

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



PONTIFICIA
**UNIVERSIDAD
CATÓLICA**
DEL PERÚ

**DISEÑO ENERGÉTICO DEL EVAPORADOR DE UN CICLO
RANKINE ORGÁNICO UTILIZANDO EL REFRIGERANTE R123
PARA EL APROVECHAMIENTO DE LOS GASES DE
COMBUSTIÓN DE UN MOTOR A GAS NATURAL DE 3000 KW**

Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico,
que presenta el bachiller:

ALBERTO LONGOBARDO VILELA SEVILLANO

ASESOR: DR. LUIS RICARDO CHIRINOS GARCÍA

Lima, Mayo del 2015



© 2015, Alberto Longobardo Vilela Sevillano

Se autoriza la reproducción total o parcial,
con fines académicos a través de cualquier
medio o procedimiento, incluyendo la cita
bibliográfica del documento.

RESUMEN

En el presente trabajo se ha realizado el diseño del evaporador del ciclo Rankine orgánico, el cual cumple con la disponibilidad de espacio requerido y la caída de presión admisible. A su vez, este diseño garantiza la transferencia de calor de los gases de combustión hacia el refrigerante R123.

Para el diseño del evaporador se comenzó por determinar las propiedades termodinámicas y termofísicas del refrigerante R123. A su vez, se determinó la composición de los gases de combustión, temperatura de entrada, flujo másico y propiedades termofísicas de cada componente de los gases. Por lo tanto, las condiciones nominales de operación son las siguientes: presión absoluta de evaporación de 2 MPa, temperatura de condensación de 330 K, flujo másico del refrigerante R123 de 4 kg/s, temperatura de entrada de los gases de combustión 740 K y flujo másico de los gases de combustión 4.35 kg/s.

Finalmente, se realizó el diseño del evaporador definiendo la geometría, número de pasos, número de tubos y separación entre tubos. De acuerdo a este análisis, se determinó que el área superficial requerida para la eficiente transferencia de calor es 37.7 m², por lo tanto, se seleccionaron 250 tubos de ¾" de diámetro nominal y una longitud de 2.5 m.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

| | |
|---------------|--|
| TÍTULO | DISEÑO ENERGÉTICO DEL EVAPORADOR DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO UTILIZANDO EL REFRIGERANTE R123 PARA EL APROVECHAMIENTO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN DE UN MOTOR A GAS NATURAL DE 3000 KW. |
| ÁREA | Energía # 332 |
| PROPUESTO POR | Dr. Luis Ricardo Chirinos García |
| ASESOR | Dr. Luis Ricardo Chirinos Garcia |
| TESISTA | Alberto Longobardo Vilela Sevillano |
| CÓDIGO | 20101503 |
| FECHA | 26 de noviembre de 2015 |

**DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

En la actualidad, el consumo global de energía se encuentra en aumento y para satisfacer dicho consumo se emplea principalmente combustibles fósiles. Sin embargo, estos conllevan a problemas ambientales debido a los gases de efecto invernadero. Por ello, se está desarrollando la tecnología necesaria para generar energía a partir de fuentes de energía no convencionales.

El objetivo principal de la tesis es determinar la capacidad térmica del refrigerante R123 para el aprovechamiento del calor contenido en los gases de combustión de un motor combustión interna. Para ello, se hallará las condiciones de operación tales como temperatura de condensación y presión de evaporación con las cuales se obtenga la mayor eficiencia del ciclo.

El tema propuesto incluye la recopilación de la información actual de los refrigerantes. Así como, la revisión de la tecnología para definir las ecuaciones de estado de los refrigerantes, propiedades del ciclo termodinámico y diseño del evaporador para la condición óptima de operación que comprende área de transferencia, número de tubos y materiales.






TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO ENERGÉTICO DEL EVAPORADOR DE UN CICLO
RANKINE ORGÁNICO UTILIZANDO EL REFRIGERANTE R123
PARA EL APROVECHAMIENTO DE LOS GASES DE
COMBUSTIÓN DE UN MOTOR A GAS NATURAL DE 3000 KW**

Introducción

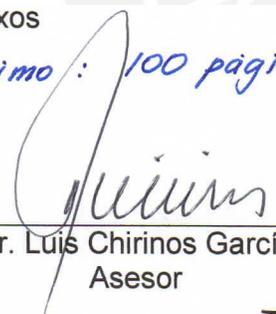
1. Sistemas de recuperación de calor residual
2. Refrigerantes
3. Motores de combustión interna
4. Cálculos y resultados

Observaciones y recomendaciones

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Máximo: 100 páginas
Dr. Luis Chirinos García
Asesor

AGRADECIMIENTOS

A mis padres y hermanos quienes me apoyaron a lo largo de estos años.

