, las dos propiedades de estado más comúnmente utilizadas son la temperatura y la presión ya que son fáciles de medir.

Una de las más empleadas ecuaciones de estado es la ecuación de estado de los gases ideales. Esta EOS es bastante sencilla de implementar y entender:

$$P * v = R * T \rightarrow P = \rho * R * T \quad (2-1)$$

donde:

- P Presión (kPa)
- V Volumen específico (m³/kg)
- R Constante del gas (kJ/kg/K)
- T Temperatura (K)
- ρ Densidad (kg/m³)

Esta ecuación se puede emplear para gases con presiones cercanas a cero. Pero, cuando el fluido está en forma líquida o hay un vapor húmedo o bien el fluido primario se encuentra en presiones cercanas a su presión crítica, esta ley no conduce a resultados válidos y es ahí donde pasan a emplearse otro tipo de ecuaciones de estado tales como las ecuaciones de estado cúbicas que fueron inicialmente representadas por la ecuación de Van der Waals (1873).

$$\left(P + \frac{a}{v^2}\right) * (v - b) = R * T \quad (2-2)$$

donde:

a y b son constantes que dependen de propiedades de la sustancia en el punto crítico.

Aun conociendo el origen de cálculo de las propiedades termodinámicas de un determinado fluido, cuando se desea aplicar estas propiedades a un modelo de simulación tal como el que se desarrolla en esta tesis, el procedimiento más rápido y eficiente es obtenerlas de las bibliotecas disponibles.

Existen una serie de bibliotecas que implementan algunos subconjuntos de propiedades termodinámicas. A continuación, se enumeran las librerías que presentan una mayor precisión, que están en desarrollo permanente y aportan documentación transparente sobre los modelos que utilizan para su cálculo.

REFPROP

Desarrollado por el NIST (National Institute of Standard and Technology), (Lemmon et al 2013 [20]). REFPROP es la biblioteca o base de datos por excelencia. Aporta la máxima precisión y las ecuaciones de estado más avanzadas en literatura abierta. Está desarrollada en FORTRAN y tiene interfaces para diferentes lenguajes. *Es la librería que se emplea en el modelo de simulación de esta tesis.*

CoolProp

La librería está desarrollada en C++, (Bell et al 2014 [21]), emula en gran manera la funcionalidad de Refprop.

Trend

Desarrollada por la Universidad de Bochum en Alemania, (Span et al. 2015 [22]). Está escrita en FORTRAN y tiene rutinas especializadas en la evaluación de mezclas y en el equilibrio con sólidos de H₂O y CO₂.

FluidProp

Es una librería de propiedades termodinámicas desarrollada por Asimptote que incluye versiones libres y add-ons como funcionalidad adicional. Implementa muchas ecuaciones

cúbicas de estado y también SAFT (stadistical associating fluid theroy). Incluye enlaces de desarrollo con un número de bibliotecas elevado.

Zittau/Goerlitz libraries

Las librerías expuestas anteriormente son librerías generales. La desarrollada por Zittau/Goertliz University of Applied Sciences es especializada. Desarrollada para una rápida evaluación y aplicaciones multitarea. Desarrollada para aplicaciones de mezclas de gases y aire húmedo.

Una vez explicadas de donde se obtienen las propiedades termodinámicas, pasamos a exponer algunas de ellas y su comparación con el agua en la siguiente tabla

En la tabla que aparece a continuación se enumeran algunos de los fluidos susceptibles de ser utilizados en un ORC (Tchance [2]), clasificados por su temperatura crítica en tres grupos: Baja, media y alta temperatura:

Tabla 2-3: Clasificación de fluidos según su temperatura crítica.

| Baja Temperatura | | Media Temperatura | | Alta Temperatura | |
|------------------|--------------|---------------------|--------------|------------------------|--------------|
| Fluido | T Crítica | Fluido | T Crítica | Fluido | T Crítica |
| R32 | 78,11 | R347 | 160,2 | N-Heptano | 267 |
| Propano | 96,68 | HFE7000 | 164,46 | Ciclohexano | 280,5 |
| R134a | 101,1 | Novex649 | 168,66 | Benceno | 288,9 |
| R245 | 107 | SES36 | 177,5 | Octametiltriloxano | 291,1 |
| R152a | 113,3 | R123 | 183,7 | N-Octano | 296,2 |
| Amoniaco | 132,3 | HFE7100 | 195,3 | Tolueno | 318,6 |
| i-Butano | 134,8 | Hexano | 234,6 | Decametiltetrasiloxano | 325,8 |
| R236ea | 139,29 | N-Pentano | 196,5 | Dibromometano (R-20B3) | 337,8 |
| RE-134 | 147 | Metanol | 240,2 | N-Propilbenceno | 365 |
| n-Butano | 152,3 | Etanol | 240,8 | N-Butilbenceno | 388 |
| R245fa | 154,1 | Hexametildisiloxano | 245,4 | Tribromometano (R20B3) | 422,9 |

La manera más habitual de seleccionar un fluido orgánico para unas determinadas fuentes de calor y frío es realizar una simulación termodinámica y si es posible, una simulación

termodinámica más simulación de transferencia de calor, probando diferentes fluidos orgánicos y escoger aquel que mejor se adapte al criterio de selección elegido.

Los criterios de selección más común mente utilizados son los siguientes

- Rendimiento termodinámico del ciclo
- Potencia neta producida
- Potencia neta producida / Área de los intercambiadores.
- Tasa de retorno de la inversión.

Dado que existe un amplio número de fluidos orgánicos que podrían ser susceptibles de ser empleados, será necesario elegir aquel que mejor se ajuste a las características de la aplicación. Para lo cual se descartarán, fluidos en base a los requisitos exigidos por las características de la aplicación que se desea realizar:

Características consideradas como favorables a la hora de la elección de un fluido

- Toxicidad: Baja
- Inflamabilidad o posibilidad de explosión: Baja
- Ensuciamiento: Bajo.
- Amplios límites de estabilidad: Alto
- Compatibilidad con los materiales de la instalación: Alto.
- No destrucción del Ozono: Según el reglamento 2037/2000 de la UE.
- Efecto Invernadero: Regulado por 842/2006 de la UE:
- Composición del fluido como mezcla de múltiples fluidos.

Los parámetros considerados como importantes a la hora de elegir un fluido Orgánico son los siguientes:

- Presión y temperatura críticas ebullición
- Presión y temperatura críticas de condensación.
- Calores latentes.

- Estabilidad a altas temperaturas
- Bajo punto de congelación
- Baja entalpía de vaporización.
- Bajo impacto ambiental: que no sea tóxico, corrosivo o inflamable

Una vez aplicados los criterios a la amplia lista de fluidos disponibles, se llega a una pequeña selección de fluidos que pueden ser utilizados en micro-generación y a muy baja temperatura. También se añade el agua para compararlo con ellos.

Tabla 2-4 - Fluidos orgánicos con baja T_{cr} .

| Nombre | P_{cr} (kPa) | T_{cr} (°C) | P=1200 (kPa) | T_{sat} (°C) | Líquido Saturado | |
|---------|-------------------|------------------|-----------------|-------------------|--------------------------------|---------------------------|
| | | | | | ρ (kg/m ³) | $v \times 10^4$ (Pa s) |
| R1234YF | 3382 | 94,7 | 1200 | 46,60 | 1005,64 | 1,1861 |
| R113 | 3392 | 214,06 | 1200 | 149,08 | 1206,48 | 1,8540 |
| R1234ZE | 3635 | 109,363 | 1200 | 57,44 | 1043,51 | 1,3495 |
| R245fa | 3651 | 154,01 | 1200 | 97,66 | 1103,00 | 1,5942 |
| R134a | 4059 | 101,06 | 1200 | 46,31 | 1119,18 | 1,4882 |
| R407c | 4632 | 86,195 | 1200 | 25,30 | 298,45 | 2,9845 |
| R410a | 4901 | 71,344 | 1200 | 13,35 | 286,50 | 2,8650 |
| Agua | 22064 | 373,946 | 1200 | 187,96 | 878,35 | 1,4367 |

2.3 Tipos de expansores utilizados en los ORC

Un expansor es un tipo de máquina que convierte energía cinética procedente del flujo de fluido en energía mecánica. En términos generales el fluido puede estar en forma gaseosa o líquida. Sin embargo, para la aplicación en sistemas ORC se utilizarán expansores que trabajan con vapor.

En general los expansores pueden ser clasificados en dos tipos: tipo de velocidad como las turbinas y otros volumétricos como los expansores de tornillo y los de scroll.

Según la clasificación establecida por Guoquan Qiu [23], los tipos de expansores más utilizados en máquinas ORC son las turbinas, los expansores de tornillo, los expansores scroll y los motores neumáticos o expansores de paletas.

Turbinas

El vapor del flujo primario, es conducido hacia los álabes de la turbina y las hace girar.

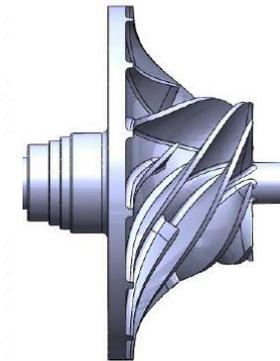


Figura 2-7: Turbina tipo para ORC

Las turbinas tienen muchas ventajas, ya que son escalables, de estructura compacta y relativamente sencillas de fabricar. Normalmente una sola etapa de expansión ya produce saltos entálpicos considerables.

Las turbinas suelen utilizarse como expansores en sistemas ORC cuando se busca potencias mayores a 50 kWe ya que su eficiencia es el evada cuando las potencias liberadas son grandes.

Expansores de tornillo.

Los expansores de tornillo se componen básicamente por un par de rotores helicoidales que son contenidos en cámaras con unas distancias entre cámara y hélice de pocas micras.

El sentido de giro de las hélices determina si la máquina funciona como expansor o compresor, según explica el [10]. La gama de potencias en las que son empleados los expansores de tornillo está entre 10 y 50 kWe. Hay pocas referencias por debajo de los 10 kWe.



Figura 2-8: Expansor de tornillo

Expansores Scroll.

Recientemente los expansores scroll están ganando terreno en el rango de la pequeña potencia. Esto es debido a que no tienen válvulas, tienen pocas piezas y por tanto un precio bajo, tal como argumenta Lemort & Quoilin et al [25].

Los expansores scroll han sido derivados de los compresores scroll al aplicarles una serie de modificaciones. Suelen ser aplicados para muy bajas potencias, entre 0.1 y 1 kWe.



Figura 2-9: Expansor scroll

Motor de aire como expansor – Expansor de paletas.

Los motores de aire, son máquinas rotatorias de vanos que habitualmente utilizan aire comprimido para generar la rotación de su eje.

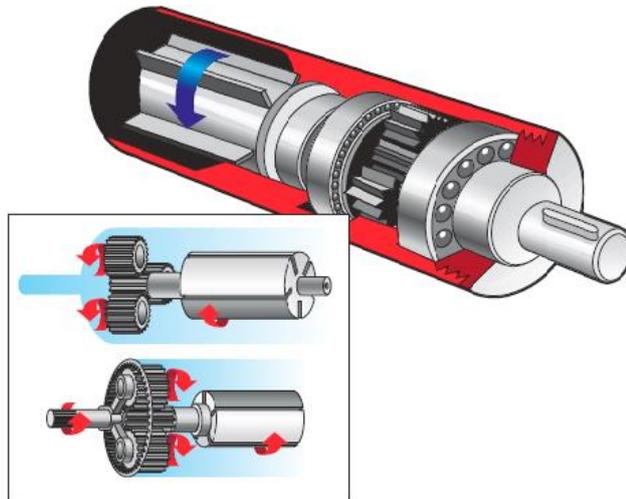


Figura 2-10: Motor de aire como expansor.

Pueden ser utilizados como expansores de paletas ('vane expanders').

Comparados con otros dispositivos de expansión, estas máquinas son máquinas volumétricas. Tienen una estructura muy simple, fácil fabricación y bajo costo. Sin embargo, necesitan ser modificados para evitar las fugas entre los álabes y la carcasa.

Se emplean fundamentalmente con rangos de potencia entre 0.5 y 5 kWe.

Para micro-generación todavía no existen suficientes modelos comerciales, que puedan operar sin modificaciones. Sin embargo, los motores de aire utilizados con las modificaciones pertinentes para evitar las fugas se proponen como buenos candidatos a ser empleados.

La realización de la expansión mediante un motor neumático permite la regulación del par y de la velocidad de giro de una forma sencilla. Como es sobradamente conocido la energía mecánica entregada por un expansor es el producto de la velocidad angular por el par:

$$\dot{W}_{expansor} = T * \omega$$

En un expansor derivado de un motor rotativo la relación entre el par y la velocidad angular es lineal. Y por tanto puede ser regulado de dos formas:

- Variación del flujo másico de fluido que entra en él
- Variación de la presión y temperatura de entrada

El primero de los métodos se utilizará cuando se desee mantener un alto par a un número menor de revoluciones. No se olvide que normalmente el fin último de la energía que libera el expansor en el eje es entregado a un alternador que va a necesitar una determinada velocidad de giro para ofrecer electricidad a la frecuencia deseada.

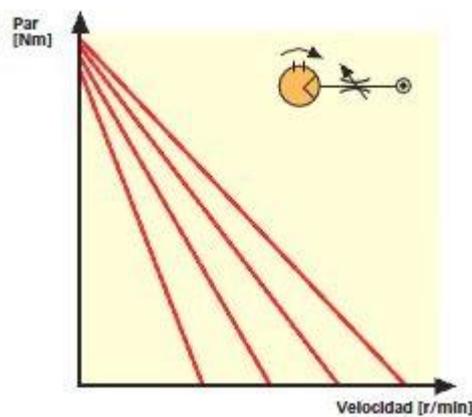


Figura 2-11: Grafico Par x rpm con regulación de flujo másico.

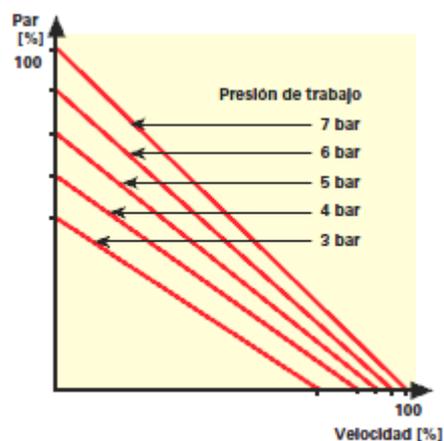


Figura 2-12: Grafico Par x rpm variando presión.

El segundo de los métodos establece un haz de curvas que permite variar el par a la vez que se puede elegir la velocidad de giro. Esto cambiará la potencia entregada por el expansor.

2.4 Tipos de intercambiadores utilizados en los ORC's.

Los evaporadores se utilizan para la admisión o entrega de calor desde el foco caliente al fluido primario del ciclo orgánico Rankine.

Los condensadores tienen la función de enfriar el fluido primario para devolverlo a las condiciones iniciales en las que la bomba pueda volver a ponerlo en circulación.

En algunas ocasiones existe un recalentamiento en el que se aprovecha parte del calor que todavía posee el fluido primario a la salida de la turbina para entregarlo después del paso por la bomba.

En términos generales, es preciso prestar atención a los costes de los intercambiadores utilizados en el ciclo. A efectos del ciclo Rankine, una mayor superficie representa efectos positivos ya que se logran menor entropías y por tanto mayores rendimientos, sin embargo, una mayor superficie, también representa costes más altos en la fabricación y no se debe olvidar que el objetivo final de una máquina Rankine debe ser el precio del kWh, que dependerá en parte de los costes de amortización de la máquina.

Los intercambiadores de calor pueden clasificarse en base a su proceso de transferencia de calor, construcción, dirección y sentido de los flujos, etc...

Sin embargo, en lo que se refiere a este documento se señalarán los dos tipos de intercambiadores más extendidos en la construcción de las máquinas basadas en ciclos orgánicos Rankine.

Intercambiadores de Carcasa y Tubos

Los intercambiadores de carcasa y tubos son uno de los más usados en tecnologías ORC.

Constan de un conjunto de tubos encerrados en una carcasa. Un fluido fluye a través de los tubos una o más veces, mientras que el otro fluido fluye en el espacio que existe entre los tubos y la carcasa.

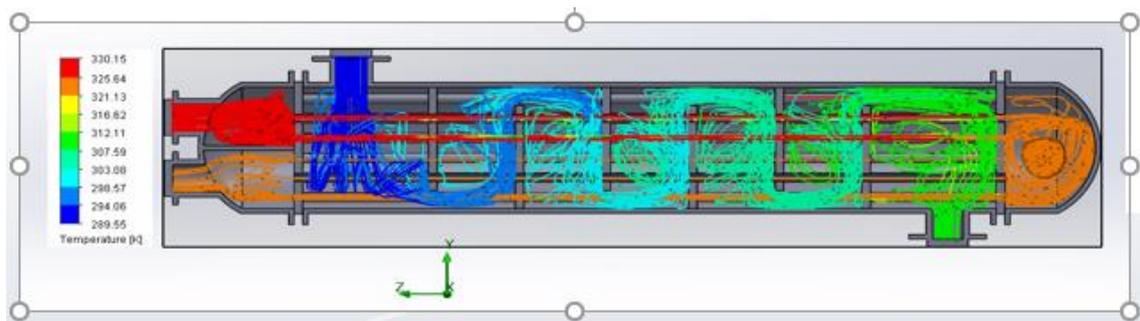


Figura 2-13: Intercambiador de carcasa y tubos.

Algunos de ellos tienen una parte de la carcasa que ejerce de depósito. Este volumen adicional de la carcasa se encontrará en la parte de arriba, si es un evaporador o en la parte de abajo si es un condensador, de forma que en este volumen adicional de la carcasa se acumularán bien los gases del fluido primario (evaporador), bien el líquido saturado o subenfriado de fluido primario (condensador).

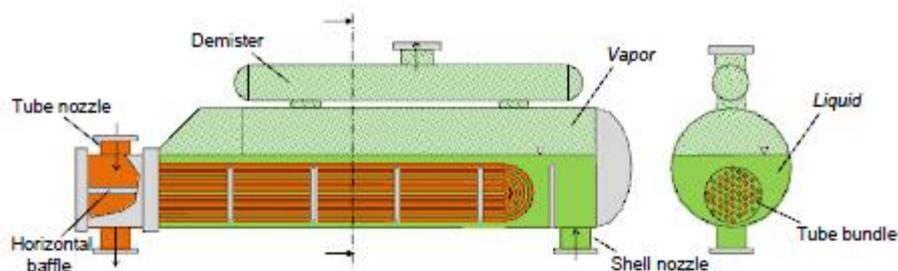


Figura 2-14: Evaporador con depósito en la carcasa.

Intercambiadores de placas

Los intercambiadores de placas, denominados habitualmente por sus siglas en inglés (PHEs) son un tipo de intercambiadores compactos. Son utilizados ampliamente en aplicaciones industriales, como refrigeración, calentamiento y enfriamiento, etc... Su característica principal es que ofrecen una gran área de intercambio por unidad de volumen, lo que los hace particularmente interesantes para instalaciones compactas, tales como las que se pueden desear en micro-aplicaciones ORC, aplicaciones domésticas ORC o cualquier otro tipo de aplicaciones que requieran poco espacio.

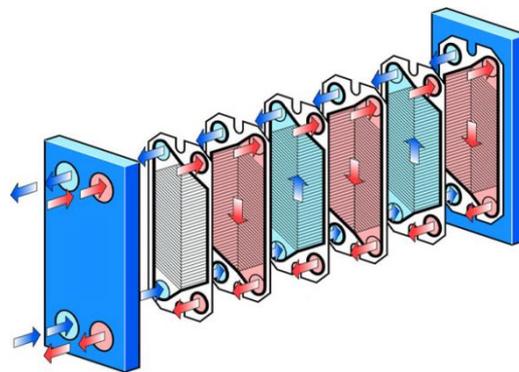


Figura 2-15: Intercambiador de placas (PHE).

Consecuentemente con su gran área de intercambio en reducidos volúmenes, estos intercambiadores tienen poca cantidad de refrigerante en su interior. Las placas suelen tener forma rectangular y están colocadas muy juntas y presionadas unas contra otras. Permiten el paso alternado entre ellas de fluido caliente y frío y están estampadas de forma que se logran patrones corrugados que alargan el área de intercambio efectiva entre un 10 y un 25 %. Estos corrugados modifican los flujos de los fluidos y mejoran la eficiencia del intercambio de calor a la vez que mejoran la resistencia mecánica de las mismas., según nos indica Raffaele L. Amalfi [26].

En la imagen superior se puede ver diferentes configuraciones de los corrugados. El ángulo que forman los corrugados se denomina ángulo chevron (β) y su valor es utilizado en la mayoría de correlaciones de transferencia de calor.

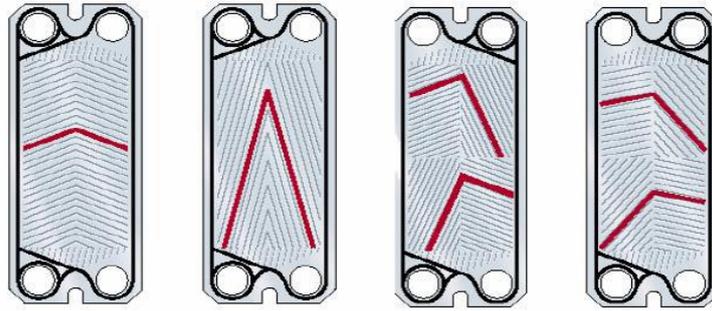


Figura 2-16: Corrugados de las placas.

Por lo anteriormente dicho se observa que para instalaciones domésticas o micro-generación es preferible el uso de equipos más compactos como los intercambiadores de placas, mientras que para instalaciones mayores puede ser mejor el uso de intercambiadores de carcasa y tubos dotados de depósito de acumulación.

2.5 La bomba

La alimentación e incremento de presión producidos por la bomba son una de las claves para cualquier ORC, durante el proceso de dimensionado y selección de componentes.

La bomba o bombas que se integren en un ORC deben seleccionarse teniendo en cuenta las siguientes observaciones:

Controlabilidad.

La mayoría de los sistemas ORC utilizan la bomba para controlar, tanto el flujo másico de fluido orgánico que transitará por la máquina, como el incremento de presión que marcará la diferencia entre las temperaturas de condensación y evaporación.

Una de las soluciones más empleadas para controlar la bomba y con ella los dos parámetros que se acaban de citar es que la bomba esté conectada a un inverter o variador de velocidad del motor de la misma. Un variador de velocidad permite controlar la velocidad de rotación. En bombas de desplazamiento positivo, variar la velocidad es proporcional a variar el flujo másico que mueven, mientras que en bombas rotativas una

variación de velocidad variará el caudal y con ello el aumento o incremento de presión que la bomba ejercerá sobre el fluido de trabajo.

Eficiencia.

En los ciclos Rankine tradicionales de vapor de agua el consumo de energía de la bomba es muy bajo comparado con la energía producida en la turbina, Sin embargo, en ciclos orgánicos las irreversibilidades que pueden presentarse en las bombas tienen un sustancial efecto sobre la producción de energía neta.

El ratio entre la potencia de la bomba y la potencia del expansor es llamado habitualmente Back Work Ratio (BWR).

$$BWR = \frac{\dot{W}_{Bomba}}{\dot{W}_{Expansor}}$$

Como se puede observar en el gráfico que se muestra más abajo, los fluidos que tienen una temperatura crítica más elevada son aquellos que presentan un BWR menor.

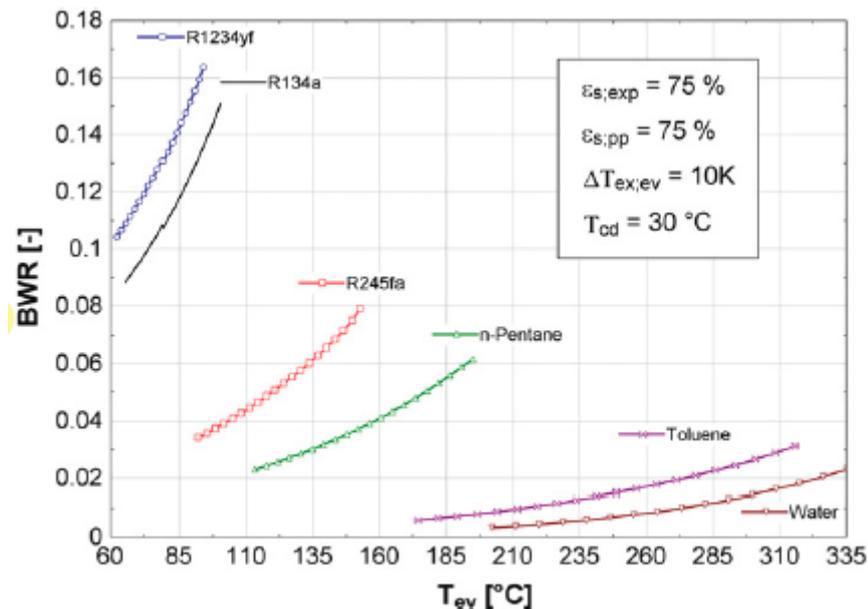


Figura 2-17: Relación T_{cr} / BWR

El BWR se incrementa con la temperatura de evaporación y es significativamente mayor cuando esta temperatura está cerca de la temperatura crítica del fluido.

Subenfriamiento / Alimentación de la bomba

Suele ser importante el empleo de un cierto subenfriamiento y/o un depósito de líquido subenfriado para garantizar que en la succión del fluido de trabajo no se produzca cavitación (es decir transformación del fluido líquido en gas y vuelta a conversión en líquido) por efecto de las bajas presiones que se producen en determinados puntos de la admisión de la bomba. El efecto de la cavitación produciría un rápido deterioro de la mecánica de la bomba.

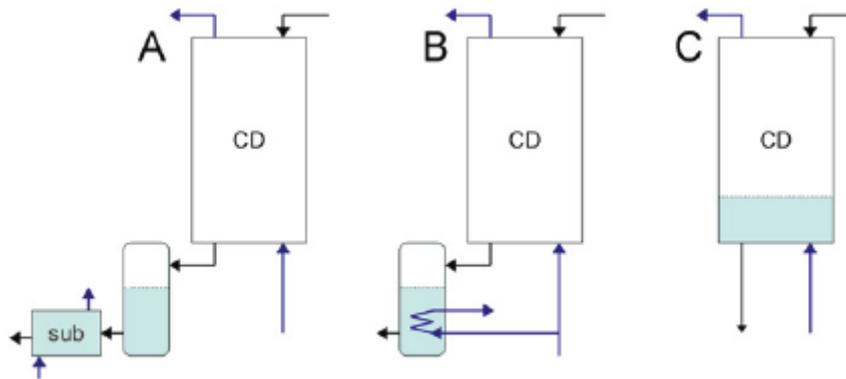


Figura 2-18: Diferentes estrategias para realizar subenfriamiento.

En la figura pueden observarse tres métodos distintos que potencian el subenfriamiento y pretenden asegurar la no cavitación en la bomba.

2.6 Fabricantes de ORC y equipos comerciales

Podemos citar como fabricantes actuales de plantas de producción eléctrica o mecánica mediante máquinas basadas en el Ciclo Rankine Orgánico a los siguientes fabricantes.

Tabla 2-5: Principales fabricantes de sistemas ORC

| Fabricante | web | Potencia |
|------------|-----|----------|
|------------|-----|----------|

| | | |
|-------------------------------------|--|--------------|
| Electratherm (USA) | www.electratherm.com | 50 kW |
| Ormat (USA) | www.ormat.com | 0,250-20 MW |
| Barber-Nichols Inc. (USA) | www.barber-nichols.com | 15 kW - 6 MW |
| Opcon Energy System AB (Suecia) | www.opcon.se | 350-800 kW |
| Cryostar SAS (Francia) | www.cryostar.com | 0,5-15 kW |
| Tri-o-gen B.V. (Holanda) | www.triogen.info | 165 kW |
| Freepower (U.K.) | www.freepower.co.uk | 60-120 kW |
| Turboden (Italia) | www.turboden.eu | 250-2200 kW |
| GMK (Alemania) | www.gmk.info | 0,5-2 MW |
| Calnetix Power Solutions (USA) | www.calnetixps.com | 125 kW |
| Durr Cyplan (Alemania) | www.durr-cyplan.com | 70-500 kW |
| Ener-G-Rotors (USA) | www.ener-g-rotors.com | 40-60 kW |
| Infinity turbine llc (USA) | www.infinityturbine.com | 10-250 kW |
| BEP Europe (Belgica) | www.e-rational.net | 50-450 kW |
| Eneftech (Suiza) | www.eneftech.com | 5-30 kW |
| Kholer und Ziegler (Alemania) | www.koehler-ziegler.de | 50-200 kW |
| Ergion Gmbh (Alemania) | www.ergion.de | - |
| Maxxtec AG/Adoratec Gmbh (Alemania) | www.maxxtec.de | 300-1500 kW |
| Pratt & Whithney (USA) | www.pw.utc.com | 280 kW |
| WOW Energies | www.wowenergies.com | 0,5-25 MW |
| EnerBasque (España) | www.enerbasque.com | 20-100 kW |
| Exergy (Italia) | www.exergy-orc.com | 0,4-2,5 MW |
| Termocycle (Holanda) | www.termocycle.com | 50-250 kW |
| Entrans (Suecia) | www.entrans.se | 50-500 kW |
| Enertime (Francia) | www.enertime.com | 1 MW |
| Enogia (Francia) | www.enogia.com | 5-100 kW |
| Verdicorp Inc. (USA) | www.verdicorp.com | 20-180 kW |
| Rank (España) | www.rankweb.es | 20-50 kW |
| Gtet (Australia) | www.g-tet.com | 25-600 kW |

La tabla ha sido obtenida de Tchanche [4]

Entre las empresas que se muestran en la tabla de arriba, cabe destacar dos empresas españolas como EnerBasque o Rank. También es preciso decir que grandes compañías ligadas al negocio de la energía están directamente o indirectamente ligadas a esta tecnología ORC, tales como, Turboden, Ormat o Pratt & Whithney.

En la actualidad la investigación se está enfocando a la obtención de Ciclos Rankine Orgánicos que operando a bajas temperaturas $80^{\circ}\text{C} < T < 150^{\circ}\text{C}$ mantengan un rendimiento suficiente para ser rentables económicamente, lo que llevaría sin duda a la

formalización de patentes valiosas y de una comercialización de las máquinas que se desarrollen utilizando estos ciclos termodinámicos.

2.7 Metodologías de diseño y análisis de Ciclos Rankine Orgánicos

Los modelos de simulación han sido desarrollados en general para conducir a un análisis tecno-económico sobre las opciones de diseño y sus rendimientos.

Las investigaciones que se están realizando emplean variados métodos para determinar cuáles son las variables más significativas. Suelen establecer el rendimiento termodinámico del ciclo o la relación entre la potencia neta del sistema ORC y el área del generador de vapor para establecer criterios de clasificación tanto termodinámicos como económicos.

Los principales estudios establecen la presión y temperatura de entrada a la turbina e incluso el salto de temperatura mínimo o pinch point como principales parámetros de diseño, como señala Jiangfeng Wang [27] en su artículo de la revista Energy.

Pero sin embargo otros investigadores proponen otros índices de rendimiento y emplean otras arquitecturas ORC en sus investigaciones.

Man Wang [28], se interesa por la relación entre la energía solar y la capacidad de lograr un funcionamiento estacionario de una máquina ORC de forma que se obtenga a la vez energía térmica y energía eléctrica.

Min-Hsiung Yang [29], trabaja sobre modelos termodinámicos que tienen como fuente de calor motores marinos. Estos modelos también son solamente modelos, sin embargo, introduce el concepto de súper-calentador puesto que primero evapora el refrigerante con agua procedente de la camisa de los cilindros del motor, para después sobrecalentar el vapor con los gases de escape del mismo.

También Guopeng Yu [30], proporciona un modelo de simulación solamente termodinámico, tomando un motor diésel como fuente de energía. Las temperaturas del aceite de la camisa del motor se encuentran entre 363 y 366 K mientras que la de los gases de escape están entre 690 y 810 K.

La mayoría de las modelizaciones se realiza aplicando solamente relaciones termodinámicas. Suelen variarse los fluidos empleados en el sistema ORC o las fuentes de calor y compararse el rendimiento termodinámico del ciclo o la potencia neta.

Así mismo hay un creciente interés por mejorar el análisis termo-económico de los sistemas ORC.

Con esta tesis se pretende modelizar no solo termodinámicamente sino también a nivel de la transferencia de calor en los intercambiadores para de esta forma conseguir mejores aproximaciones a la realidad y permitir una mejor selección del ciclo.

3. OBJETIVOS DE LA TESIS

Del estudio de la bibliografía existente acerca del estado actual de la tecnología ORC, se desprende que existe cierta cantidad de modelos de simulación en los que solamente se analiza la parte termodinámica del ciclo.

Partiendo de una determinada fuente de calor y de la elección de unos objetivos finales. Los esfuerzos de los autores de estos modelos se centran fundamentalmente en la comparación de los resultados del ciclo que han sido señalados como objetivos, al variar el tipo de fluido primario.

Otro grupo de artículos señala la importancia de la economía del sistema Rankine orgánico, por lo que introducen criterios de costes en los modelos de simulación.

Después de realizar una selección de artículos de revistas especializadas y de la revisión de algunos otros tipos de documentos, se llega a la conclusión de que pocos o muy pocos trabajos desarrollan un modelo de simulación que incluya además del área de termodinámica, el área de transferencia de calor.

Por ello surge la necesidad de desarrollar un modelo de simulación en el que intervengan, tanto la parte termodinámica, como la parte de transferencia de calor del ciclo orgánico Rankine.

El modelo que se plantea desarrollar en la presente Tesis pretende mejorar, respecto a los modelos ya existentes, los siguientes aspectos:

- Los cálculos mediante los que se dimensiona el área de los intercambiadores se realizan siguiendo algoritmos de transferencia de calor. Se necesita la incorporación de correlaciones para simple y doble fase que hayan sido obtenidas en geometrías basadas en intercambiadores de placas y con el mismo fluido primario. Es decir, la correlación incluye como condición de aplicabilidad el tipo de fluido.

- Los algoritmos y funciones de transferencia de calor aplicados, tiene en cuenta las pérdidas de carga que se producen en el evaporador y en el condensador. Y también tienen en cuenta los sobrecalentamientos y subenfriamientos que se producirán en ambos intercambiadores.
- Se calculado el ciclo termodinámico dentro de un método iterativo, lo que permite calcular con más precisión los resultados del ciclo. Esto es necesario, ya que las presiones y temperaturas de salida de los dos intercambiadores incluyen tal como se ha señalado en el punto anterior, perdidas de carga y sobrecalentamientos o subenfriamientos y por tanto van a variar algunas de las propiedades de los estados termodinámicos a la salida de ambos componentes.

Objetivos

Dado que, existen escasos estudios publicados que hayan contrastado un modelo tan versátil y completo como el que se plantea en esta tesis, se plantea el objetivo de definir un modelo basado en un único programa informático que permita calcular al mismo tiempo cuestiones termodinámicas y cuestiones de transferencia de calor.

Se plantea el objetivo de dejar un programa abierto a la introducción de nuevos fluidos de trabajo y por lo tanto a la introducción de nuevas correlaciones monofásicas y bifásicas que permitan el dimensionamiento de los intercambiadores y la predeterminación de las condiciones de salida de los fluidos primario y secundario.

Se plantea el objetivo de que dicho programa sea capaz de exportar datos a Microsoft Excel y al TranSys para su posterior comparación y análisis.

Por todo ello, en la presente Tesis se ha planteado un *plan de trabajo* para desarrollar las siguientes tareas:

- Estudio de la bibliografía de ORC's en general.
- Estudio de la bibliografía de ORC's para aplicaciones de baja temperatura y microgeneración en particular.



- Desarrollo de modelo termodinámico + transferencia de calor.
- Modelo adaptado a tipologías y equipos utilizados en ORC's a pequeña escala.
- Abierto a diferentes fluidos orgánicos.
- Con la posibilidad de análisis de transferencia de calor mediante diferentes correlaciones empíricas.
- Modelo con capacidad de aplicación al diseño de ORC's con fuentes de baja temperatura para microgeneración, lo cual resulta interesante ya que existen pocos estudios experimentales, tiene sus particularidades y existe un nicho de mercado debido a las exigencias medioambientales.
- Posibilidad de comparación de los resultados obtenidos mediante el modelo y posibilidad de obtención de datos gráficos.

4. MODELIZACIÓN

Cuando se habla de modelización de una máquina basada en un ciclo de potencia, se entiende que se calcularán las entradas y salidas de energía en cada uno de los procesos que componen el ciclo, para finalmente obtener resultados globales del ciclo.

El cálculo de las energías entrantes o salientes de un proceso se realiza mediante el establecimiento de propiedades termodinámicas a la entrada y salida de cada componente de la máquina.

La modelización, requiere el establecimiento de las siguientes características:

- Hipótesis.
- Datos necesarios para aplicar el modelo: Condiciones de operación, datos geométricos de los intercambiadores, curvas características de la bomba y la turbina.
- Ecuaciones que permiten calcular las propiedades termodinámicas y la transferencia de energía en los equipos: Balances de masa y energía, pérdidas de carga y procesos de transferencia de calor.
- Transferencia de masa y calor en los intercambiadores.
- El algoritmo de cálculo
- El resumen de resultados que se pueden obtener con la modelización.

4.1 Hipótesis del modelo

Para la aplicación de este modelo, habrá de considerarse una serie de hipótesis:

- Se trabajará en régimen permanente.
- Las energías cinética y potencial se consideran despreciables.
- El ciclo será un ciclo Rankine orgánico simple ya que es el más empleado en microgeneración debido a los costes.
- El fluido orgánico será seco o isentrópico.
- Si bien se pueden emplear mezclas se elegirá un fluido puro.

- Se contempla la existencia de sobrecalentamiento en el evaporador y subenfriamiento en el condensador.
- Los equipos o componentes se consideran adiabáticos (intercambio nulo de calor con el entorno).
- Los intercambiadores serán de placas soldadas y trabajarán contracorriente, si bien también podría hacerlo equicorriente.
- Las pérdidas de carga en los intercambiadores se consideran no despreciables.
- Las fuentes y sumideros térmicos (focos caliente y frío) de temperatura constante y circuito abierto.
- Índices de eficiencia.

4.2 Condiciones de operación

Para la construcción de un modelo, que permita predecir la forma de funcionamiento de una máquina ORC, es necesario partir de un conjunto de datos iniciales o condiciones de operación.

Un punto fundamental a la hora de la simulación de un proceso basado en una máquina térmica que opera bajo un ciclo orgánico Rankine consiste en la evaluación los focos térmicos entre los que deberá operar el ciclo ORC.

Foco térmico caliente: Temperatura y potencia.

Como se ha explicado anteriormente se necesita un foco térmico caliente, a una temperatura tal, que sea capaz de conseguir la evaporación y sobrecalentamiento del fluido orgánico.

Este foco puede provenir de diferentes fuentes de calor, que se han enumerado en apartados anteriores. Basado el tipo de foco caliente del que se vaya a extraer la energía térmica, se definirá la temperatura a la que podemos conseguir calor, que será definida de ahora en adelante como T_{FC} .

Otro dato importante a la hora de establecer los límites de funcionamiento la máquina térmica será determinar la potencia de este foco.

Esto se puede determinar mediante la ecuación:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c * cp_c * (T_{ce} - T_{cs})$$

La potencia térmica del foco caliente servirá para determinar que potencia máxima se puede extraer de este foco y, por tanto, mediante cálculo, que potencia eléctrica puede ser capaz de entregar la máquina ORC.

Foco térmico frío: Temperatura y potencia.

Así mismo, será necesaria la existencia de un foco frío en el mismo entorno de la máquina ORC. Partiendo de este foco frío se obtendrá un fluido para enfriamiento (fluido secundario), que permita la condensación total del fluido orgánico en el condensador. La temperatura del fluido secundario, de ahora en adelante será identificada como T_{FF} .

Al igual que en el caso del foco caliente, se deberá calcular la capacidad de absorción de energía térmica del foco frío.

El foco frío deberá ser capaz de absorber una energía térmica procedente del condensador. Esta capacidad de captación de energía térmica vendrá dada por la expresión:

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f * cp_f * (T_{fs} - T_{fe})$$

Tabla 4-1: Condiciones de operación (Focos Termicos).

Propiedades de los focos térmicos.

| | Temperatura [C] | Flujo másico [kg/s] |
|---------------|-----------------|---------------------|
| Foco caliente | T_{FC} | \dot{m}_c |
| Foco frío | T_{FF} | \dot{m}_f |

Así mismo y, en función de la potencia que se desea extraer de una determinada turbina o expensor, se deberá fijar el flujo másico del ciclo.

Tabla 4-2: Condiciones de operación (Ciclo).

| | |
|-------------------------|------------------------------------|
| Flujo másico del ciclo | $\dot{m}_{Ciclo} = \dot{m}_{Turb}$ |
| Presión de Condensación | P_{Cond} |

El modelo permite realizar la simulación según dos modos de operación:

- Modo 1 “Sizing”: Dimensionamiento de las áreas de los intercambiadores.
- Modo 2 “Analysis”: Calculo del ciclo sobre áreas fijas de los intercambiadores.

Si se emplea el Modo 1: se deberá proponer un ciclo concreto, es decir establecer el grado de sobrecalentamiento y subenfriamiento en evaporador.

Tabla 4-3: Condiciones de operación en Modo 1.

| | |
|-------------------------------------|-----------------------|
| Sobrecalentamiento en el evaporador | $\Delta T_{Sobrecal}$ |
| Subenfriamiento | ΔT_{Subenf} |

Si se emplea el Modo 2, se deberá proponer unas áreas fijas de los intercambiadores, y el modelo calcularía el sobrecalentamiento y subenfriamiento.

Tabla 4-4: Condiciones de operación en Modo 2.

| | |
|------------------|------------|
| Área evaporador | A_{Evap} |
| Área condensador | A_{Cond} |

4.3 Datos geométricos de los intercambiadores

Las características de los intercambiadores que intervienen en la modelización del ciclo son:

Tabla 4-5: Condiciones de operación en Modo 2.

| | |
|----------------------|---------|
| Angulo de Chevron | β |
| Longitud de la placa | L_P |
| Anchura de la placa | W |

| | |
|---------------------------------------|-----------|
| Profundidad corrugación 'Channel Gap' | B |
| Diámetro conexión entrada fluido | D_p |
| Paso entre corrugaciones | Λ |

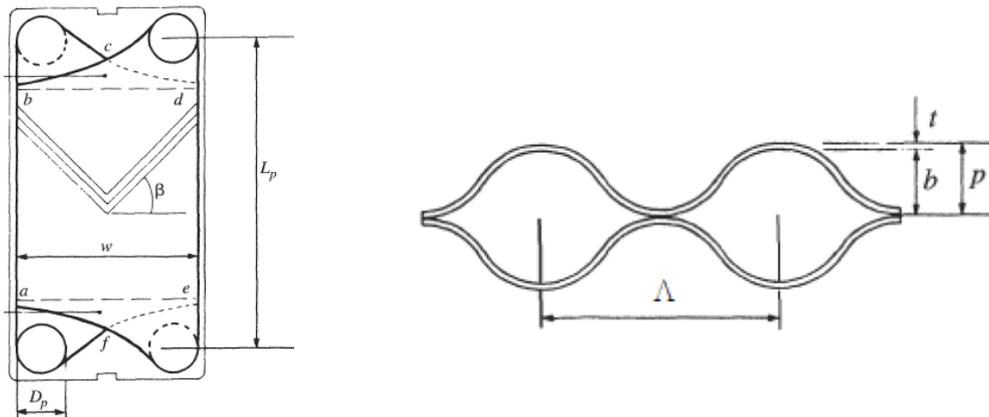


Figura 4-1: Parámetros importantes de las placas.