Al Dr. Luis Chirinos por su apoyo constante durante el desarrollo del presente documento.



ÍNDICE

| | |
|---|------------|
| ÍNDICE DE TABLAS..... | v |
| ÍNDICE DE ILUSTRACIONES | vi |
| LISTA DE SÍMBOLOS..... | vii |
| INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1 SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR..... | 3 |
| 1.1 Factores que afectan la factibilidad | 4 |
| 1.1.1 Cantidad de calor residual..... | 4 |
| 1.1.2 Temperatura del flujo residual | 5 |
| 1.2 Máxima eficiencia..... | 6 |
| 1.3 Ciclo Rankine orgánico | 8 |
| 1.3.1 Componentes principales..... | 8 |
| 1.3.2 Tipos de ORC | 12 |
| 1.4 Intercambiadores de calor | 17 |
| 1.4.1 Tipos de intercambiadores de calor..... | 17 |
| 1.4.2 Selección de intercambiador de calor..... | 18 |
| 1.4.3 Diseño del evaporador | 19 |
| 2 REFRIGERANTES..... | 29 |
| 2.1 Clasificación..... | 30 |
| 2.2 Propiedades de los fluidos orgánicos..... | 31 |
| 2.2.1 Punto triple..... | 31 |
| 2.2.2 Punto de ebullición..... | 31 |
| 2.2.3 Punto crítico | 31 |
| 2.2.4 Condiciones de saturación | 32 |
| 2.2.5 Calor específico para gases ideales..... | 35 |
| 2.2.6 Conductividad térmica..... | 35 |
| 2.2.7 Viscosidad dinámica | 38 |
| 2.3 Ecuaciones fundamentales de estado..... | 38 |
| 2.3.1 Tipos de ecuaciones de estado..... | 38 |
| 2.3.2 Ecuación de estado BACKONE | 40 |
| 2.4 Cálculo de propiedades termodinámicas..... | 45 |

| | | |
|----------|--|-----------|
| 2.5 | Características necesarias..... | 45 |
| 2.6 | Composición del refrigerante orgánico R123..... | 456 |
| 3 | MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA | 47 |
| 3.1 | Ciclo teórico Diesel | 47 |
| 3.2 | Balance térmico | 48 |
| 3.3 | Configuraciones principales | 50 |
| 3.4 | Gases de combustión | 52 |
| 3.4.1 | Componentes principales..... | 52 |
| 3.4.2 | Propiedades de los gases de combustión | 53 |
| 4 | CÁLCULOS Y RESULTADOS | 58 |
| 4.1 | Resultados | 58 |
| 4.1.1 | Eficiencia térmica..... | 60 |
| 4.1.2 | Relación de presiones..... | 61 |
| 4.1.3 | Flujo másico..... | 62 |
| 4.1.4 | Calor del evaporador..... | 63 |
| 4.1.5 | Potencia de la turbina y la bomba | 64 |
| 4.2 | Diseño del evaporador | 66 |
| 4.2.1 | Condiciones de operación de los fluidos | 66 |
| 4.2.2 | Propiedades termofísicas del refrigerante R123..... | 67 |
| 4.2.3 | Propiedades termofísicas de los gases de combustión | 70 |
| 4.2.4 | Geometría del evaporador | 74 |
| 4.2.5 | Coefficiente pelicular de la coraza..... | 75 |
| 4.2.6 | Coefficiente pelicular de los tubos sin cambio de fase | 76 |
| 4.2.7 | Coefficiente pelicular de los tubos para cambio de fase..... | 79 |
| 4.2.8 | Resultados..... | 82 |
| | CONCLUSIONES | 84 |
| | BIBLIOGRAFÍA | 86 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|---|----|
| Tabla 1.1 – Clasificación por temperatura de los calores residuales | 5 |
| Tabla 1.2 – Ejemplo de fuentes de calor de media temperatura | 6 |
| Tabla 1.3 – Estándares de intercambiadores de coraza y tubos..... | 23 |
| Tabla 1.4 – Resistencia adicional por ensuciamiento..... | 28 |
| Tabla 2.1 – Punto crítico, masa molecular del refrigerante R123..... | 32 |
| Tabla 2.2 – Coeficientes para determinar la presión absoluta de saturación..... | 33 |
| Tabla 2.3 – Coeficientes para calcular la densidad de líquido saturado | 33 |
| Tabla 2.4 – Coeficientes para calcular la densidad de vapor saturado | 34 |
| Tabla 2.5 – Coeficientes para calcular el calor específico para gases ideales | 35 |
| Tabla 2.6 – Coeficientes para determinar la conductividad térmica | 37 |
| Tabla 2.7 – Parámetros característicos para ecuación BACKONE..... | 42 |
| Tabla 2.8 – Relación de propiedades termodinámicas básicas | 45 |
| Tabla 3.1 – Características del generador eléctrico a gas natural | 52 |
| Tabla 3.2 – Composición de los gases de combustión para cada proceso..... | 53 |
| Tabla 3.3 – Composición de los gases de combustión..... | 54 |
| Tabla 3.4 – Propiedades termofísicas del dióxido de carbono | 54 |
| Tabla 3.5 – Propiedades termofísicas del vapor de agua..... | 54 |
| Tabla 3.6 – Propiedades termofísicas del nitrógeno..... | 55 |
| Tabla 3.7 – Propiedades termofísicas del oxígeno..... | 55 |
| Tabla 4.1 – Condiciones de operación para el refrigerante R123 | 67 |
| Tabla 4.2 – Condiciones de operación de los gases de combustión..... | 67 |
| Tabla 4.3 – Propiedades termodinámicas del refrigerante R123 | 67 |
| Tabla 4.4 – Propiedades termofísicas del refrigerante R123 | 70 |
| Tabla 4.5 – Propiedades termofísicas de cada elemento de los gases de combustión..... | 71 |
| Tabla 4.6 – Viscosidad dinámica de cada elemento de los gases de combustión a T_w | 73 |
| Tabla 4.7 – Parámetros geométricos para el diseño del evaporador | 75 |
| Tabla 4.8 – Geometría final del evaporador | 83 |