4.4 Curvas características de Bomba y Turbina

Las curvas características de bomba y turbina, son necesarias en el cálculo realizado en el modelo.

Bomba

Tal como se ha indicado anteriormente la bomba es la encargada de producir la impulsión de un determinado caudal de fluido en forma de líquido saturado o líquido subenfriado.

Una bomba centrífuga tiene un conjunto de curvas tales como la que se muestra a continuación.

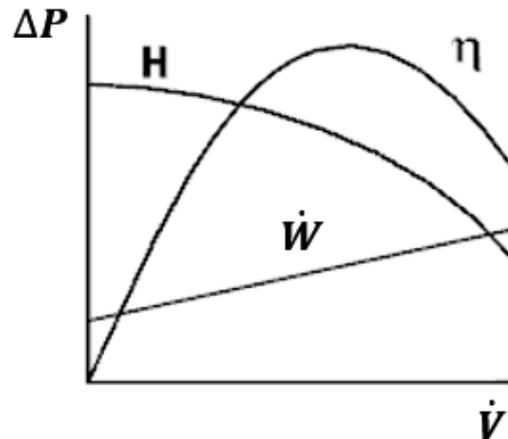


Figura: 4-2: Curvas características de una bomba.

La curva H, relaciona el caudal \dot{V} que se ha de impulsar con el incremento de presión que se entrega al fluido ΔP .

La curva de rendimiento η , proporciona información sobre el rendimiento que tiene la bomba cuando está impulsando un determinado caudal \dot{V} .

La curva de Potencia \dot{W} , indica la potencia consumida por la bomba cuando se está impulsando un determinado caudal \dot{V} .

De esta forma el incremento de presión en la bomba será $\Delta P = f(\dot{m}_{ciclo})$

Estas curvas son aportadas por el fabricante de la bomba elegida, bien en forma de gráfico, bien en forma de tabla.

Turbina o expensor.

La turbina tiene la misión de expandir un fluido en forma de vapor saturado o vapor sobrecalentado desde una presión y temperaturas altas hasta unas más bajas.

Al igual que la bomba se pueden obtener del fabricante unas curvas que identifican el funcionamiento de la misma:

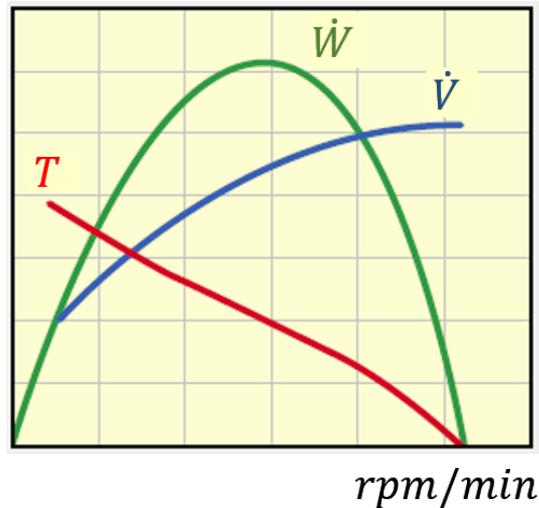


Figura: 4-3: Curvas características de una turbina.

La curva de caudal \dot{V} , proporciona información sobre la relación entre un determinado caudal de vapor $\dot{V} = \dot{m}_{ciclo}/\rho$ y la velocidad de giro de la turbina.

La curva T, relaciona la velocidad de giro de la turbina con un determinado par T, que entrega en su eje.

La curva de Potencia \dot{W} , indica la potencia entregada por la turbina cuando se está impulsando un determinado caudal \dot{V} .

Por tanto, la potencia que entrega la turbina será $\dot{W}_{Turb} = f(\dot{m}_{ciclo})$

4.5 Balances de Masa y Energía

Tal como se ha descrito anteriormente el ciclo Rankine orgánico simple consta de cuatro procesos que son realizados por los componentes de la máquina.

A la entrada y salida de cada componente, se obtendrán las propiedades termodinámicas necesarias para calcular el cambio energético que se produce al atravesar dicho componente, es decir al realizar dicho proceso.

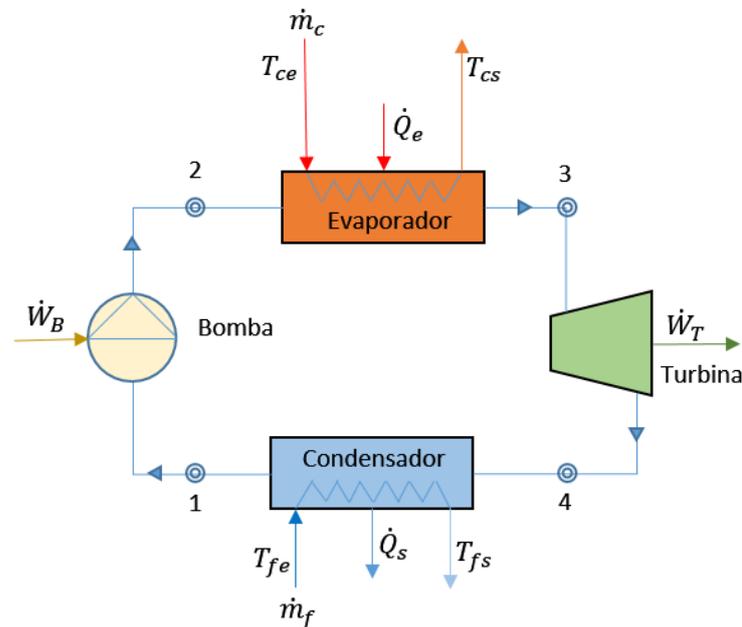


Figura 4-4: Esquema básico de Máquina ORC.

El fluido orgánico entra en la bomba en el estado 1, en forma de líquido saturado o subenfriado. En la bomba (proceso 1-2) la presión se incrementa hasta llegar a la presión de operación del evaporador.

La distancia vertical entre los estados 1 y 2 se exagera en el diagrama T-S para mayor dar al gráfico una mayor claridad, ya que en realidad las curvas de líquido subenfriado se funden prácticamente con la curva de líquido saturado que forma la campana. La temperatura del fluido orgánico aumenta un poco debido a una ligera disminución del volumen específico.

Posteriormente en el proceso 2-3 la temperatura aumenta debido a que el fluido orgánico entra en el evaporador o generador de vapor, que es básicamente un gran intercambiador de calor.

Tal como se puede apreciar en el gráfico, el proceso de calentamiento se compone de tres zonas que se explicarán más adelante en el modelo con detalle, y que son: zona de líquido subenfriado, zona de vapor húmedo y zona de vapor sobrecalentado.

Una vez que el generador de vapor ha producido el vapor sobrecalentado, se introduce este en la turbina (proceso 3-4), donde se expande y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico.

La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta alcanzar los valores del estado 4, donde el vapor se introduce en un condensador.

En el estado 4 el vapor puede encontrarse todavía en forma de vapor sobrecalentado o en forma de vapor húmedo con una alta calidad.

Para el enfriamiento del fluido orgánico se suele emplear agua, si bien puede ser posible enfriarlo por otros métodos, como por ejemplo el empleo del aire frío (enfriamiento en seco).

La condensación del fluido orgánico también se producirá normalmente en tres zonas: Vapor sobrecalentado (puede no existir), vapor húmedo y líquido subenfriado. También, al igual que antes, estas tres zonas serán ampliamente comentadas en el modelo.

Finalmente, el vapor sale del condensador en forma de líquido saturado o líquido subenfriado y entra en la bomba completando el ciclo.

Estos procesos pueden observarse en el gráfico T-s que se muestra a continuación y están definidos por los estados termodinámicos que los limitan.

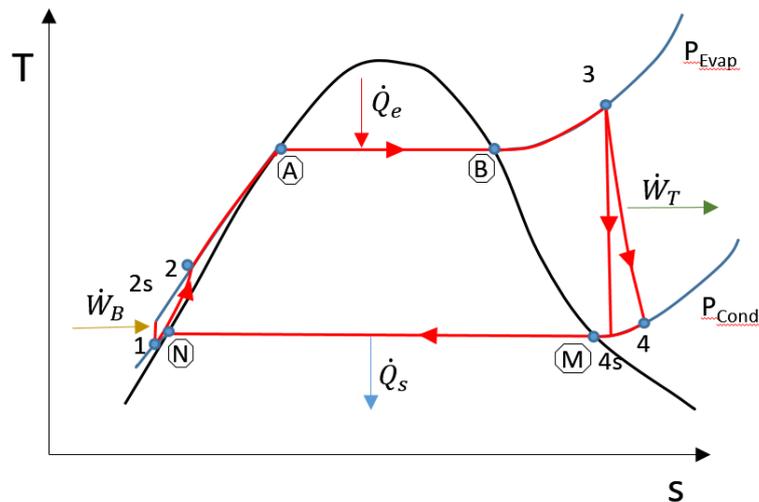


Figura 4-5: Grafico Ciclo Rankine simple

A partir de estas condiciones iniciales o condiciones de operación, de las características geométricas de los intercambiadores y de las curvas de bomba y turbina, se calcularán todas las propiedades termodinámicas necesarias: Temperaturas, presiones, entalpías, entropías... de cada uno de los estados.

4.5.1 Expresiones generales de los balances de masa y energía en un sistema abierto

Para realizar el cálculo de las variables termodinámicas anteriormente descritas se utilizarán dos ecuaciones fundamentales:

Balance de masa.

En régimen transitorio

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s$$



El primer término se corresponde con la variación de la masa en el interior del volumen de control VC por unidad de tiempo, mientras que el segundo término representa la velocidad de transferencia neta de masa a través de la frontera del volumen de control.

Sin embargo, dado que en las hipótesis del modelo se ha especificado que se trabaja sobre régimen permanente, $\frac{dm_{vc}}{dt} = 0$

Con lo que la ecuación del balance de masa adopta la expresión

$$\sum_e \dot{m}_e = \sum_s \dot{m}_s$$

Si además se tiene en cuenta que cada componente del ciclo solo tiene una única entrada y una única salida, la ecuación del balance de masa adopta finalmente la expresión:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_{ciclo}$$

Balance de Energía

El modelo de simulación aplica a cada proceso la ecuación del primer principio de la termodinámica, es decir el balance de energía en sistemas abiertos en estado estacionario como medio para poder calcular la variación energética que ocurre en el proceso, ya sea térmica o mecánica:

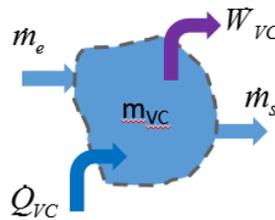


Figura 4-6: Grafico volumen control sistemas abiertos.

$$\dot{Q}_{neto_VC} - \dot{W}_{neto_VC} = \sum_s \dot{m}_s \cdot \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) - \sum_e \dot{m}_e \cdot \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right)$$

Se despreciarán las variaciones de energía cinética y potencial.

Luego la ecuación queda como se indica a continuación:

$$\dot{Q}_{neto_VC} - \dot{W}_{neto_VC} = \sum_s \dot{m}_s \cdot h_s - \sum_e \dot{m}_e \cdot h_e$$

Al tratarse de componentes que tienen una única entrada y una única salida:

$$\dot{Q}_{neto_VC} - \dot{W}_{neto_VC} = \dot{m}_s \cdot h_s - \dot{m}_e \cdot h_e$$

Y si se desea expresar esta ecuación en términos de energía específica, dividiendo por el flujo másico:

$$q_{neto_VC} - w_{neto_vc} = h_s - h_e$$

$$(q_{entrada} - q_{salida}) - (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e$$

(4-1)

donde:

$q_{entrada}$ es la energía térmica o calor por unidad de masa, que entra en el volumen de control que estudia el proceso analizado.

q_{salida} es la energía térmica o calor por unidad de masa, que sale del volumen de control que estudia el proceso analizado.

$w_{entrada}$ es el trabajo por unidad de masa, que entra en el volumen de control que estudia el proceso analizado.

w_{salida} es el trabajo por unidad de masa, que sale del volumen de control que estudia el proceso analizado.

h_s y h_e son las entalpías por unidad de masa que tiene el fluido a la salida y entrada del proceso analizado.

Teniendo en cuenta el criterio de signos que nos indica que si el calor entra en el volumen de control será considerado como positivo y si sale como negativo, mientras que respecto al trabajo mecánico sucederá lo contrario, si entra trabajo mecánico en el volumen de control será considerado como negativo, mientras que si sale del volumen de control será considerado como positivo.

Por ello, en cada componente descrito se plantearán las ecuaciones de los balances de masa o energía, según interese y se calcularán todas las propiedades termodinámicas necesarias.

Se establece de esta manera que, en cada proceso, es decir al atravesar cada componente que produce el proceso, se deberá determinar la variación de energía producida y su rendimiento.

De esta forma se plantea el siguiente diagrama de flujo de trabajo:

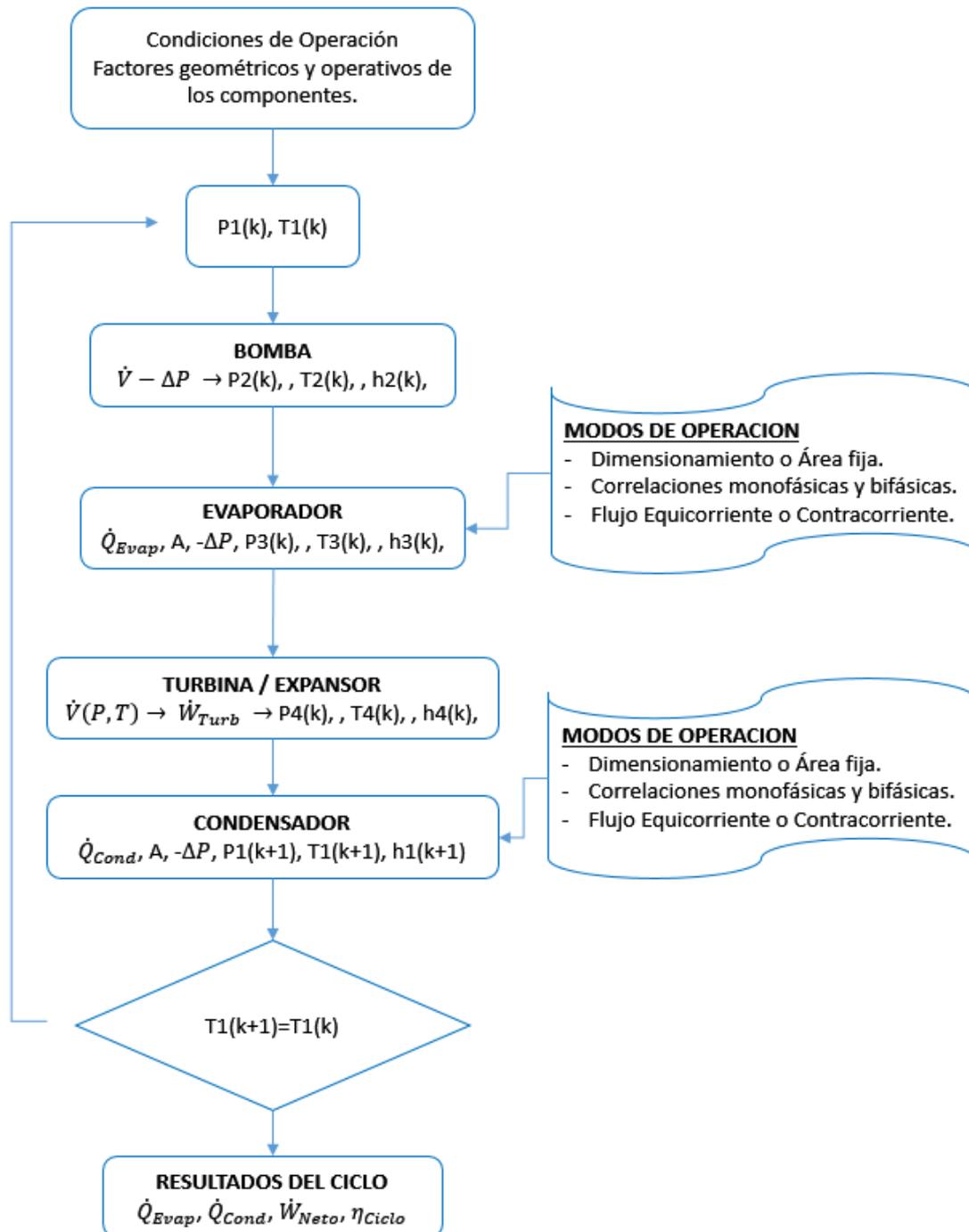


Figura 4-7: Diagrama de flujo del programa de simulación.

4.5.2 Proceso 1-2 - Bomba.

A la entrada de la bomba el fluido orgánico tiene unas propiedades termodinámicas que a partir de este momento pasarán a ser denominadas como propiedades del estado 1.

Al atravesar la bomba, el fluido es sometido al proceso 1-2 que varía las propiedades termodinámicas iniciales y las deja en lo que se denominará propiedades termodinámicas del estado 2.

La bomba impulsa el refrigerante en forma líquida (líquido saturado o sub-enfriado) hacia el intercambiador evaporador. Es la responsable del incremento de presión necesario para el correcto funcionamiento de la turbina.

Puede suponerse que el proceso es adiabático o lo que es lo mismo, que el calor que transfiere al exterior del volumen de control que la rodea es insignificante y por lo tanto despreciable.

Aplicando el balance de masa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_{ciclo}$$

Aplicando el balance de energía:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) - (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e$$

$$q_{entrada} = q_{salida} = 0$$

$$w_{salida} = 0$$

$$-w_{entrada} = h_s - h_e$$

(4-2)

Tal como se ha descrito en las condiciones iniciales de operación, geometría y curvas:

$P_{cond} \rightarrow$ Condiciones de operación.

$T_{cond} = f(P_{cond})$

$$\begin{aligned}P_1 &= f(T_{Cond}) + \Delta P_{Cond} && (\Delta P_{Cond} \text{ hay que inicializar y se recalcula}). \\T_1 &= T_{Cond} - \Delta T_{Subenf} && (\Delta T_{Subenf} \quad \text{Condición de operación}). \\ \dot{m} &= \dot{m}_{Turb} && (\dot{m}_{Ciclo} \quad \text{Condición de operación}).\end{aligned}$$

Se calcula la densidad y volumen específico del fluido a T_1 y P_1 :

$$\begin{aligned}\rho_1 &= \rho(T_1, P_1) \\v_1 &= \frac{1}{\rho_1}\end{aligned}$$

Ahora podemos obtener la entalpía a la entrada de la bomba:

$$h_1 = h(T_1, P_1)$$

La presión a la salida de la bomba será la obtenida al emplear la curva de la bomba y que corresponde a la presión de evaporación:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_{ciclo} / \rho_1$$

La curva de la bomba indica cual será la altura manométrica o incremento de presión que se transmite al fluido primario. En la ecuación siguiente se muestra una curva tipo:

$$\Delta P_{Bomba} = f(\dot{V}_1) \quad (\text{Curva de la bomba})$$

Se obtiene la presión de evaporación:

$$P_2 = P_1 + \Delta P_{Bomba} = P_{Evap}$$

La temperatura a la que se evaporará el fluido primario será, por tanto:

$$T_{Evap} = T(P_{Evap})$$

Una vez obtenidas las propiedades necesarias, se calculará la variación de energía que ocurre dentro de la bomba (proceso 1-2) y cuál es la eficiencia de la misma.

Si suponemos inicialmente que el proceso es isentrópico en el que el fluido se puede considerar incompresible en su estado líquido, la energía consumida en el proceso de compresión, también se puede calcular como:

$$w_{s,Bomba} = v_1 * (P_2 - P_1) \quad (4-1)$$

(El fluido es incompresible y el volumen específico v_1 se mantiene estable al variar la presión).

Considerando el proceso de compresión como isentrópico

$$h_{2s} = w_{s,Bomba} + h_1$$

Si la bomba fuera ideal, para mover hacia la turbina, el flujo másico que se ha planteado se emplearía una potencia igual a:

$$\dot{W}_{s,Bomba} = \dot{m} * w_{s,Bomba}$$

Mediante la curva o tabla de potencia facilitada por el fabricante se obtiene la potencia real (medida empíricamente), que consume la bomba.

$$\dot{W}_{Bomba} = f(\dot{m}_{ciclo})$$

Cuando el proceso de compresión es real, debido a irreversibilidades en el componente, fundamentalmente fricción del fluido y pérdidas de calor hacia los alrededores, el proceso no es isentrópico, a una eficiencia de la bomba menor de 1 y por tanto la energía necesaria para moverla es mayor que si la bomba fuera ideal. El rendimiento de la bomba viene dado por la ecuación:

$$\eta_{Bomba} = \frac{\dot{W}_{s,Bomba}}{\dot{W}_{Bomba}} < 1 \quad (4-3)$$

que, como se puede apreciar deberá ser menor que la unidad debido a las irreversibilidades que han de asumirse en el funcionamiento real de la misma:

$$\eta_{Bomba} < 1$$

Se procede al cálculo de la entalpía del estado 2:

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{Bomba}} + h_1$$

Calculamos la temperatura a la salida de la bomba

$$T_2 = T(P_2, h_2)$$

En este caso la energía necesaria para mover un kg de fluido primario será:

$$-w_{Bomba} = h_2 - h_1 \quad (4-2)$$

Por tanto, la potencia de la bomba será:

$$\dot{W}_{Bomba} = \dot{m} * w_{Bomba} \quad (4-3)$$

4.5.3 Proceso 2-3 - Evaporador

Una vez obtenida la entalpía del estado 2, procedemos al cálculo del Evaporador.

El proceso se realiza en un intercambiador que evapora el fluido primario a temperatura y presión casi constantes. Además, genera un determinado sobrecalentamiento. De esta forma el fluido queda preparado a presión y temperatura para la entrada en la turbina.

Permite el calentamiento del fluido desde la zona de líquido subenfriado hasta la de vapor sobrecalentado. Es un generador de vapor y para realizar su función necesita un fluido caliente.

El volumen de control al que se aplicará los balances de masa y energía comprenden únicamente el fluido orgánico del ciclo.

Aplicando el balance de masa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_{ciclo}$$

Aplicando el balance de energía:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) - (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e$$

Se puede observar que en el evaporador no se requiere aportación ni producción de trabajo, por lo que

$$w_{entrada} = w_{salida} = 0$$

El evaporador aporta energía térmica al fluido luego:

$$q_{salida} = 0$$

La ecuación del balance de energía adopta para este proceso de generación de vapor la siguiente expresión:

$$q_{entrada} = h_{s,evap} - h_{e,evap} \quad (4-4)$$

Cuando se considera un intercambiador ideal, suele admitirse que las presiones de entrada y salida son iguales. Sin embargo, cuando se considera un intercambiador real, existe una caída de presión en el fluido orgánico debido a la fricción del mismo en su recorrido a

través del intercambiador. El cálculo de esta pérdida de presión se detallará más abajo en el modelo.

El evaporador en principio utilizado es de placas soldadas. Se utilizará la descripción física del fabricante para el cálculo del modelo. Las características físicas del evaporador arriba mencionado se han mencionado anteriormente en las características geométricas y están contenidas en la estructura DataEvap que se describe en el Anexo II.

Supondremos en esta explicación que se ha elegido el “Modo 1: Sizing” es decir el modo de dimensionamiento de los intercambiadores.

Las condiciones para el fluido primario (fluido frío) a la entrada del evaporador son:

- P_2
- $T_2 = T(P_{Evap}, h_2)$
- \dot{m}

El fluido secundario (fluido caliente) entra en evaporador, según las condiciones de operación:

- P_C
- T_{FC}
- \dot{m}_c

Se desarrollará un cálculo por transferencia de calor en tres zonas o bloques:

- Zona de líquido subenfriado. (Zona 2-A)
- Zona de evaporación / ebullición. (Zona A-B)
- Zona de sobrecalentamiento. (Zona B-3)

A continuación, se muestra un gráfico que indicará como se realiza el calentamiento a contra corriente y el cálculo por zonas.

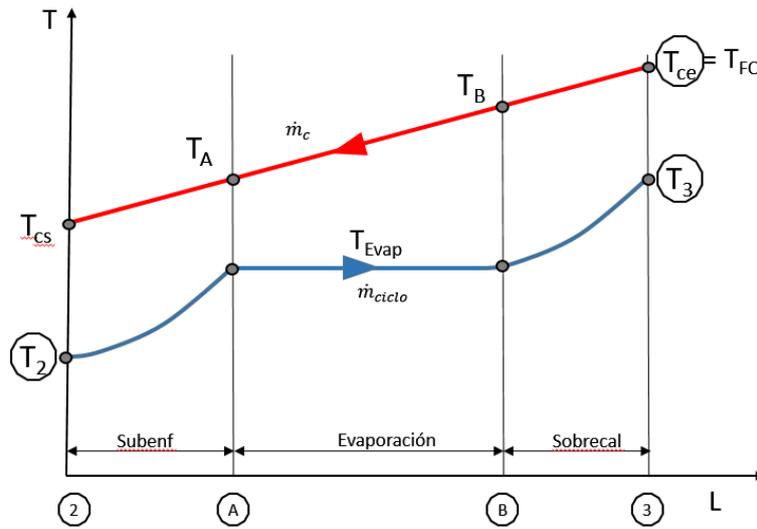


Figura: 4-8: Diagrama de temperaturas evaporador.

Las ecuaciones que calculan la energía por tramo serán las siguientes:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{B-3} &= \dot{m}_{ciclo} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_{Evap}) \\ \dot{Q}_{B-3} &= \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (T_{ce} - T_B) \rightarrow T_B \\ \dot{Q}_{A-B} &= \dot{m}_{ciclo} \cdot h_{fg}(T_{Evap}) \\ \dot{Q}_{A-B} &= \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (T_B - T_A) \rightarrow T_A \\ \dot{Q}_{2-A} &= \dot{m}_{ciclo} \cdot c_p \cdot (T_{Evap} - T_2) \\ \dot{Q}_{2-A} &= \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (T_A - T_{cs}) \rightarrow T_{cs} \end{aligned}$$

Operando en el “Modo 1: Sizing”, el sobrecalentamiento es condición de operación:

$$T_3 = T_{Evap} + \Delta T_{Sobrecal}$$

Los resultados que se obtienen son la potencia de evaporación y la temperatura final del fluido caliente.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Evap} &= \dot{Q}_{2-A} + \dot{Q}_{A-B} + \dot{Q}_{B-3} \\ T_{cs} & \end{aligned}$$

En cada uno de los tramos se aplicará el método de la temperatura logarítmica media para dimensionar el área. Para ello se determinarán los coeficientes de transmisión de calor h , h_c , mediante la aplicación de las correspondientes correlaciones.

Una vez obtenidos estos coeficientes se calculará el coeficiente global de transferencia de calor U .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hc} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h}}$$

Y finalmente, el área para cada tramo:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U * \Delta T_{lm}}$$

Así mismo se calcularán las pérdidas de carga que ocurren en ese tramo ΔP_{Evap} mediante las correspondientes correlaciones de pérdida de carga.

$$P_3 = P_{Evap} + \Delta P_{Evap}$$

Una vez conocidas presión y temperatura se puede calcular la entalpía y entropía a la salida del evaporador.

$$h_3 = h(P_3, T_3)$$

$$s_3 = s(P_3, T_3)$$

A continuación, se indica un diagrama de flujo que muestra el funcionamiento del algoritmo empleado para calcular el área en cada tramo.

Diagrama de flujo de la función: f_Area Evaporación

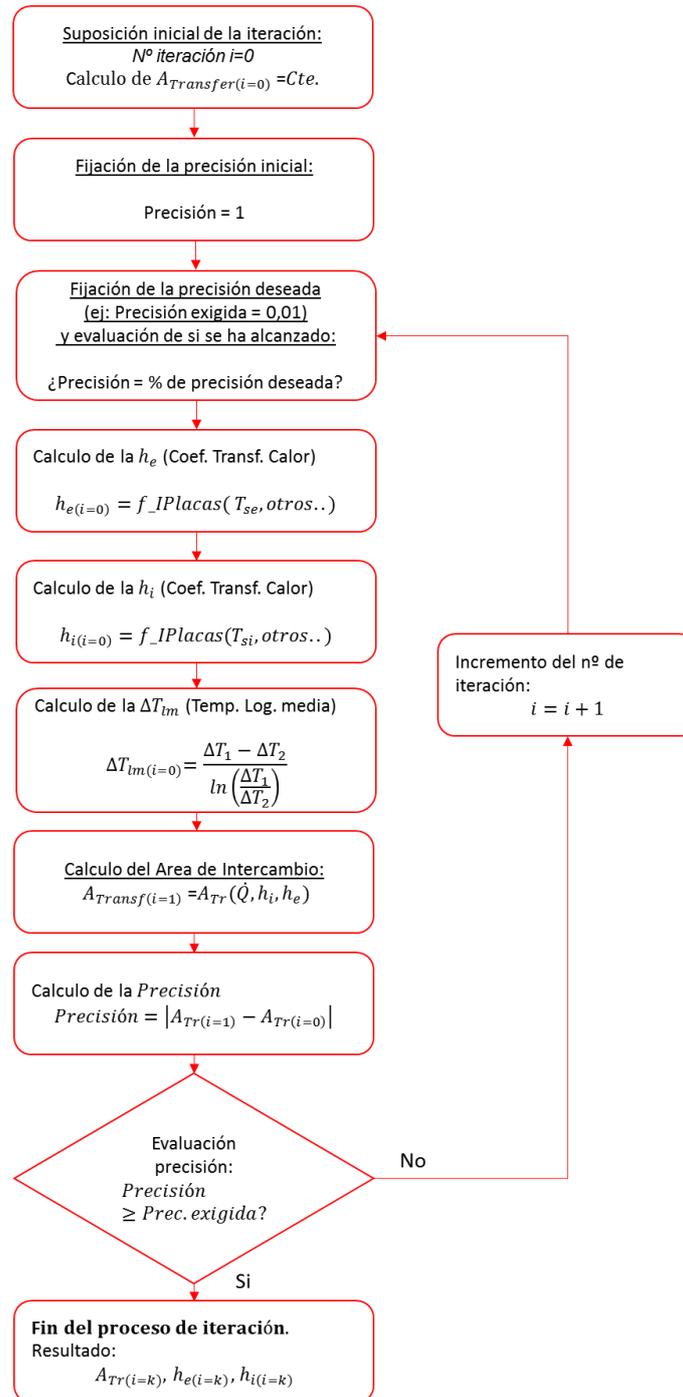


Figura 4-9: Diagrama de cálculo de área por tramos en el evaporador.

Algoritmo de dimensionamiento del área del evaporador en Modo 1: Sizing.
Una vez calculada el área en cada tramo.

Diagrama de Flujo del cálculo del Evaporador.

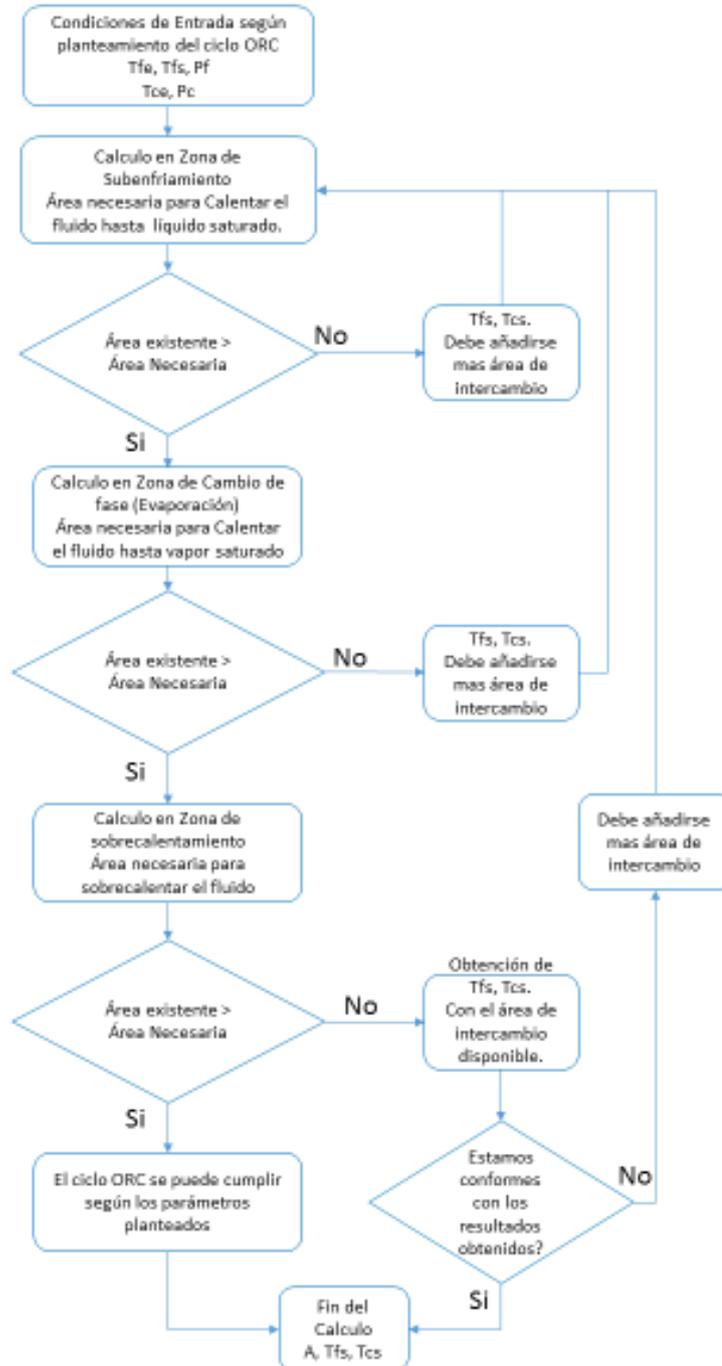


Figura 4-10: Diagrama de dimensionamiento del Evaporador.

4.5.4 Proceso 3-4 - Turbina

A partir de ahora se pasa al proceso de descompresión, expansión y generación de energía en la turbina.

La expansión se realiza en la turbina. A la entrada el fluido refrigerante se encuentra en forma gaseosa y a una presión relativamente alta. A su paso a través de la turbina el fluido refrigerante se expande perdiendo presión y temperatura a la vez que hace girar el rotor de la turbina. La velocidad de giro de la turbina podrá ser regulada automática o manualmente mediante una válvula de regulación que modifica el flujo másico a través de la misma.

Una vez generado el vapor en el evaporador, este se expande en la turbina, que al igual que la bomba se considerará adiabática en régimen permanente por lo que aplicando las ecuaciones de los balances de masa y energía para sistemas abiertos en régimen estacionario a un volumen de control que contenga la turbina, tenemos que:

Aplicando el balance de masa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_{ciclo}$$

Aplicando el balance de energía en el que se desprecian las energías cinética y potencial:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) - (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e$$

Dado que se considera adiabática:

$$q_{entrada} = q_{salida} = 0$$

No existe trabajo de entrada alguno en la turbina.

$$w_{entrada} = 0$$

Luego el balance de energía del proceso 3-4 puede formularse como:

$$w_{s,Turb} = h_s - h_e$$

Con los datos obtenidos a la salida del evaporador P_3, T_3, h_3, s_3 , se procede a realizar el proceso de expansión en la turbina.

Partiendo entonces de las propiedades termodinámicas que se conocen, se procederá al cálculo de las entalpías de entrada y salida de la turbina.

$$s_{4s} = s_3$$
$$P_{4s} = P_4 = P_{Cond}$$

De esta forma, basados en la presión y la entropía a la salida de la turbina podemos obtener la entalpía isentrópica en el estado 4.

$$h_{4s} = h(P_4, s_{4s})$$

Por tanto, el trabajo y la potencia de la turbina isentrópica serán:

$$w_{s,Turb} = -(h_{4s} - h_3)$$
$$\dot{W}_{s,Turb} = \dot{m} * w_s$$

Cuando la turbina considerada es real, existen irreversibilidades que deben vencerse (fricción del fluido y pérdidas de calor a los alrededores entre otras), para que la turbina finalmente entregue un trabajo al alternador. Por lo considerado anteriormente, una turbina real entregará menos trabajo por unidad de masa que una turbina ideal.

Si se observan las curvas de la turbina en la documentación del fabricante, para un flujo másico \dot{m} es posible obtener la potencia real entregada por la turbina:

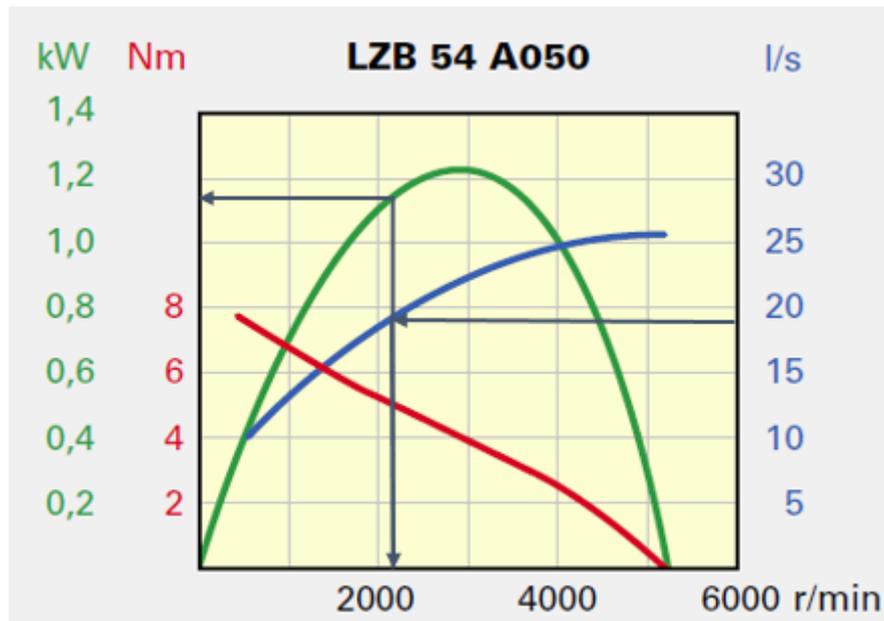


Figura 4-11: Curva de la Turbina

Si se establecen las ecuaciones derivadas de las curvas del fabricante que relacionan caudal y rpm, con las que relacionan las revoluciones por minuto (rpm) y la potencia entregada por la turbina se obtiene la potencia real que entrega la turbina para un determinado caudal:

$$\dot{W}_{turb} = f(\dot{m}_{Turb})$$

Por tanto, el rendimiento será:

$$\eta_{Turb} = \frac{\dot{W}_{turb}}{\dot{W}_{s,Turb}}$$

Cuando se conoce el rendimiento de la turbina, puede calcularse la entalpía de salida, es decir la entalpía del estado 4:

$$h_4 = h_3 + \eta_{Turb} * (h_{4s} - h_3) \quad (4-5)$$

Una vez conocida la entalpía a la salida de la turbina, se puede calcular la temperatura de ese punto.

$$T_4 = T(P_{Cond}, h_4)$$

4.5.5 Proceso 4-1 - Condensador

Una vez que el fluido sale de la turbina, entra en el evaporador.

El condensador es un intercambiador que realiza la condensación del refrigerante que sale de la turbina en forma de vapor saturado o sobrecalentado a una presión y temperatura relativamente bajas. Además, genera o puede generar un determinado subenfriamiento.

Permite el enfriamiento del fluido orgánico desde la zona de vapor sobrecalentado, hasta la de líquido saturado o subenfriado. Es un generador de líquido. El condensador trabaja a presión casi constante

Para realizar su función necesita un fluido frío, que en normalmente será agua, si bien pudiera ser otro fluido diferente.

El volumen de control al que se aplicará los balances de masa y energía comprenden únicamente el fluido orgánico del ciclo.

Aplicando el balance de masa:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = \dot{m}_{ciclo}$$

Aplicando el balance de energía:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) - (w_{entrada} - w_{salida}) = h_s - h_e$$

Dato que el condensador no se requiere ningún trabajo:

$$w_{entrada} = w_{salida} = 0$$

El condensador cede energía térmica del fluido primario al secundario, luego:

$$q_{entrada} = 0$$

La ecuación del balance de energía adopta para este proceso de generación de vapor la siguiente expresión:

$$-q_{salida} = h_{s,cond} - h_{e,cond} \quad (4-6)$$

Supondremos en esta explicación que se ha elegido el “Modo 1: Sizing” es decir el modo de dimensionamiento de los intercambiadores.

Las condiciones para el fluido primario (fluido caliente) a la entrada del condensador son:

- P_4
- $T_4 = T(P_{Cond}, h_4)$
- \dot{m}

El fluido secundario (fluido frío) entra en condensador, según las condiciones de operación:

- P_F
- T_{FF}
- \dot{m}_f

Se desarrollará un cálculo por transferencia de calor en tres zonas o bloques:

- Zona de vapor sobrecalentado. (Zona M-4)
- Zona de condensación. (Zona N-M)
- Zona de subenfriamiento. (Zona 1-N)

A continuación, se muestra un gráfico que indicará como se realiza el enfriamiento a contra corriente y el cálculo por zonas.

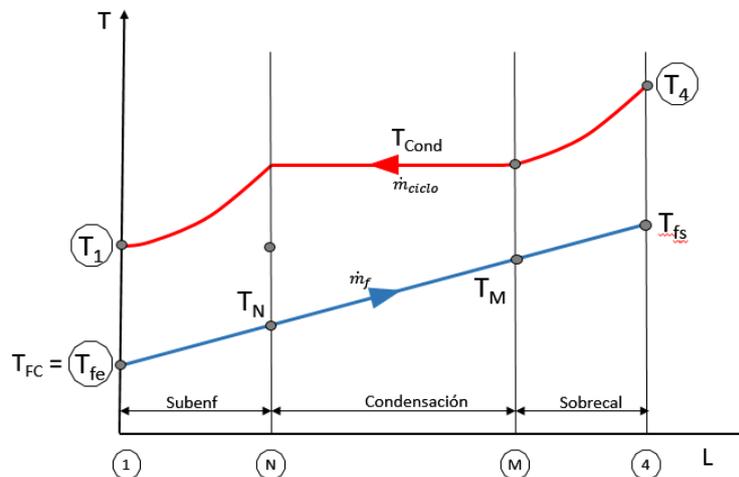


Figura 4-12: Diagrama de temperaturas condensador.

Al igual que en los demás procesos, el objetivo será determinar la variación de energía que sufre el fluido primario y el rendimiento del proceso.