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

| | |
|---|----|
| Figura 1.1 – Eficiencia de Carnot en función del gradiente de temperatura | 7 |
| Figura 1.2 - Principales componentes de un ciclo Rankine orgánico | 8 |
| Figura 1.3 – Diagrama T-s del ciclo Rankine orgánico ideal, teórico y real..... | 9 |
| Figura 1.4 – Diagrama T-s para un ORC tipo “B1” | 13 |
| Figura 1.5 – Diagrama T-s para un ORC tipo “B2” | 13 |
| Figura 1.6 – Diagrama T-s para un ORC tipo “B3” | 14 |
| Figura 1.7 – Diagrama T-s para un ORC tipo “O2”..... | 15 |
| Figura 1.8 – Diagrama T-s para un ORC tipo “O3”..... | 15 |
| Figura 1.9 – Diagrama T-s para un ORC tipo “S1” | 16 |
| Figura 1.10 – Diagrama T-s para un ORC tipo “S2” | 16 |
| Figura 1.11 – Intercambiador de calor de doble tubo. (a) Flujo paralelo. (b) Flujo cruzado..... | 17 |
| Figura 1.12 – Intercambiador de calor de coraza y tubos de flujo cruzado y contraflujo | 17 |
| Figura 1.13 – Arreglo de intercambiador coraza y tubos con aletas diseñado por Zhang et al . | 19 |
| Figura 1.14 – Eficiencia del intercambiador diseñado por Zhang et al..... | 19 |
| Figura 1.15 – Esquema técnico del evaporador | 20 |
| Figura 1.16 – Área superficial en función de la temperatura del flujo residual..... | 21 |
| Figura 1.17 – Arreglos de los tubos interiores del intercambiador de calor..... | 22 |
| Figura 1.18 – Diagrama T-Q para un evaporador sin sobrecalentamiento | 26 |
| Figura 2.1 – Clasificación de los refrigerantes por diagrama T-s | 30 |
| Figura 3.1 – Diagrama presión vs volumen del ciclo teórico Diesel | 48 |
| Figura 3.2 – Balance térmico de los motores de combustión interna..... | 48 |
| Figura 3.3 – Balance térmico para un motor Diesel..... | 49 |
| Figura 3.4 – Recuperador de gases de combustión | 50 |
| Figura 3.5 – Recuperador de gases de combustión y agua de refrigeración | 51 |
| Figura 3.6 – Recuperador de calor interno | 51 |
| Figura 4.1 – Diagrama de flujo de trabajo para calcular el ORC | 59 |
| Figura 4.2 – Diagrama T-s de referencia | 60 |
| Figura 4.3 – Eficiencia térmica del ciclo Rankine orgánico..... | 61 |
| Figura 4.4 – Relación de presiones del ciclo Rankine orgánico | 62 |
| Figura 4.5 – Flujo másico del ciclo Rankine orgánico..... | 63 |
| Figura 4.6 – Calor del evaporador del ciclo Rankine orgánico | 64 |
| Figura 4.7 – Potencia de la turbina del ciclo Rankine orgánico..... | 65 |
| Figura 4.8 – Potencia de la bomba del ciclo Rankine orgánico..... | 65 |
| Figura 4.9 – Diagrama T-s para la condición de operación..... | 66 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | | |
|-------------------|---|--|
| A_e | : | Área de flujo en el lado de la coraza [m ²] |
| A_s | : | Área superficial requerida en el evaporador [m ²] |
| \dot{Q}_C | : | Calor del condensador [kW] |
| \dot{Q}_E | : | Calor del evaporador [kW] |
| Cp_i | : | Calor específico de cada componente [kJ/kg.K] |
| Cp_{gc} | : | Calor específico de los gases de combustión [kJ/kg.K] |
| Cp_R | : | Calor específico del refrigerante R123 [kJ/kg.K] |