Las ecuaciones que calculan la energía por tramo serán las siguientes:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{1-N} &= \dot{m}_{ciclo} \cdot c_p \cdot (T_{Cond} - T_1) \\ \dot{Q}_{1-N} &= \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_N - T_{fe}) \rightarrow T_N \\ \dot{Q}_{N-M} &= \dot{m}_{ciclo} \cdot h_{fg}(T_{Cond}) \\ \dot{Q}_{N-M} &= \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_N - T_M) \rightarrow T_M \\ \dot{Q}_{M-4} &= \dot{m}_{ciclo} \cdot c_p \cdot (T_4 - T_{Cond}) \\ \dot{Q}_{M-4} &= \dot{m}_f \cdot c_{pf} \cdot (T_{fs} - T_M) \rightarrow T_{fs} \end{aligned}$$

Operando en el “Modo 1: Sizing”, el subenfriamiento es condición de operación:

$$T_1 = T_{Cond} - \Delta T_{Subenf}$$

Los resultados que se obtienen son la potencia de Condensación y la temperatura final del fluido frío.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{Cond} &= \dot{Q}_{1-N} + \dot{Q}_{N-M} + \dot{Q}_{M-4} \\ T_{fs} & \end{aligned}$$

En cada uno de los tramos se aplicará el método de la temperatura logarítmica media para dimensionar el área. Para ello se determinarán los coeficientes de transmisión de calor h , h_f , mediante la aplicación de las correspondientes correlaciones.

Una vez obtenidos estos coeficientes se calculará el coeficiente global de transferencia de calor U .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_f} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h}}$$

Y finalmente, el área para cada tramo:

$$A = \frac{\dot{Q}}{U * \Delta T_{lm}}$$

Así mismo se calcularán las pérdidas de carga que ocurren en ese tramo ΔP_{Cond} mediante las correspondientes correlaciones de pérdida de carga.

$$P_1 = P_{Cond} + \Delta P_{Cond}$$

Como se puede apreciar el cálculo de P_1 es iterativo con P_{Cond} al que se le había dado un valor inicial.

Una vez conocidas presión y temperatura se puede calcular la entalpía a la salida del Condensador.

$$h_3 = h(P_3, T_3)$$

A continuación, se indica un diagrama de flujo que muestra el funcionamiento del algoritmo empleado para calcular el área en cada tramo.

Diagrama de flujo de la función: f_AreaCondensación.

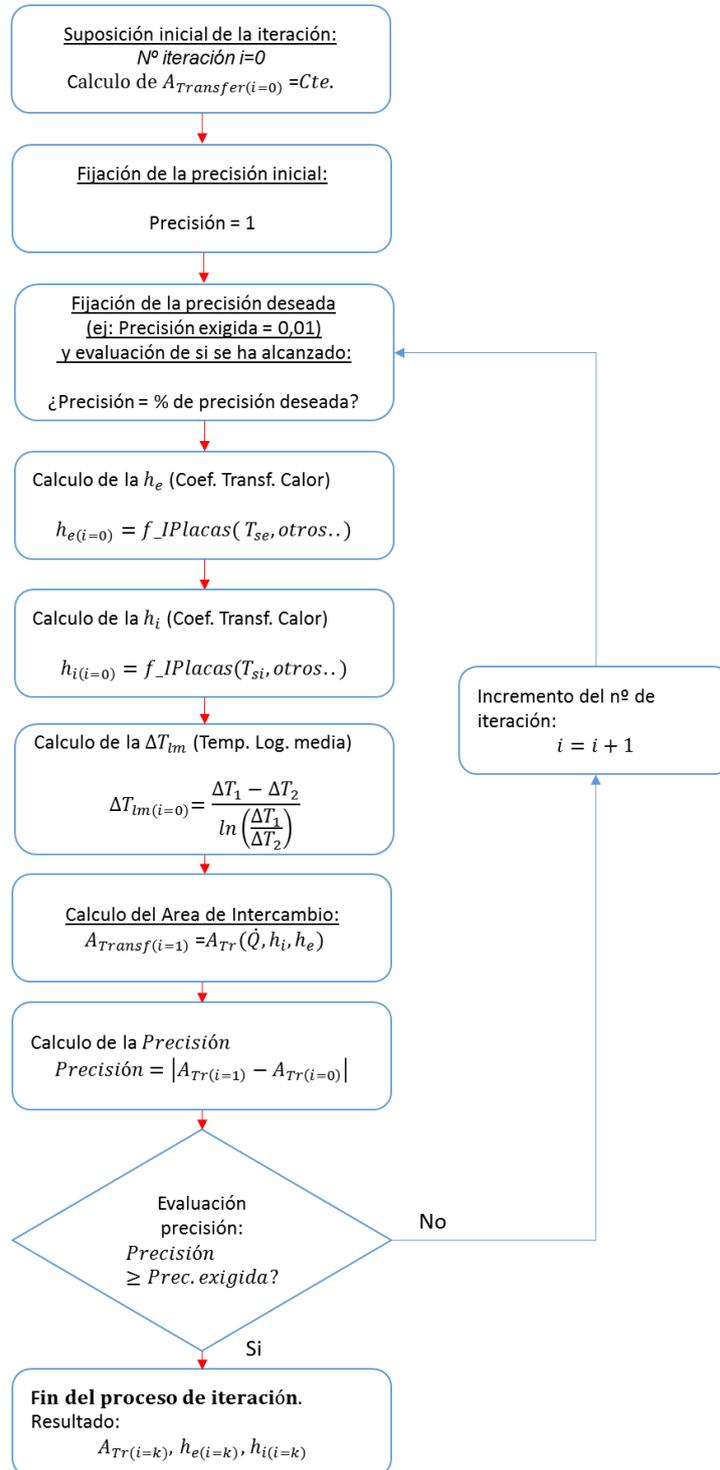


Figura 4-13: Diagrama de cálculo de área por tramo en el condensador.

Algoritmo de dimensionamiento del área del evaporador en Modo 1: Sizing.

Una vez calculada el área en cada tramo.

Diagrama de Flujo de cálculo del Condensador.

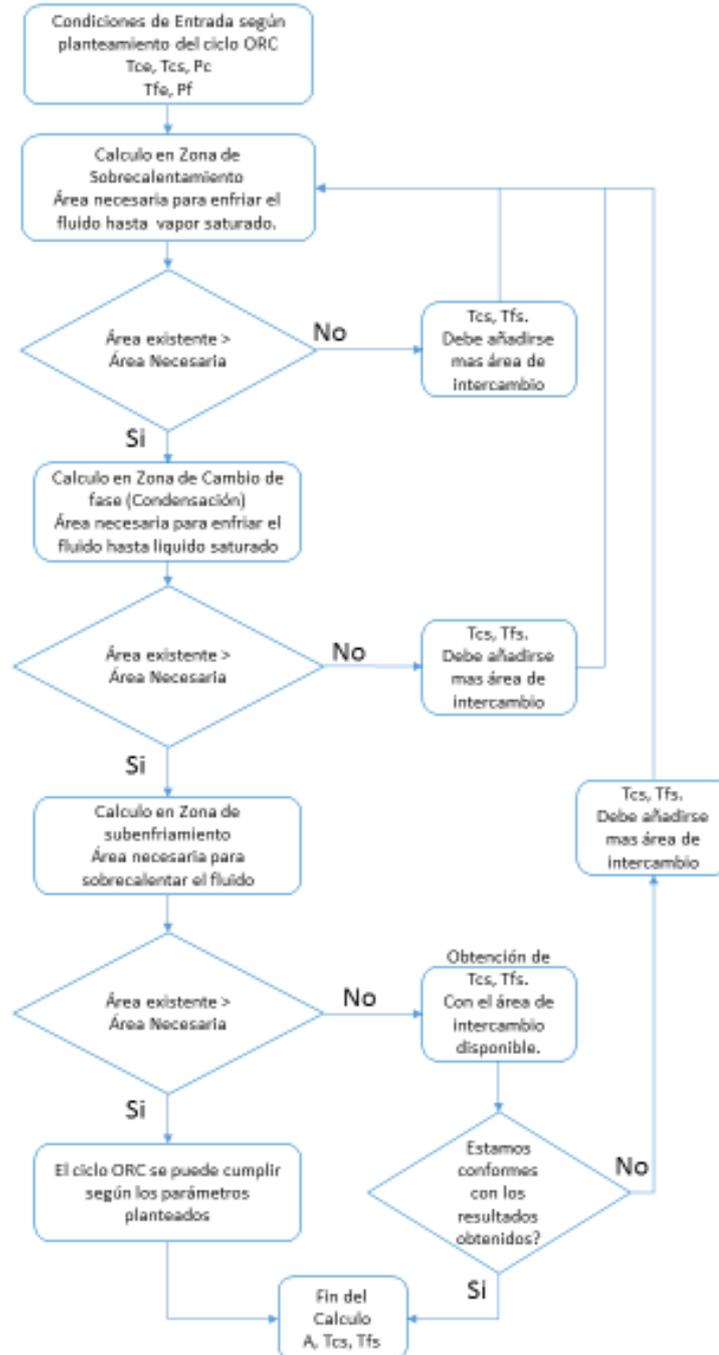


Figura 4-14: Diagrama de dimensionamiento del condensador.

4.6 Cálculo de pérdidas de carga

4.7 Pérdidas de carga:

A medida que el fluido va transitando por el evaporador, se producirá una pérdida de carga en el mismo. Esta pérdida de carga es compleja de calcular ya que los métodos más exactos tienden a ser altamente empíricos lo que nos lleva a una aplicabilidad limitada. No obstante, existen varios métodos que han sido probados en condiciones similares a las del evaporador y fluido utilizados en este documento y que por lo tanto pueden ser de aplicación:

Para el comportamiento en las zonas de líquido subenfriado y de vapor sobrecalentado se utiliza principalmente la correlación de Kumar [31], pérdida de carga en una fase, mientras que para la zona de evaporación / ebullición se empleará la correlación desarrollada por Longo y Gasparella [32], pérdida de carga bifásica.

No obstante, el modelo está preparado para la adición y utilización de otras correlaciones, tanto en la zona de simple fase como en la de doble.

Correlación de Kumar para pérdida de carga en una fase:

$$\Delta P_{channel} = \frac{4 * fch * Np * Lp * G_{canal}^2}{2 * \rho_{Tm} * De * Fi^{0.17}}$$

donde:

$$fch = \frac{k_p}{Re^z}$$

Siendo K_p y z parámetros de la tabla de Kumar.

$$\Delta P_{Conexiones} = \frac{1.3 * Np * G_{canal}^2}{2 * \rho_{Tm}}$$

$$\Delta P_{Kumar} = \Delta P_{channel} + \Delta P_{Conexiones}$$

(4-7)

Correlación de Longo y Gasparella cuando el fluido es bifásico:

Calculando la pérdida de carga en cuatro pasos:

Debida a la energía cinética del fluido

$$\Delta P_f = N_p * \left(1.425 * \frac{G_{\text{Canal}}^2}{2 * \rho_{\text{Media}}} \right)$$

Debida al momentum

$$\Delta P_a = G_{\text{Canal}}^2 * (v_g - v_f) * X_{fg}$$

Debida a la pérdida de carga por gravedad

$$\Delta P_g = g * \rho_{\text{Media}} * H$$

Debida a la pérdida en las conexiones

$$\Delta P_c = 1.5 * \frac{G_{\text{Canal}}^2}{2 * \rho_{\text{Media}}}$$

La pérdida de carga total será entonces:

$$\Delta P_{\text{Longo}} = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g + \Delta P_c$$

(4-8)

4.8 Cálculo de coeficientes de película.

Los coeficientes de película se calculan para poder determinar el coeficiente global de transferencia de calor.

El modelo, admite múltiples correlaciones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. Un resumen de algunas de las correlaciones que pueden ser

empleadas en este cálculo tanto para transferencia de calor en una fase como en dos fases puede ser localizado en un artículo de J.R. García- Cascales [33].

4.8.1 Flujo en una fase

Cuando el fluido, ya sea el primario (fluido orgánico) o el secundario no cambian de fase los coeficientes de película se pueden calcular mediante varias correlaciones ya implementadas. No obstante, el modelo queda abierto a la introducción de nuevas correlaciones que cumplan con las condiciones de aplicabilidad necesarias.

Se han implementado en el modelo, las siguientes correlaciones para transferencia de calor en una fase: H. Kumar [31], Wanniarachchi et al [34], Muley and Manglik [35], [16], [17].

La correlación de Kumar:

$$Nu_{KUMAR} = C * Re^n * k_{Tm} * Pr_{Tm}^m * \left(\frac{\mu_{Tm}}{\mu_{Ts}} \right)^x$$
$$h = \frac{Nu_{KUMAR} * k_{Tm}}{Dh}$$

(4-9)

Nu_{KUMAR} = Nusselt obtenido mediante la correlación de Kumar

Re = Numero de Reynolds

Pr = Numero de Prantd

k_{Tm} = Conductividad del fluido a temperatura media.

$ViscDinTm$ = Viscosidad dinámica a temperatura media

$ViscDinTs$ = Viscosidad dinámica a temperatura superficial

C = Constante de Kumar

n = Constante de Kumar

m = Constante de Kumar

x = Constante de Kumar

4.8.2 Evaporación.

Para el cálculo de los coeficientes de calor en dos fases se han implementado las correlaciones de Rosenow [36], Yan-Lin [37] y Klimenko [38].

La correlación de Klimenko:

$$Fi = \left(G * \frac{h_{fg}}{\dot{q}} \right) * \left(1 + X * \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right) * \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Si $Fi < 1.6e4 \rightarrow$ (Predomina la ebullición nucleada)

$$Nu_{Klimenko} = 7.4e - 3 * q^{0.6} * p^{0.5} * Pr_l^{-\left(\frac{1}{3}\right)} * \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{0.15} \quad (4-4)$$
$$hTP = Nu_{Klimenko} * \frac{k_l}{LC}$$

$Fi \geq 1.6e4 \rightarrow$ Predomina la Evaporación en película

$$Nu_{Klimenko} = 0.087 * Re^{0.6} * Pr_l^{\frac{1}{6}} * \left(\frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{0.2} * \left(\frac{k_w}{k_l} \right)^{0.09} \quad (4-10)$$
$$hFC = Nu_{Klimenko} * \frac{k_l}{LC}$$

Obteniendo así el coeficiente de ebullición:

$$hKlimenko = (hTP^3 + hFC^3)^{\frac{1}{3}}$$

4.8.3 Condensación

Para el cálculo de los coeficientes de calor en dos fases se han implementado las correlaciones de Grigull [22], si bien el modelo admite la adición de más correlaciones que cumplan las condiciones de aplicabilidad.

Correlación de Grigull

$$h_{Grigull} = \left(\frac{k_l}{L}\right) * 0.0208 * \left(h_{Grigull} * L * \frac{T_{sat} - T_s}{h_{fg} * v_l}\right)^{\frac{1}{3}} * \left(g * \rho_l^2 * \frac{L^3}{v_l^2}\right)^{\frac{1}{3}}$$

(4-11)

Dado que el fluido no cumple las condiciones de Grigull, aplicaremos finalmente Mc Adams:

$$h_{McAdams} = 1.13 * \left(\frac{h_{fg} * g * (\rho_l - \rho_g) * k_l^3}{L * (T_{sat} - T_s) * v_l}\right)^{0.25}$$

(4-12)

4.9 Algoritmo de cálculo.

Tal como se ha indicado más arriba, el algoritmo de cálculo contempla dos modos de funcionamiento:

- Modo 1 “Sizing”: Dimensionamiento de las áreas de los intercambiadores.
- Modo 2 “Analysis”: Calculo del ciclo sobre áreas fijas de los intercambiadores.

El Modo1, se parte de un sobrecalentamiento y un subenfriamiento determinados como condiciones de operación y se calculará el área de los intercambiadores, de ahí que sea un método de dimensionamiento.

En el Modo 2, se parte de unos intercambiadores fijos es decir, es como si ya se hubieran adquirido, de forma que interesa predecir con el modelo cuantos grados habrá de sobrecalentamiento y cuantos de subenfriamiento.

Por otra parte, en lo que se refiere al ciclo ORC al completo el Final del ciclo ofrece los resultados esperados.

Resultados / Eficiencia térmica del ciclo.

El análisis del ciclo permite obtener una serie de resultados que ayudarán en el pre-dimensionamiento de una máquina que actúe siguiendo un ciclo ORC como finalmente en el análisis de resultados.

La energía de entrada $q_{entrada}$, junto con el flujo másico \dot{m} del fluido orgánico, serán de utilidad en la selección del evaporador.

$$\dot{Q}_{entrada} = \dot{m} * q_{entrada}$$

Así mismo, la energía de salida q_{salida} , y el flujo másico \dot{m} serán de utilidad para seleccionar el condensador.

$$\dot{Q}_{salida} = \dot{m} * q_{salida}$$

Otro parámetro o resultado significativo del ciclo es el trabajo neto:

$$W_{neto} = W_{salida} - W_{entrada}$$

$$W_{neto} = q_{entrada} - q_{salida}$$

(4-13)

Va a señalar la diferencia de energía por unidad de masa que entrega la turbina y la absorbida por la bomba.

Y, por último, el que quizás sea el resultado más importante del ciclo, el rendimiento térmico:

$$\eta_{termico} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{entrada}} \quad (4-14)$$

Este resultado, indica como ningún otro, la capacidad del ciclo para generar una energía por unidad de masa, cuando se le aporta una determinada cantidad de energía térmica, también por unidad de masa.

Es decir, permite conocer relación que tiene la máquina de producción de energía eléctrica en función de la potencia térmica del foco caliente.

4.10 Método de resolución y software empleado

Los modelos numéricos se han resuelto con ayuda de un programa informático, estructuras y sus funciones auxiliares de forma que se modeliza el ciclo orgánico Rankine de la manera más precisa posible.

El programa ha sido desarrollado íntegramente sobre Matlab, empleando el complemento Refprop 9.0, para la obtención de datos termodinámicos. Este complemento ha sido desarrollado por el NIST “National Institute of Standards and Technology, del U.S. Department of Commerce” [39] y está acoplado al programa desarrollado, como un “add-in” en Matlab.

El programa calcula el ciclo con todas sus variables termodinámicas, y también simula los intercambiadores de calor para determinar la transferencia de calor y las pérdidas de presión que se producen en el evaporador y en el condensador.

Se permite la utilización de múltiples fluidos orgánicos, aunque esta utilización esté sujeta al empleo de aquellas correlaciones que hayan sido desarrolladas para el fluido que se desee utilizar.

Así mismo, tal como se desprende del párrafo anterior, los desarrollos que se integran para la modelización del evaporador y condensador incluyen el cambio de fase del fluido orgánico y permiten escoger cuales son las correlaciones a emplear, tanto en transferencia sin cambio de fase como con cambio de fase.

Métodos Iterativos

En numerosas ocasiones el modelo utiliza métodos iterativos con la finalidad de realizar optimizaciones en el proceso de cálculo.

El método iterativo se basa en resolver una ecuación o sistemas de ecuaciones mediante la estimación o suposición inicial de una variable $x_{(i=0)}$, que proporciona la forma de obtener resultados de forma sencilla.

Así mismo, deberá fijarse el nivel de precisión que se desea alcanzar con el método iterativo. Por ejemplo, Precisión = 0.001

Una vez obtenidos los resultados calculados mediante el empleo del valor asignado a la variable $x_{(i=0)}$, se contrasta esta suposición mediante un método de cálculo directo.

De esta forma despejando la variable estimada $x_{(i=1)}$ de la ecuación de contraste, se puede comparar el nuevo valor obtenido, con el valor inicial:

$$|x_{(i=0)} - x_{(i=1)}| = \textit{Precisión}$$

Si se comprueba que la precisión obtenida no es la suficiente, se comienza una nueva iteración, empleando el nuevo valor obtenido $x_{(i=1)}$ como inicio del cálculo, y se prosigue de esta forma hasta que se ha alcanzado la precisión deseada.

En cada iteración, es decir cada vez que se obtenga un nuevo valor para la variable que ha sido estimada, se procede a comparar la precisión del cálculo, hasta que esta sea la adecuada.

$$|x_{(i=k)} - x_{(i=k+1)}| = \textit{Precisión}$$

El cálculo se parará cuando la precisión alcance un valor inferior al exigido.

La precisión indicará cuan cerca del resultado verdadero se desea estar.

También puede determinarse la precisión del modelo en forma de porcentaje como:

$$\text{Si } |x_{(i=k+1)}| < |x_{(i=k)}|$$

$$\frac{|x_{(i=k+1)}|}{|x_{(i=k)}|} * 100 = \textit{Precisión}$$

$$\text{Si } |x_{(i=k+1)}| > |x_{(i=k)}|$$

$$2 - \frac{|x_{(i=k+1)}|}{|x_{(i=k)}|} * 100 = \textit{Precisión}$$

La forma de calcular la precisión por porcentaje es más estable y está más normalizada que la de la diferencia de valores, debido a que se puede emplear el mismo grado de precisión para diferentes medidas por ejemplo temperaturas y viscosidades.

5. APLICACIÓN DEL MODELO AL DISEÑO DEL CICLO

El modelo puede aplicarse en dos modalidades distintas:

- Definir unos valores determinados del sobrecalentamiento a la salida del evaporador y del subenfriamiento a la salida del condensador y calcular las áreas de intercambio (Modo 1: Sizing).
- Definir las áreas de intercambio del evaporador y del condensador y analizar el comportamiento del ciclo bajo diferentes condiciones de operación (Modo B: Analysis).

En cualquiera de los dos casos, tal como se ha descrito en el apartado 4.3 y 4.4, han de ser elegidos unos determinados factores físicos de cualquier componente y unas determinadas curvas de operación de la bomba y de la turbina.

5.1 Selección del fluido de trabajo

En los objetivos de esta tesis se hace referencia a que el modelo deberá tener capacidad de aplicación al diseño de ORC's con fuentes de baja temperatura para microgeneración.

Dado que la mayoría de los fabricantes de máquinas ORC están trabajando con temperaturas de foco caliente entre 120 y 380 °C, este documento hará referencia a temperaturas entre 50 y 90 °C, campo menos explorado.

Así mismo, se debe contar con un foco frío accesible en las cercanías del emplazamiento de la máquina. Para facilitar la capacidad de implantación de ORC's se ha determinado que el foco más frecuente y sencillo de encontrar sería agua de red o río.

En Asturias, la temperatura media mensual del agua de red oscila entre los 6 ° C en diciembre y enero hasta los 14 °C en julio, mientras que por ejemplo en Valencia la oscilación sería desde 8 °C en diciembre y enero hasta los 16 °C en Julio.

Por tanto, este documento hará referencia a temperaturas de foco frío oscilando entre 5 y 17 °C.

Después de examinar las características de los fluidos orgánicos disponibles, se ha determinado que uno de los que mejor puede adaptarse a las condiciones de temperatura de los focos antes mencionados es el R134a.

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

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

A continuación, se muestra una tabla con las principales características del R134a

Tabla 5-1: Propiedades físicas R134a

| PROPIEDADES FISICAS | R134A |
|--------------------------------------|--------------------------|
| Formula química | $CH_2F - CF_3$ |
| Nombre químico | 1,1,1,2-Tetrafluoroetano |
| Peso molecular (kg/kmol) | 102 |
| Punto de ebullición (°C) | -26,2 |
| Punto de congelación (°C) | -101 |
| Temperatura crítica (°C) | 101,1 |
| Presión crítica (°C) | 40,67 |
| Densidad crítica (°C) | 0,51 |
| Solubilidad del R134a en el agua (%) | 0,15 |
| Inflamabilidad | No |

5.2 Selección del expansor y la bomba

5.2.1 Expansor (Turbina)

Si bien cualquiera de los componentes que integran un ORC es importante para su funcionamiento, se podría decir que el expansor es un elemento clave. Lo es, por ser el componente encargado de la transformación última de la energía térmica en mecánica.

Ya se han descrito en apartados anteriores los tipos de expansores que se pueden elegir. Dado que el objetivo de este modelo es la microgeneración, se ha determinado que se buscará un expansor que pueda generar en torno a 1 kW de potencia mecánica, que sea económico, que sea compacto y de bajo mantenimiento.

Una vez examinadas las características de los expansores señaladas en el apartado 2.3, consultados varios proveedores de expansores y examinado de su precio en el mercado, se ha elegido un expansor de paletas. Es decir, un motor neumático o motor de aire. Este motor de aire, con las modificaciones necesarias y operando en sentido inverso, puede funcionar a modo de turbina y reúne todos los requisitos arriba descritos.

En concreto y para la potencia aproximada de 1 kW se ha seleccionado el modelo LZB54 A050-11 de Atlas Copco.

Compacto, con una alta relación potencia/peso, resulta particularmente adecuado para su integración en equipos móviles, así como en diferentes equipos fijos.

Construcción robusta para resistir trato severo. Cuerpo de aluminio y acero nitrocarburado, para ofrecer una buena resistencia a la corrosión. Preparado para certificación ATEX, Clase Ex II 2G T4 IIC D110°C

Las curvas aportadas para este expansor, al que podemos denominar en adelante turbina como nombre genérico, son las siguientes:

Tabla 5-2: Propiedades del Expansor LZB54 A050-11.

| Especificaciones técnicas | |
|----------------------------------|-----------------|
| Tipo de eje | Enchavetado |
| Max. Potencia | 1.2 kW |
| Velocidad a máx. Potencia | 2900 r/min |
| Par a máx. Potencia | 4 Nm |
| Par de arranque min. | 6.4 Nm |
| Velocidad en vacío | 5400 r/min |
| Consumo de aire a máx. Capacidad | 22 l/s |
| Peso | 2.4 kg |
| Par de ahogo | 8 Nm. |
| Sentido de rotación | Sentido horario |
| Tipo de paletas | Standard. |
| Freno integrado | No |

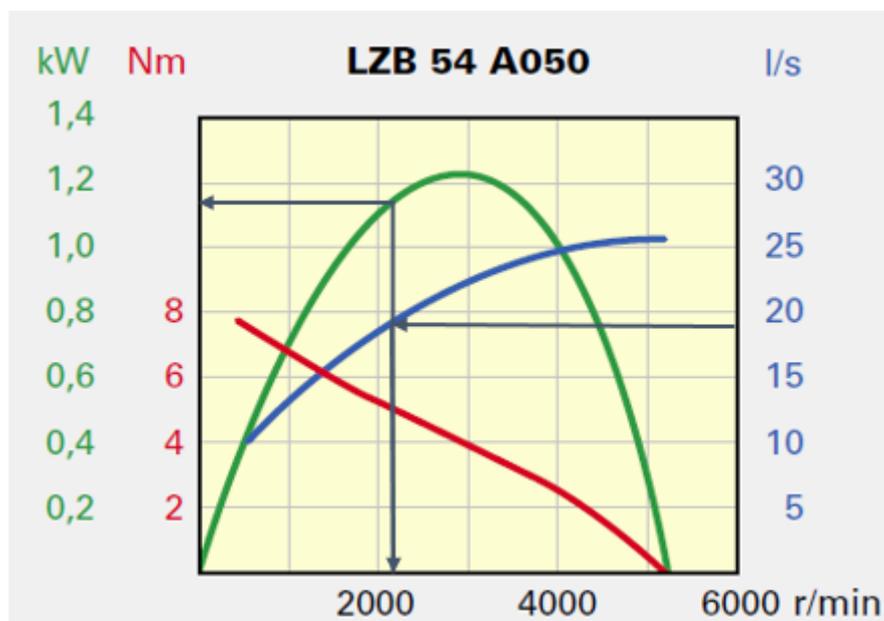


Figura 5-1: Curvas del fabricante LZB 54 A050.

Estas curvas están realizadas para una descompresión de 6.3 bar a presión atmosférica. Sin embargo, el fabricante ofrece un método de cálculo para diferentes variaciones de presión.

Si se elige la potencia que deberá entregar la turbina, esta se relacionará directamente con el caudal y el flujo másico necesario.

$$\dot{m}_{ciclo} = \dot{m}_{Turb} = \dot{V}_{Turb} \cdot \rho_3$$

Como es conocido, el flujo másico no depende de presiones ni temperaturas y por tanto será la variable que sirva para relacionar la turbina con la bomba.

5.2.2 Bomba

La bomba es la encargada de producir el movimiento del fluido en el ciclo es decir mueve un caudal de líquido. Pero además de ello también genera un incremento de presión en el mismo.

Al igual que se hizo con la turbina, es posible determinar el caudal que debe mover la bomba conociendo el flujo másico

$$\dot{V}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{Turb}}{\rho_1}$$

Introduciendo este caudal en la ecuación de la curva de la bomba es sencillo determinar el incremento de presión que se generará.

Por esta razón es importante elegir una bomba que se integre bien con la turbina seleccionada. Después de examinar diferentes tipos de bombas: oleohidraulicas, de engranajes, centrifugas etc.. se ha elegido la SACI – PO-2011 III. La selección ha sido difícil ya que algunas no encajaban con la viscosidad del fluido orgánico (oleohidraulicas). En otros casos para grandes fabricantes como Grundfos y Wilo, el caudal era demasiado pequeño.

A continuación, se muestra la tabla facilitada por el fabricante, con al que se puede construir una curva ajustada y su ecuación correspondiente.

Tabla 5-3: Características de la Bomba SACI – PO-2011 III

| ΔP [bar] | \dot{V}_{Bomba} [l/h] |
|------------------|-------------------------|
| 0 | 240 |
| 4 | 230 |
| 8 | 220 |
| 12 | 210 |
| 16 | 195 |

A continuación, se expone la curva de la bomba y su ecuación:

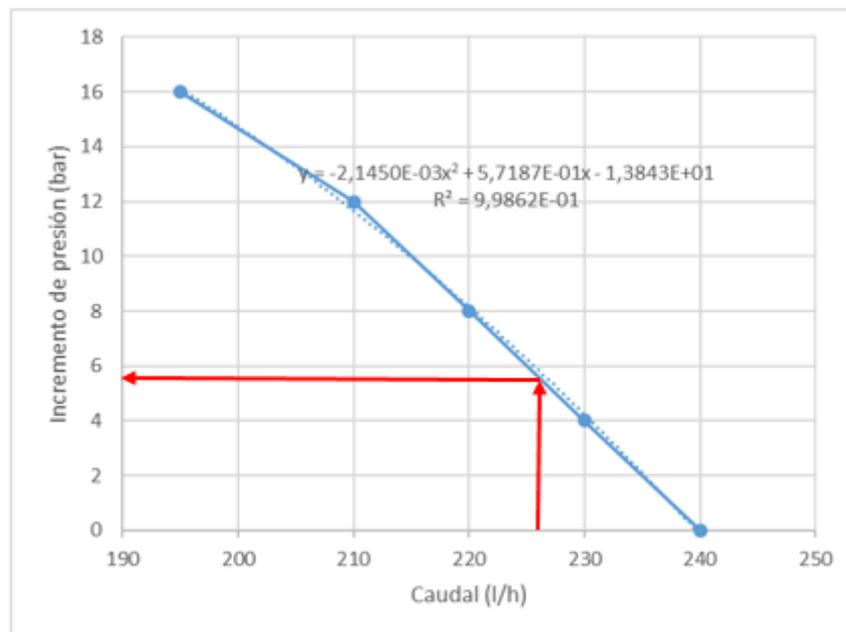


Figura 5-2: Curva de la bomba

Una vez obtenido el incremento de presión se puede obtener la presión de evaporación.

Como se puede observar en el gráfico de la bomba, la pendiente negativa hace que un pequeño aumento del caudal ocasione una bajada considerable del incremento de presión producido por la bomba.

Al intentar conciliar ambas curvas, la de la turbina y la de la bomba, se llega a que entorno a un flujo másico $\dot{m}_{ciclo} = 0.078 \text{ kg/s}$, se puede obtener una potencia de la turbina elegida en torno a 1 kW (que era el objetivo fijado) y a la vez la bomba producirá un $\Delta P \approx 4.5 \text{ bar}$.

5.3 Establecimiento de una referencia en modo 1: Sizing

En el apartado 5.1 Selección del fluido de trabajo se determinaron una gama de temperaturas, tanto para el foco caliente (50-90 °C), como para el foco frío (6-16 °C), que resultan especialmente interesantes de cara al objetivo de esta tesis.

Tal como se ha indicado en el apartado de condiciones de operación, el modo 1 del modelo exige que se indiquen un valor para el sobrecalentamiento y otro para el subenfriamiento.

Además y teniendo en cuenta la temperatura máxima del foco frío que se maneja será de 16 °C se establece que la temperatura de condensación $T_{Cond} \approx 21 \text{ °C} \rightarrow P_{Cond} \approx 6 \text{ bar}$.

Inicialmente y mientras no se indique un cambio supondremos que los valores de las condiciones de operación son los siguientes:

Tabla 5-4. Condiciones iniciales de operación del ciclo ORC.

| | Temperatura [C] | Flujo másico [kg/s] |
|---------------|-----------------|---------------------|
| Foco caliente | 50-60 | 0,50 |
| Foco frío | 6-16 | 0,67 |

| | |
|-----------------------|------------|
| P_{Cond} | 6 bar |
| ΔT_{Subenf} | 2 °C |
| $\Delta T_{Sobrecal}$ | 5 °C |
| \dot{m}_{ciclo} | 0,078 kg/s |

Se presenta a continuación una variación de temperaturas del foco caliente y su repercusión sobre las variables objeto de la observación, las áreas de los dos intercambiadores.

1. Variación de la Temperatura del Foco caliente sobre un ciclo fijo

Se analizará en primer lugar los efectos que origina una variación de la temperatura del foco caliente en el rendimiento del ciclo y en las áreas necesarias para la evaporación y la condensación, cuando el sobrecalentamiento es igual 5 °C y el subenfriamiento se ha fijado a 2 °C.

Los datos obtenidos al variar la temperatura del foco caliente están representados en la siguiente tabla:

Tabla 5-5: Resultados de la variación de la temperatura del foco caliente.

| T FC | T FF | Potencia Rend | Potencia Evap | Potencia Cond | Área Evap | Área Cond | TEvap | TCond | T1 | T2 | T3 | T4 |
|---------|---------|------------------|------------------|------------------|--------------|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 50 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 2,00 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 55 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 0,71 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 60 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 0,44 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 65 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 0,32 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 70 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 0,25 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 75 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 0,20 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 80 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 0,17 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 85 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 0,15 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 90 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 0,13 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |

Como se puede apreciar, cuando la temperatura del foco caliente sube, si las condiciones del ciclo se fijan, las potencias térmicas de evaporación y condensación permanecen constantes mientras que el área de evaporación disminuye conforme aumenta la temperatura del foco caliente. Esto resulta interesante debido a que, al disminuir el área de evaporación, se reducen los costes.

2. Variación de la Temperatura del Foco frío sobre un ciclo fijo

Veamos ahora lo que sucede si se varía la temperatura del foco frío:

| T FC | T FF | Rend | Potencia Evap | Potencia Cond | Área Evap | Área Cond | TEvap | TCond | T1 | T2 | T3 | T4 |
|---------|---------|------|------------------|------------------|--------------|--------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| 50 | 16 | 5,27 | 15486 | -14670 | 2,00 | 6,03 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 50 | 14 | 5,27 | 15486 | -14670 | 2,00 | 2,90 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 50 | 12 | 5,27 | 15486 | -14670 | 2,00 | 2,09 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 50 | 10 | 5,27 | 15486 | -14670 | 2,00 | 1,67 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 50 | 8 | 5,27 | 15486 | -14670 | 2,00 | 1,41 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |
| 50 | 6 | 5,27 | 15486 | -14670 | 2,00 | 1,22 | 41,68 | 21,57 | 19,57 | 19,98 | 46,68 | 25,80 |

Tal como se puede presuponer al disminuir la temperatura del foco frío se reduce el área de condensación necesaria para realizar el mismo ciclo.

La primera pregunta que surge al intentar identificar un modelo que pueda servir de referencia sería la variación relación de variación de las áreas en conjunción con las temperaturas que permitirían el funcionamiento de la máquina durante prácticamente todo el año.

Se puede comprobar que ambas áreas disminuyen en gran medida a medida que se varían al alza o a la baja las temperaturas de los focos caliente y frío.

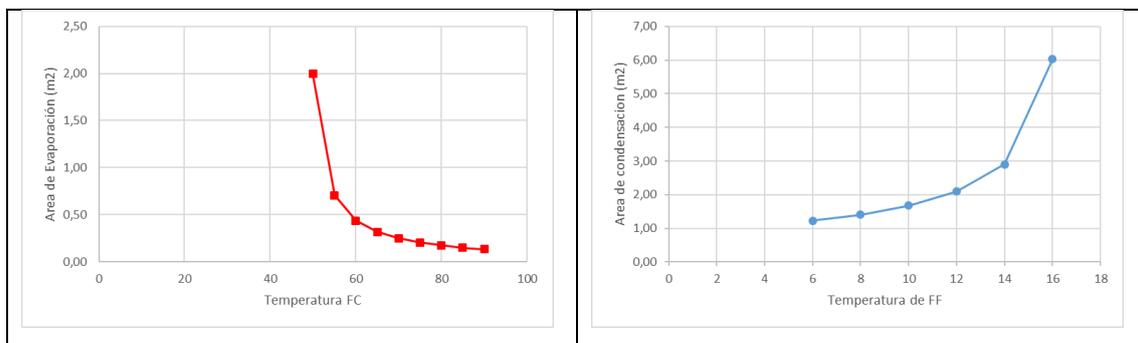


Figura 5-3: Evolución de las áreas con la variación de TFC y TFF

A la vista de los gráficos se puede elegir unos valores de referencia que podrían ser:

$$T_{FC} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{FF} = 14 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Esta elección es debido a que para una temperatura del foco caliente igual o mayor a 60 °C, la pendiente de la curva del área del evaporador se hace cada vez menor.

Lo mismo ocurre con la curva del condensador, para temperaturas inferiores a 14 °C.

Los resultados del ciclo para las condiciones de operación y los valores de referencia arriba señalados como temperaturas de los focos, son las siguientes:

Tabla 5-6: Resultados del ciclo

| ESTADO | P (bar) | T (°C) | h (kJ/kg) |
|--------|---------|--------|-----------|
| 1 | 5,98 | 19,57 | 226,87 |
| 2s | 10.61 | 19.81 | 227,25 |
| 2 | 10,61 | 19,98 | 227,48 |
| 3 | 10,60 | 46,60 | 425,84 |
| 4s | 6.00 | 24.86 | 413,87 |
| 4 | 6,00 | 25,83 | 414,84 |

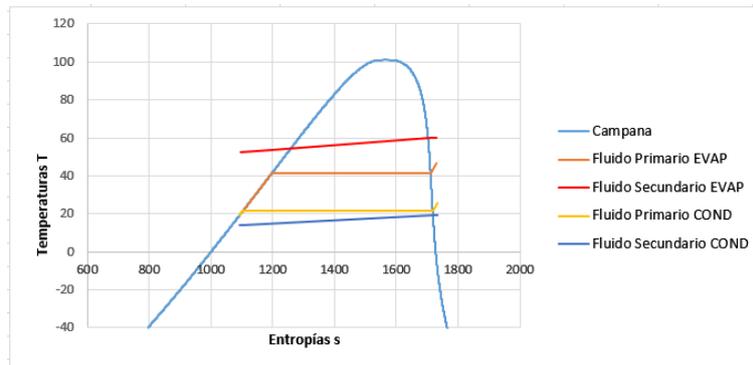


Figura: 5-4: Ciclo ORC TFC=60°C, TFF=14°C

Presiones y temperaturas de cambio de fase

Partiendo de la temperatura del foco frío T_{FF} , se puede proceder a establecer la temperatura de condensación del fluido orgánico o fluido primario.

Para determinar la temperatura de condensación, se estimará un salto térmico inicial, que posteriormente podrá ser corregido en función de los cálculos efectuados en el modelo.

Una vez establecido el salto térmico inicial, quedará fijada la temperatura de condensación. Para que se produzca la condensación a esta temperatura habrá de aportar al fluido la presión de condensación que le corresponde.

El método por el que se consigue establecer la temperatura de condensación deseada en una máquina ORC, es el que habitualmente emplean los frigoristas:

La introducción del refrigerante se realizará llenando los tubos de la máquina ORC por medio de una conexión situada en la zona de baja presión hasta que se pueda fijar la presión deseada de cambio de fase a baja presión, se deberá arrancar la máquina con lo que la bomba comienza a funcionar y la zona de baja presión disminuye su presión, permitiendo entrar más refrigerante. Con sondas de presión podemos calibrar la presión de condensación de trabajo que se desea (que se relaciona biunívocamente con la temperatura de condensación y que deberá ser aproximadamente 5°C más alta que la del foco frío). Cuando se alcanza este punto se deberá cerrar la válvula de la botella del refrigerante y el circuito queda funcionando.

La presión de evaporación fijará la temperatura de evaporación. Como se ha indicado anteriormente existe una relación directa entre el flujo másico que necesita la turbina y el flujo másico que suministrará la bomba. El flujo másico de la bomba transformado en caudal, aportará el incremento de presión de la bomba mediante la curva $\dot{V} - \Delta P$.

Es decir, el componente que marca tanto el flujo másico como la diferencia entre las presiones de condensación y evaporación es la bomba.