| Cp^0 | : | Calor específico para gases ideales [J/kg.K] |
| L | : | Calor latente de fusión [kJ/kg] |
| \dot{Q} | : | Calor residual [kW] |
| f | : | Coefficiente de fricción |
| U | : | Coefficiente global de transferencia [W/m ² .K] |
| U_f | : | Coefficiente global de transferencia [W/m ² .K] |
| h_e | : | Coefficiente pelicular para el lado de la coraza [W/m ² .K] |
| h_i | : | Coefficiente pelicular para el lado de los tubos [W/m ² .K] |
| h_l | : | Coefficiente pelicular para líquido saturado [W/m ² .K] |
| i, j | : | Componentes de los gases de combustión |
| λ_i | : | Conductividad térmica de cada componente [W/m.K] |
| λ_{gc} | : | Conductividad térmica de los gases de combustión [W/m.K] |
| λ_0 | : | Conductividad térmica del gas diluido [W/m.K] |
| k_c | : | Conductividad térmica del material de los tubos [W/m.K] |
| λ | : | Conductividad térmica del refrigerante R123 [W/m.K] |
| $\Delta\lambda_c$ | : | Conductividad térmica en la región crítica [W/m.K] |
| C | : | Constante adimensional |
| R | : | Constante de los gases ideales [J/kg.K] |
| F_{fl} | : | Constante para el refrigerante R123 |
| A | : | Constantes características del fluido [1/mPa.s] |
| B | : | Constantes características del fluido [1/mPa.s] |
| α^a | : | Contribución "attractive dispersion energy" |
| α^d | : | Contribución "dipolar" |
| α^h | : | Contribución "hard-body" |

| | | |
|----------------------|---|--|
| α^q | : | Contribución “quadrapolar” |
| ρ | : | Densidad [kg/m ³] |
| ρ_c | : | Densidad crítica [kg/m ³] |
| ρ_i | : | Densidad de cada componente [kg/m ³] |
| ρ_l | : | Densidad de líquido saturado [kg/m ³] |
| ρ_{gc} | : | Densidad de los gases de combustión [kg/m ³] |
| ρ_v | : | Densidad de vapor saturado [kg/m ³] |
| δ | : | Densidad reducida |
| D_e | : | Diámetro equivalente [m] |
| d_e | : | Diámetro exterior de los tubos [m] |
| D_s | : | Diámetro interior de la coraza [m] |
| d_i | : | Diámetro interior de los tubos [m] |
| C | : | Distancia entre centros [m] |
| P_T | : | Distancia entre centros de los tubos [m] |
| η_c | : | Eficiencia de Carnot |
| η_p | : | Eficiencia de la bomba |
| η_T | : | Eficiencia de la turbina |
| u^0 | : | Energía interna específica para gases ideales [J/kg] |
| α | : | Energía libre de Helmholtz |
| α^0 | : | Energía libre de Helmholtz del gas ideal |
| A^0 | : | Energía libre de Helmholtz para gases ideales |
| h_i | : | Entalpía específica de cada componente [kJ/kg] |
| h_{gc} | : | Entalpía específica de los gases de combustión [kJ/kg] |
| h_1 | : | Entalpía específica del estado 1 [kJ/kg] |
| h_2 | : | Entalpía específica del estado 2 [kJ/kg] |
| h_{2s} | : | Entalpía específica del estado 2s [kJ/kg] |
| h_3 | : | Entalpía específica del estado 3 [kJ/kg] |
| h_4 | : | Entalpía específica del estado 4 [kJ/kg] |
| h_{4s} | : | Entalpía específica del estado 4s [kJ/kg] |
| s^0 | : | Entropía específica para gases ideales [J/kg.K] |
| $\Delta\lambda_{ex}$ | : | Exceso de conductividad térmica [W/m.K] |
| Z_C | : | Factor de compresibilidad |
| \dot{Q}_p | : | Flujo de calor a las paredes |