5.4 Resultados de aplicación del modelo

Veamos algunas de los datos que se desprenden de la aplicación del modelo

Tabla 5-7: Tabla de potencias por componente.

| EQUIPO | PROCESO | POTENCIA |
|--------|------------------------|--|
| Bomba | Compresión Isentrópica | $\dot{W}_{Bomb,1-2s} = 0.029 \text{ kW}$ |

| | | |
|-------------|-----------------------|--|
| | Compresión real | $\dot{W}_{Bomb,1-2} = 0.047 \text{ kW}$ |
| | Rendimiento | $\eta_{Bomba} = 0.616$ |
| Evaporador | Zona subenfriado | $\dot{Q}_{Evap\ 2-A} = 2.44 \text{ kW}$ |
| | Zona evaporación | $\dot{Q}_{Evap\ A-B} = 12.59 \text{ kW}$ |
| | Zona sobrecalentado | $\dot{Q}_{Evap\ B-3} = 0.44 \text{ kW}$ |
| | Total evaporador | $\dot{Q}_{Evap} = 15.48 \text{ kW}$ |
| Turbina | Expansión Isentrópica | $\dot{W}_{Turb,3-4s} = 0.934 \text{ kW}$ |
| | Expansión Real | $\dot{W}_{Turb,3-4} = 0.859 \text{ kW}$ |
| | Rendimiento turbina | $\eta_{Bomba} = 0.9196$ |
| Condensador | Zona sobrecalentado | $\dot{Q}_{Cond\ 4-M} = 0.33 \text{ kW}$ |
| | Zona condensación | $\dot{Q}_{Cond\ M-N} = 14.12 \text{ kW}$ |
| | Zona subenfriado | $\dot{Q}_{Cond\ N-1} = 0.22 \text{ kW}$ |
| | Total condensador | $\dot{Q}_{Cond} = 14.67 \text{ kW}$ |

La proporción de potencias para las zonas de evaporación y condensación, puede verse en los siguientes gráficos:

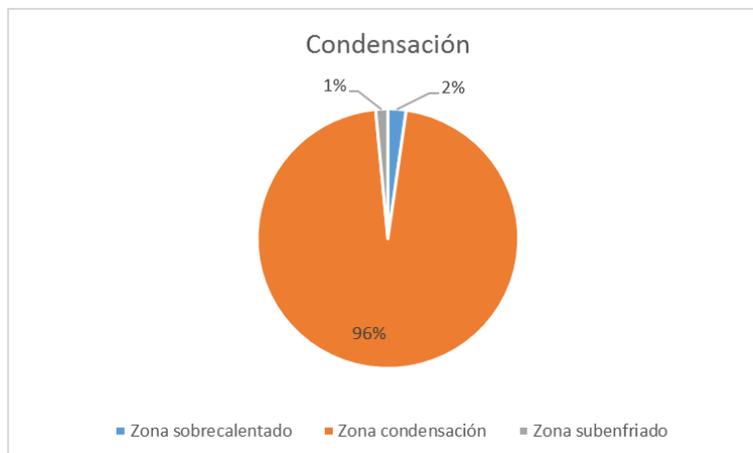
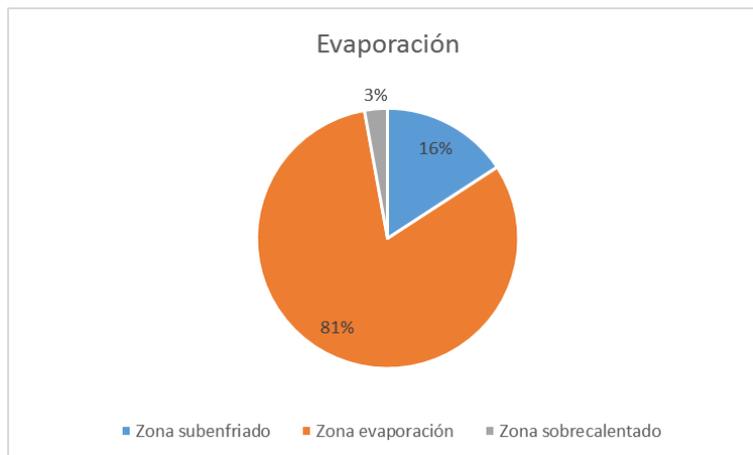


Figura 5-5: Distribución de potencias del evaporador y condensador

Las diferencias térmicas a escala real que se producen en el evaporador en flujo contracorriente son las siguientes:

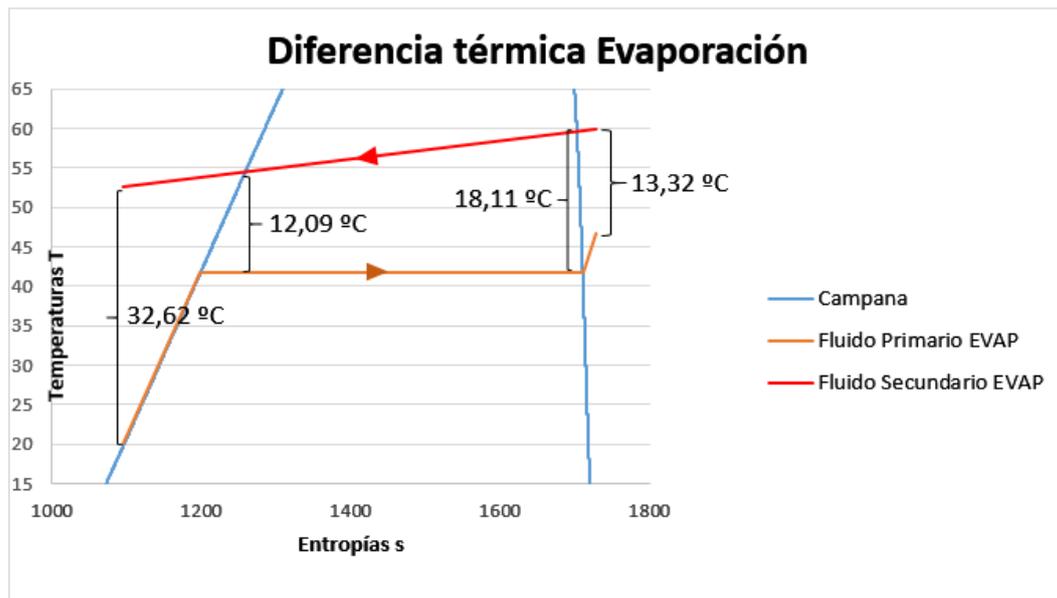


Figura: 5-6: Diferencias térmicas Evaporación

Como se puede ver en el gráfico de arriba, el pinch point o punto de mínima diferencia de temperaturas entre el fluido primario o fluido orgánico de trabajo y el fluido secundario es de 12.09 °C, lo que puede considerarse como un salto térmico aceptable.

Las diferencias térmicas, también a escala real, que se producen en el condensador con flujo contracorriente pueden verse en el siguiente gráfico:

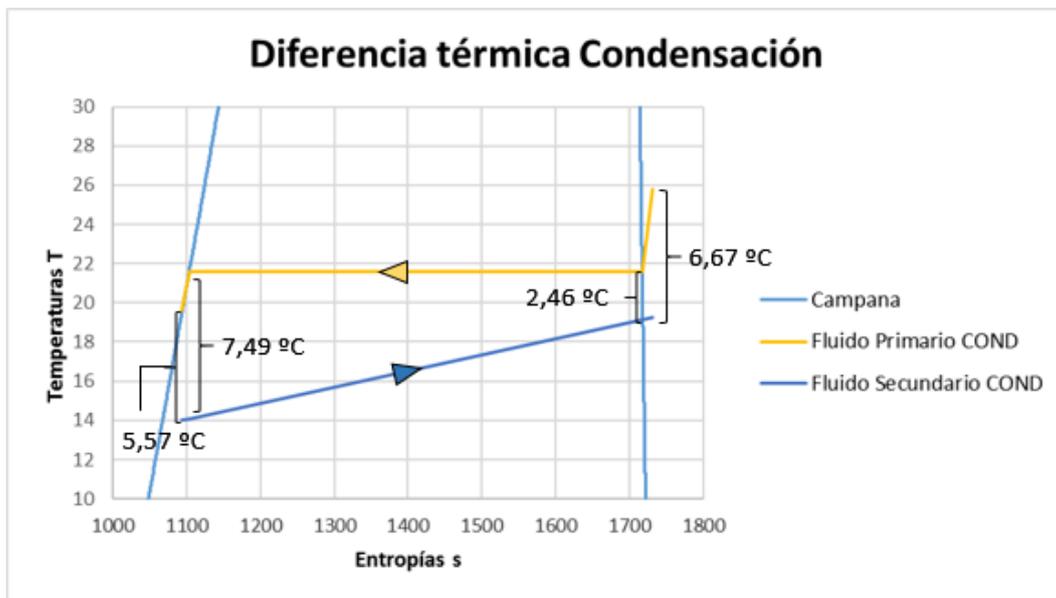


Figura 5-7: Diferencias térmicas Condensación

Como se puede apreciar en la figura, en el caso de condensación con una temperatura inicial del foco frío de 14 °C las diferencias térmicas que se producen con el fluido orgánico son mucho menores. De ahí que se puede observar un pinch point de solamente 2.46 °C, que se puede considerar como escaso.

Continuando con el examen del ciclo en lo que se refiere a la evaporación y condensación, se muestra en la siguiente tabla un resumen de los coeficientes de película, coeficiente global y áreas destinadas a cada tramo.

Tabla 5-8: Coeficientes de película y áreas evaporación.

| ZONA | h_c (W/m ² ·K) | h_{ciclo} (W/m ² ·K) | U (W/m ² ·K) | A (m ²) |
|----------------|-----------------------------|-----------------------------------|---------------------------|-----------------------|
| Subenfriado | 7820 | 921 | 807,81 | 0,15 |
| Evaporación | 7880 | 9300 | 3861 | 0,22 |
| Sobrecalentado | 8180 | 444 | 416 | 0,07 |
| Total | | | | |
| Evaporador | | | | 0,44 |

Como puede verse la distribución de áreas no coincide con la de potencias



Figura: 5-8: Distribución de áreas en el evaporador.

Se muestran los mismos datos para el condensador

Tabla 5-9: Coeficientes de película y áreas condensación.

| ZONA | h_f (W/m ² ·K) | h_{ciclo} (W/m ² ·K) | U (W/m ² ·K) | A (m ²) |
|-------------------|--------------------------------|--------------------------------------|-------------------------|---------------------|
| Sobrecalentado | 7100 | 233 | 224 | 0,36 |
| Condensación | 6930 | 1600 | 1262 | 2,47 |
| Subenfriado | 6740 | 544 | 497 | 0,07 |
| Total Condensador | | | | 2,90 |

Y la distribución de áreas:



Figura: 5-9: Distribución de áreas en el condensador.

Para cada tramo, tanto en lo que se refiere a evaporación como a condensación, se van calculando las pérdidas de carga. Estas pérdidas son calculadas empleando las correlaciones que se han descrito en el apartado 4.6. y ofrecen las siguientes distribuciones porcentuales:

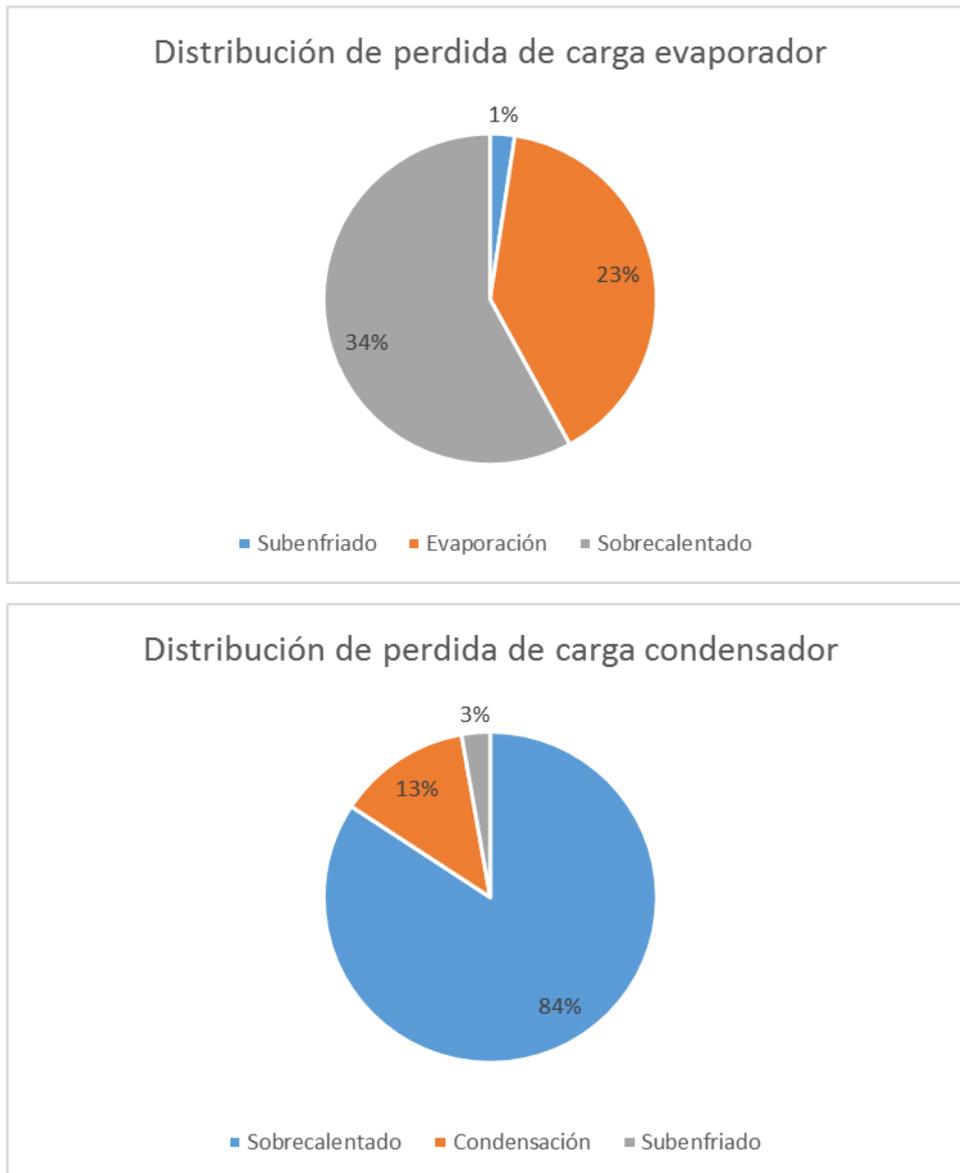


Figura: 5-10: Distribución de áreas en el condensador.

Como se puede apreciar, la menor pérdida de carga corresponde siempre a la zona de líquido subenfriado, mientras que la máxima a vapor sobrecalentado.

Por último, en lo que se refiere a los resultados finales del ciclo se obtiene.

Tabla 5-10: Resultados del ciclo.

| DATO | VALOR |
|--------------------------|--------|
| \dot{m}_{ciclo} (kg/s) | 0,078 |
| \dot{W}_{Bomba} (kW) | 0,05 |
| \dot{Q}_{Evap} (kW) | 15,48 |
| \dot{W}_{Turb} (kW) | 0,86 |
| \dot{Q}_{Cond} (kW) | -14,67 |
| \dot{W}_{Neta} (W) | 810,96 |
| η_{ciclo} (%) | 5,24 |

Es importante observar que el rendimiento de Carnot para estas condiciones es de:

$$\eta_{carnot} = \frac{T_{FC} - T_{FF}}{T_{FC}} = \frac{46}{60} = 0.138 \rightarrow 13.8 \%$$

Luego, aunque se esté hablando de unos rendimientos entorno al 5.25 % esto supone un ratio respecto a Carnot del 38 - 40 %

5.5 Influencia del sobrecalentamiento en el ciclo

Se analizará en primer lugar los efectos que origina una variación del sobrecalentamiento en el rendimiento del ciclo y en las áreas necesarias para la evaporación y la condensación,

Tabla 5-11: Variación del sobrecalentamiento

| T_{FC} | T_{FF} | ΔT_{Sobrec} | ΔT_{Subenf} | η | \dot{Q}_{Evap} | \dot{Q}_{Cond} | A_{Evap} | A_{Cond} |
|----------|----------|---------------------|---------------------|--------|------------------|------------------|------------|------------|
| 60 | 14 | 2 | 2 | 5,30 | 15218 | -14412 | 0,39 | 2,66 |
| 60 | 14 | 3 | 2 | 5,28 | 15307 | -14499 | 0,40 | 2,76 |
| 60 | 14 | 4 | 2 | 5,26 | 15395 | -14586 | 0,42 | 2,84 |
| 60 | 14 | 5 | 2 | 5,24 | 15483 | -14672 | 0,43 | 2,90 |
| 60 | 14 | 6 | 2 | 5,22 | 15570 | -14757 | 0,45 | 2,96 |
| 60 | 14 | 7 | 2 | 5,20 | 15657 | -14843 | 0,47 | 3,00 |
| 60 | 14 | 8 | 2 | 5,18 | 15743 | -14927 | 0,49 | 3,05 |
| 60 | 14 | 9 | 2 | 5,16 | 15829 | -15012 | 0,52 | 3,08 |

Como se puede apreciar, cuando el sobrecalentamiento sube, el rendimiento disminuye. Esto es debido a que la turbina, fijada con un mismo flujo másico continua aportando el mismo trabajo, mientras la potencia térmica que se debe aportar es mayor.

$$\eta_{Termico} = \frac{\dot{W}_{Neto}}{\dot{Q}_e}$$

Dado que se está trabajando con un fluido que tiene una curva de vapor saturado prácticamente vertical, se debe ajustar el sobrecalentamiento al mínimo posible para lograr la máxima eficiencia y las menores áreas de evaporación y condensación. Esto también repercutirá en una disminución de los costes del evaporador y condensador.

5.6 Influencia del subenfriamiento en el ciclo

Si se analizan las variaciones del subenfriamiento y sus repercusiones sobre el ciclo:

Tabla 5-12: Variación del subenfriamiento

| T_{FC} | T_{FF} | ΔT_{Sobrec} | ΔT_{Subenf} | η | \dot{Q}_{Evap} | \dot{Q}_{Cond} | A_{Evap} | A_{Cond} |
|----------|----------|---------------------|---------------------|--------|------------------|------------------|------------|------------|
| 60 | 14 | 5 | 4,0 | 5,91 | 15772 | -14840 | 0,51 | 3,01 |
| 60 | 14 | 5 | 3,5 | 5,75 | 15700 | -14798 | 0,49 | 2,98 |
| 60 | 14 | 5 | 3,0 | 5,58 | 15628 | -14756 | 0,47 | 2,95 |
| 60 | 14 | 5 | 2,5 | 5,41 | 15556 | -14714 | 0,45 | 2,92 |
| 60 | 14 | 5 | 2,0 | 5,24 | 15483 | -14672 | 0,43 | 2,90 |
| 60 | 14 | 5 | 1,5 | 5,06 | 15409 | -14630 | 0,42 | 2,88 |
| 60 | 14 | 5 | 1,0 | 4,88 | 15335 | -14587 | 0,40 | 2,86 |
| 60 | 14 | 5 | 0,5 | 4,69 | 15260 | -14545 | 0,38 | 2,84 |

El rendimiento del ciclo aumenta proporcionalmente al subenfriamiento.

Ello es debido a que al realizar un subenfriamiento mayor, la densidad a P_1 es mayor y por tanto el caudal de la bomba es menor.

$$\dot{V}_{bomba} = \frac{\dot{m}_{Turb} = 0.078 \text{ kg/s}}{\rho_1}$$

Al ser menor el caudal de la bomba aumenta el incremento de presión que esta genera:

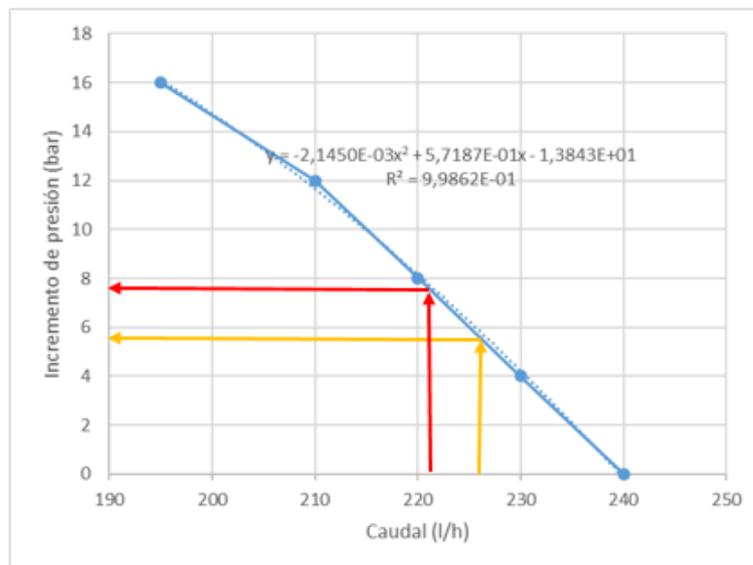


Figura 5-11: Disminución de la presión de condensación a 5.5 bar

Al aumentar el incremento de presión se aumenta la eficiencia del ciclo.

Luego lo que conviene será maximizar el subenfriamiento y minimizar el sobrecalentamiento con lo que se obtendría un rendimiento del ciclo máximo.

A continuación, se muestran los resultados comparativos entre el ciclo de referencia y el nuevo ciclo con una disminución en el sobrecalentamiento y un aumento del subenfriamiento:

Tabla 5-13: Tabla comparativa ciclos

| TABLA RESULTADOS DEL CICLO | | |
|--------------------------------------|---|---|
| DATO | $\Delta T_{Sobrca} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\Delta T_{Sobrca} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| | $\Delta T_{Subenf} = 2\text{ }^{\circ}\text{C}$ | $\Delta T_{Subenf} = 4\text{ }^{\circ}\text{C}$ |
| | VALOR | VALOR |
| mpTurbina (kg/s) | 0,078 | 0,078 |
| Potencia Bomba (kW) | 0,048 | 0,048 |
| Potencia calorífica Evaporador (kW) | 15,48 | 15,50 |
| Potencia de la Turbina (kW) | 0,86 | 0,97 |
| Potencia calorífica Condensador (kW) | -14,67 | -14,58 |
| Potencia Neta (W) | 810,96 | 926,73 |
| Rendimiento del Ciclo % | 5,24% | 5,97% |

5.7 Influencia de la presión de condensación en el ciclo

Si se disminuye la presión de condensación al tiempo que se mantienen las condiciones de referencia, se obtienen los siguientes datos:

Tabla 5-14: Descenso de la presión de condensación.

| T_{FC} | T_{FF} | P_{Cond} | η | \dot{Q}_{Evap} | \dot{Q}_{Cond} | A_{Evap} | A_{Cond} | T_{Evap} | T_{Cond} |
|----------|----------|------------|--------|------------------|------------------|------------|------------|------------|------------|
| 60 | 14 | 6.0 | 5,24 | 15483 | -14672 | 0,43 | 2,90 | 41,60 | 21,57 |
| 60 | 14 | 5.5 | 6,15 | 15825 | -14852 | 0,48 | 5,15 | 42,56 | 18,75 |

Como se puede apreciar en la tabla, un descenso de la presión de condensación mejora el rendimiento del ciclo. Sin embargo, como se puede observar solo se ofrecen dos filas es decir presiones de condensación de 6 y 5.5 bar. Esto es debido a que la temperatura del foco frío (14 °C) no permite disminuir más la presión de condensación y completar el ciclo.

Como se puede observar en el diagrama del ciclo y en los datos mostrados en la tabla de arriba, se mejora el rendimiento un par de puntos. Ello es debido a que al disminuir la presión de condensación se aumenta la bomba consigue mayor incremento de presión y por tanto la descompresión en la turbina es mayor.

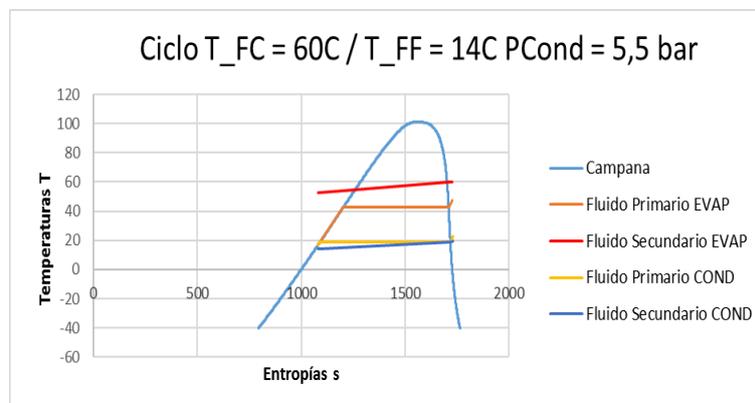


Figura 5-12: Disminución de la presión de condensación a 5.5 bar

Se puede observar que al disminuir la presión de condensación a 5.5 bar, el pinch point se reduce a prácticamente cero, con lo que, si se sigue disminuyendo sin variar la temperatura del foco frío, no se podría completar el ciclo.

5.8 Influencia del flujo másico de fluido orgánico en el ciclo

Al incrementar el flujo másico de la turbina, se produciría de acuerdo con las curvas de la misma un aumento de potencia. Sin embargo, cuando se examina la curva de la bomba, se observa que esta suministraría más caudal pero menor incremento de presión, con lo que se tiende a compensar la mejora en rendimiento pretendida.

Tabla 5-15: Aumento de caudal en la turbina.

| T_{FC} | T_{FF} | η | \dot{Q}_{Evap} | \dot{Q}_{Cond} | A_{Evap} | A_{Cond} | T_{Evap} | T_{Cond} |
|----------|----------|--------|------------------|------------------|------------|------------|------------|------------|
| 60 | 14 | 4,60 | 15497 | -14784 | 0,39 | 2,95 | 39,94 | 21,57 |

A pesar de ello se observa una mejora de rendimiento importante.

6. CONCLUSIONES GENERALES Y TRABAJO FUTURO

De la aplicación del modelo de simulación, se extraen las siguientes conclusiones:

- Dimensionamiento de los componentes del ciclo. El modelo permite comprobar de forma sencilla si, con los componentes seleccionados, es posible realizar el ciclo ORC que se plantea en las condiciones de operación. Además, en función del modo de operación, señala las dimensiones que deberían tener los intercambiadores o incluso proporciona las temperaturas de salida de los fluidos lo que permite determinar cuáles son el sobrecalentamiento y el subenfriamiento que se producen.
- Eficiencias: Permite una obtener una idea de la eficiencia del ciclo y de las eficiencias de los componentes. La eficiencia del ciclo es muy importante ya que determina en realidad el porcentaje de energía térmica procedente del foco térmico caliente que se es capaz de convertir en energía eléctrica.

$$\eta_{termico} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{entrada}} \rightarrow \dot{W}_{neto} = \eta_{termico} * \dot{Q}_{entrada}$$

Esto permite iniciar una aproximación al cálculo financiero sobre la amortización de la máquina y el rendimiento económico que se puede obtener de la fuente de calor.

- Parametrización de correlaciones: Dado que el modelo es abierto, permite añadir nuevas correlaciones. Estas correlaciones pueden estar basadas en experimentaciones sobre el mismo fluido primario e intercambiadores de placa plana o sobre otros fluidos. Si se añaden nuevas correlaciones basadas en el mismo fluido, cabe la posibilidad de en base a experimentación determinar cuáles son las que tienen un mejor ajuste a la realidad. Por el contrario, si se añaden nuevas correlaciones sobre otros fluidos, esto permitirá la posibilidad de comparación de ciclos de distintos fluidos primarios en función de su eficiencia.

- Puerta abierta a la comparación con datos empíricos. Detrás de este modelo existe el proyecto de montaje de una máquina basada en un ciclo orgánico Rankine. Una vez que se tenga esta máquina en funcionamiento se podrán comparar los datos obtenidos del modelo con datos recibidos a través de los sensores de la máquina lo que permitirá ajustar el modelo y trabajar en posteriores investigaciones.

Las **conclusiones** más relevantes que se deducen de este trabajo se resumen en los siguientes puntos:

- 1) El modelo permite dimensionar los diferentes componentes de la máquina en función de los focos de calor y de la potencia eléctrica que se desea obtener.
- 2) Se pueden calcular todas las propiedades de cada estado del ciclo termodinámico.
- 3) Permite calcular todas las variables representativas de las transferencias de calor que se producen en el evaporador y en el condensador, independientemente de si se está trabajando en simple o doble fase.
- 4) Admite seleccionar diferentes correlaciones en la transmisión de calor.
- 5) Se pueden seleccionar diferentes bombas o turbinas axiales identificándolas por sus curvas características.
- 6) Permite las potencias térmicas o mecánicas de cada componente, así como sus rendimientos.
- 7) Calcula el rendimiento del ciclo termodinámico.

Sin embargo, existen también otros puntos en los que sería necesario profundizar y que se plantean a continuación como **líneas de trabajo futuro**:

- 1) Desarrollo e instalación de una máquina que opere bajo el ciclo orgánico Rankine (ORC), según el dimensionamiento ofrecido por el modelo.
- 2) Desarrollo de un software de control y adquisición de datos que integrado con este modelo permita desarrollar nuevas funciones que aproximen aún más la simulación a la realidad.
- 3) Investigación sobre la selección de los componentes de forma que se obtenga una mayor eficiencia en el ciclo energético



BIBLIOGRAFÍA

- [1] Bianchi y De Pascale, «Bottoming cycles for electric energy generation: parametric investigation of available and inovative solutions for the exploitation of low and medium temperatura heat sources.,» *Appl. Energy*, 2011.
- [2] B. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis y G. Papadakis, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications.,» *Renewable and Sustaitable Energy Reviews.*, vol. 15, 2011.
- [3] L. Branchini, «Systematic comparison of ORC configurations by means of comprehensive performance indexes.,» *Applied Thermal Energy*, 2013.
- [4] B. Tchanche, M. Pétrissans y G. Papadakis, «Heat sources and organic Rankine cycle machines.,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews.*, vol. 39, pp. 1185-1199, 2014.
- [5] H. Zhai y S. Quoilin, «Categorization and analysis of heat sources for organic Rankine Cycle.,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews.*, vol. 64, pp. 790-805, 2016.
- [6] U. Europea, *Directiva 2012/27/UE Eficiencia Energética*, Bruselas: Diario Oficial de la Unión Europea (2012), 2012.
- [7] G. d. España, «Plan Nacional de Acción de Eficiencia Energética 2017-2020,» BOE, Madrid, 2017.
- [8] S. Quoilin y Martijn Van Den Broek, «Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.
- [9] D. (. B. 1st International Semminar on ORC Power Systems, «International Semminar on ORC Power Systems,» Delft, 2011.
- [10] Acta, «2nd. International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam (Países Bajos),» Rotterdam , 2013.
- [11] Acta, «3rd. International Semminar on ORC Power Systems, Bruselas (Bélgica),» Bruselas, 2015.

- [12] Acta, «4th. International Semminar on ORC Power Systems, Milan (Italia),» Milan (Italia), 2017.
- [13] B. e. al., Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems. Cap. 18, Elsevier, 2017.
- [14] G. d. España, Código Técnico de la Edificación., Madrid: B.O.E., 2017.
- [15] S. Lecompte, «Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery.,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews.*, 2015.
- [16] M. Astolfi, «Technical options for Organic Rankine Cycle Systems,» de *ORC Power Systems.*, Elsevier Ltd., 2017, p. Capítulo 3..
- [17] J. Sarkar, «Review and future trends of supercritical CO2 Rankine Cycle.,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 48, pp. 434-451, 2015.
- [18] F. Heberle y Brüggemann, D, «Termo-economic evaluation of organic Rankine cycles for geothermal power generation using zeotropic mixtures.,» *Energies*, 2015.
- [19] J. Bao y Zhao, L, «A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle.,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews.*, vol. 24, pp. 235-342, 2013.
- [20] E. Lemmon y Huber, M.L., «NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties - REFPROP. V9.0,» 2013.
- [21] I. Bell, Wornksi, J y Quoilin, S, «Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical porperti library CoolProp,» *Industrial & Engineering Chemistry Research.*, 2014.
- [22] R. Span, Eckermann, T y Herrig, S, «TREND,» *Thermodynamic Reference and Engineering Data 2.0*, 2015.
- [23] Guoquan y H. Liu, «Expanders for micro CHP systems with organic Rankine cycle.,» *Applied Thermal Engineering*, 2011.
- [24] H. Leibowitz y Smith, «Cost effective small scale ORC systems for power recovery from low grade heat sources.,» *Proceedings of IMECE2006*, 2006.
- [25] V. Lemort y S. Quoilin, «Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle.,» *Applied Thermal Energy*, 2009.

- [26] R. L. Amalfi y Farzad Vakili-Farahani, «Flow boiling and frictional pressure gradients in plate heat exchangers. Part 1: Review and experimental database.,» *International Journal of Refrigeration*, 2015.
- [27] Z. Y. Jiangfeng Wang, «Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source.,» *Energy*, 2012.
- [28] J. W. Man Wang, «Thermodynamic analysis and optimization of a solar-driven regenerative organic Rankine cycle (ORC) based on flat-plate solar collectors.,» *Applied Thermal Engineering*, 2012.
- [29] M.-H. Yang, «Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery.,» *Energy*, 2015.
- [30] G. S. Guopeng Yu, «Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine.,» *Energy*, 2012.
- [31] H. Kumar, «The plate exchanger: construcción and design.,» *Institute of chemical Engineering Symposium*, 1984.
- [32] A. G.A. Longo, «Refrigerant R134a vaporisation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger.,» *ScienceDirect*, 2007.
- [33] F. V. G. J.R. García-Cascales, «Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers.,» *International Journal of Refrigeration*, 2007.
- [34] W. e. al, «Aproximate correlations for chevron-type plate heat exchangers.,» *National Heat Transfer Conference. New York*, 1995.
- [35] R. M. A. Muley, «Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate hat exchanger with chevron plates.,» *Journal of Heat Transfer*, 1999.
- [36] W. M. Rohsenow, *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill, 1988.
- [37] T. L. Y.Y. Yan, «Evaporación heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger.,» *Journal of Heat Transfer*, 1999.
- [38] A. Mills, *Transferencia de Calor*, Irwin, 1995.
- [39] N. I. S. a. NIST, «Standard reference database. Reference fluid thermodynamic and transport properties.,» 2010.



- [40] A. D. K. ADRIAN BEJAN, «Heat Transfer Handbook,» Wiley, 2003.
- [41] A. Muley, «Heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers,» *Ph.D thesis. Un Cincinnati.*, 1997.
- [42] W. Nusselt, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes., Ver.Dtsch.Ing., 1916.
- [43] H. S. U. Grigull, Heat Conduction, New York: Springer-Verlag, 1984.
- [44] S. C. Roberto Bracco, «Experimental tests and modelization of a domestic-scale ORC (Organic Rankine Cycle).,» *Elsevier*, 2012.
- [45] H. S. Demierre J, «Prototype of a thermally driven heat pump based on integrated Organic Rankine Cycles ORC.,» *Energy*, 2012.
- [46] Q. S., «Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems.,» *Energy Rev*, 2013.
- [47] First international seminar on ORC power systems, «<http://www.orc2011.nl/>,» 2011. [En línea].
- [48] M. R. Muley A., «Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger.,» *Journal of Heat Transfer*, 1999.

ANEXO: ESTRUCTURAS Y FUNCIONES PRINCIPALES DEL MODELO

Para el cálculo de las propiedades de cada estado termodinámico y los cambios que se realizan en cada proceso se han desarrollado “estructuras” que contienen todos y cada uno de los datos necesarios.

El empleo de estructuras de datos, es muy importante en un desarrollo informático de nivel, ya que permite manejar todas las variables relacionadas con un objeto de una manera sencilla y estructurada.

Tabla 6-1 Estructura del ciclo termodinámico (DataORC).

| | |
|--------------------------------|---|
| .Refrigerante | Contiene el refrigerante a emplear |
| .T_FF | [K] Temperatura del Foco Frio |
| .T_FC | [K] Temperatura del Foco Caliente |
| .SobrecalentamientoEvapInicial | [K] Dato Inicial |
| .SobrecalentamientoEvap | [K] Dato Inicial |
| .SubenfriamientoCondInicial | [K] Dato Inicial |
| .SubenfriamientoCond | [K] Dato Inicial |
| .PCond | [kPa] Presión de Condensación (Dato Inicial) |
| .TCond | [K] Temperatura de Condensación (dato inicial) |
| .PEvap | [kPa] Presión de Evaporación o Ebullición (dato inicial) |
| .TEvap | [K] Temperatura de Evaporación o Ebullición (dato inicial) |
| .mp | [kg/s] Flujo másico del Refrigerante |
| .X1 | [Adim] Calidad del refrigerante a la entrada de la bomba |
| .X2 | [Adim] Calidad del refrigerante a la entrada del evaporador |
| .X3 | [Adim] Calidad del refrigerante a la entrada de la turbina |

| | |
|---------------|---|
| .X4 | [Adim] Calidad del refrigerante a la salida de la turbina |
| .P1 | [kPa] Presión a la entrada de la bomba (dato inicial) |
| .T1 | [K] Temperatura a la entrada de la bomba |
| .P2 | [kPa] Presión a la salida de la bomba (dato inicial) |
| .T2 | [K] Temperatura a la salida de la bomba |
| .P3 | [kPa] Presión a la salida de la caldera (dato inicial) |
| .T3 | [K] Temperatura a la salida de la caldera |
| .P4 | [kPa] Presión a la salida de la turbina (dato inicial) |
| .T4 | [K] Temperatura a la salida de la turbina |
| .h1 | [J/kg] Energía a la entrada de la Bomba |
| .h2 | [J/kg] Energía a la entrada de la Caldera |
| .h3 | [J/kg] Energía a la entrada de la Turbina |
| .h4 | [J/kg] Energía a la entrada de la Condensador |
| .WpBomba | [W] Potencia de la Bomba |
| .QpEvap | [W] Potencia del Evaporador |
| .WpTurbinaORC | [W] Potencia de la Turbina |
| .QpCond | [W] Potencia del Condensador |

Tabla 6-2: Estructura del Evaporador – (DataEvap).

| | |
|-----------------|--|
| .Modelo | Modelo del Intercambiador |
| .FluidoFrio | Fluido primario. |
| .FluidoCaliente | Fluido secundario |
| .AEvap | [m ²] Área de intercambio del Evaporador |

| | |
|------------------------|--|
| .ATransferNecesariaORC | [m ²] Área que necesita el ORC planteado |
| .ARestante | [m ²] Área que todavía queda sin utilizar. |
| .LongExtPlacas | [m] Longitud de las placas |
| .AnchoExtPlacas | [m] Ancho de las placas |
| .GrosorExtEvaporador | [m] Grosor del Condensador |
| .LongPlacas | [m] Longitud mojada de las placas |
| .AnchoPlacas | [m] Ancho mojado de las placas |
| .LDiagonal | [m] Diámetro en la diagonal de dos conexiones |
| .ChevronAngle | [°] Angulo de la corrugación del intercambiador de placas BPHE |
| .NPlacas | Nº Placas Intercambiador |
| .NCanalesFrio | Nº Canales fluido primario |
| .NCanalesCaliente | Nº Canales fluido secundario |
| .NCanales | Nº Canales total. |
| .PerdidaCarga | [kPa] Perdida de carga del fluido primario. |
| .nPasos | Numero de pasos por el intercambiador. |
| .Correlacion1Fase | Correlación monofásica utilizada |
| .Correlacion2Fases | Correlación bifásica utilizada. |
| .mpf | [kg/s] Flujo másico fluido primario |
| .mpc | [kg/s] Flujo másico fluido secundario. |
| .kMaterial | [W/(m*K)] Conductividad del material del evaporador. |
| .EspesorPlaca | [m] Espesor de cada placa. Como la practica |
| .ChannelGap | Ancho entre placas para que pase el fluido |
| .ATransversalCanal | Área Transversal de un canal (Channel Cross Área) |
| .ATransferCanal | [m ²] Área de transferencia del canal. |
| .PeEvapAgua | [kPa] Presión de entrada del Agua FC |
| .TeEvapAgua | [K] Temperatura entrada Agua FC |

Tabla 6-3: Estructura de datos del Condensador (DataCond).

| | |
|---------|--------------------------|
| .Modelo | Modelo de intercambiador |
|---------|--------------------------|



| | |
|------------------------|--|
| .FluidoFrio | Fluido secundario |
| .FluidoCaliente | Fluido primario |
| .ACond | [m ²] Área de intercambio Condensador |
| .ATransferNecesariaORC | [m ²] Área que necesita el ORC planteado |
| .ARestante | [m ²] Área que sobra/falta para cumplir el ORC planteado |
| .Correlacion1Fase | Correlación monofásica utilizada |
| .Correlacion2Fases | Correlación bifásica utilizada. |
| .kMaterial | [W/(m*K)] Conductividad del material del condensador. |
| .GrosorCondensador | [m] Grosor del Condensador |
| .LongExtPlacas | [m] Longitud exterior de las placas |
| .AnchoExtPlacas | [m] Ancho exterior de las placas |
| .LongPlacas | [m] Longitud de la placa mojada |
| .AnchoPlacas | [m] Ancho de la placa mojada |
| .ChevronAngle | Angulo de la corrugación del intercambiador de placas BPHE |
| .ANecesariaORC | [m ²] Área que necesita el ORC planteado |
| .NPlacas | Nº de Placas |
| .NCanalesFrio | Nº Canales fluido secundario. |
| .NCanalesCaliente | Nº Canales fluido primario |
| .NCanales | Nº Canales totales del intercambiador. |
| .PerdidaCarga | [kPa] Perdida de carga |
| .EspesorTapas | [m] Espesor de las tapas del intercambiador. |
| .GrosorSinTapas | [m] Grosor del intercambiador sin tapas. |
| .EspesorPlaca | [m] Espesor de cada placa. |
| .Di | Diámetro interior conexión |
| .E | [m] Longitud conexión |
| .VolConexion | [m ³] Volumen de fluido en el caliente |
| .VolCanal | [m ³] Volumen del canal |
| .VolFrio | [m ³] Volumen del fluido en el frio |
| .ChannelGap | [m] separación entre placas o ChannelGap |
| .EspesorPlaca | [m] Espesor de placa |
| .nPasos | Nº de pasos por intercambiador |
| .DecrP_Condensador | [kPa] Caída de presión del intercambiador. |

| | |
|------------------|---|
| .Pf | [kPa] Presión de entrada del Agua de Refrigeración |
| .Tfe | [K] Temperatura Agua Refrigeración |
| .Tfs | [K] Temperatura de salida del fluido frio |
| .mpf | [kg/s] |
| .DN_TuboAgua | [m] Diámetro nominal exterior del tubo de agua de refrigeración |
| .e_TuboAgua | [m] Espesor del tubo de agua de refrigeración |
| .Di_TuboAgua | [m] Diámetro interior conexión fluido secundario |
| .ATransvTuboAgua | [m ²] Área transversal fluido secundario |

Funciones principales

Una vez que el programa comienza a ejecutarse, se irán produciendo la llamada de determinadas funciones auxiliares.

Cada función realiza una tarea concreta de cálculo y puede a su vez llamar a otras funciones menores para ejecutar tareas repetitivas.

Las principales funciones desarrolladas son:

f 00 ORC: Calcula todas las variables y resultados del ciclo ORC. La función se inicia basándose en los datos de partida y en las estructuras de datos anteriormente enunciadas. Lleva en su interior, lleva un método iterativo para asegurarse de que el ciclo vuelve exactamente a los valores de partida del estado 1.

f 01 EvapRatingSizing: Se ejecuta cuando, la función f00_ORC llega al cálculo del evaporador. Determina tanto el área necesaria para realizar una evaporación completa, incluyendo el sobrecalentamiento reflejado en la estructura ORC, como las temperaturas de salida de los fluidos primario y secundario. También admite que se le pase un área prefijado, y en este caso nos indica si la superficie de intercambio es suficiente para alcanzar los objetivos previstos en la estructura ORC o se necesita un área adicional.

Calcula además las temperaturas de salida de ambos fluidos con el área que se le ha pasado.

Los cálculos de transferencia de calor se realizan empleando las correlaciones necesarias tanto en una sola fase como en dos fases.

f02_CondRatingSizing: Al igual que sucede en el evaporador, también para la condensación se ha provisto de un cálculo de transferencia de calor. La función determina el área necesaria para realizar la condensación completa, incluyendo el subenfriamiento reflejado en la estructura ORC. Calcula las temperaturas de los fluidos a la salida del condensador.

Si se le pasa un área de condensación concreta, la función es capaz de determinar las temperaturas de salida de ambos fluidos en función de esa área y además informa del área adicional que se necesitaría para alcanzar los objetivos fijados en la estructura ORC.

En el interior de las funciones descritas en los párrafos anteriores, se encuentran funciones para cálculo de:

- Calores específicos partiendo de la temperatura de entrada.
- Coeficientes de convección y cambio de fase
- Coeficiente global de transferencia de calor.
- Áreas de intercambio por el método de la diferencia de temperaturas logarítmica media.
- Temperaturas de salida de los fluidos primario y secundario mediante el método NTU – (Number of Transfer Units).

Algunas de estas funciones emplean en su interior métodos iterativos para el cálculo de áreas o coeficientes de transferencia de calor.