| | | |
|----------------|---|--|
| \dot{H}_{ci} | : | Flujo de entalpía por combustión incompleta |
| \dot{H}_g | : | Flujo de entalpía sensible de los gases de combustión |
| \dot{G}_e | : | Flujo de masa por unidad de área [kg/m ² .s] |
| \dot{m}_{gc} | : | Flujo másico de los gases de combustión [kg/s] |
| \dot{m} | : | Flujo másico del flujo residual [kg/s] |
| \dot{m}_R | : | Flujo másico del refrigerante [kg/s] |
| x_i | : | Fracción másica de cada componente |
| L | : | Longitud requerida [m] |
| $M_{i,j}$ | : | Masa molecular de cada componente [kg/mol] |
| Q | : | Momento cuadripolar reducido |
| μ | : | Momento dipolar reducido |
| C_0 | : | Número de convección |
| B_0 | : | Número de evaporación |
| Fr | : | Número de Froude |
| Nu | : | Número de Nusselt |
| Pr | : | Número de Prandtl |
| Re | : | Número de Reynolds |
| N_t | : | Número de tubos |
| φ | : | Parámetro anisotrópico |
| n | : | Parámetro igual a 0.1617 |
| γ | : | Parámetro igual a 0.3674 |
| a | : | Parámetro igual a 0.689 |
| dP/dT | : | Pendiente de la curva de coexistencia en el diagrama p-T |
| N_R | : | Pérdida por rozamiento |
| N_b | : | Potencia de bombeo |
| N_a | : | Potencia de equipos auxiliares |
| \dot{W}_P | : | Potencia de la bomba [kW] |
| \dot{W}_T | : | Potencia de la turbina [kW] |
| N_{pm} | : | Potencia de pérdidas mecánicas |
| PT | : | Potencia de trabajo [kW] |
| N_e | : | Potencia efectiva |
| N_i | : | Potencia indicada |
| p | : | Presión absoluta [MPa] |

| | | |
|-----------------|---|---|
| p_s | : | Presión absoluta de saturación [MPa] |
| p_1 | : | Presión absoluta del estado 1 [MPa] |
| p_2 | : | Presión absoluta del estado 2 [MPa] |
| p_3 | : | Presión absoluta del estado 3 [MPa] |
| p_4 | : | Presión absoluta del estado 4 [MPa] |
| p_c | : | Presión crítica [MPa] |
| R_{fl} | : | Resistencia por ensuciamiento [$m^2.K/W$] |
| B | : | Separación de deflectores [m] |
| T_1 | : | Temperatura a la entrada de la bomba [K] |
| T_2 | : | Temperatura a la salida de la bomba [K] |
| T_3 | : | Temperatura a la entrada de la turbina [K] |
| T_4 | : | Temperatura a la salida de la turbina [K] |
| T | : | Temperatura absoluta [K] |
| T_c | : | Temperatura crítica [K] |
| T_a | : | Temperatura de la fuente de calor [K] |
| T_0 | : | Temperatura del ambiente [K] |
| T_b | : | Temperatura del sumidero de calor [K] |
| ΔT_{ml} | : | Temperatura media logarítmica [K] |
| τ | : | Temperatura reducida |
| Δh | : | Variación de entalpía específica [kJ/kg] |
| ΔV | : | Variación de volumen específico [m^3/kg] |
| λ_{gr} | : | Viscosidad cinemática de los gases de combustión [Pa.s] |
| λ_R | : | Viscosidad cinemática del refrigerante R123 [Pa.s] |
| μ_i | : | Viscosidad de cada componente [Pa.s] |
| μ | : | Viscosidad dinámica [mPa.s] |
| μ_w | : | Viscosidad dinámica de los gases a T_w [Pa.s] |
| μ_{gc} | : | Viscosidad dinámica de los gases de combustión [Pa.s] |
| v_1 | : | Volumen específico del estado 1 [m^3/kg] |

INTRODUCCIÓN

En el desarrollo de la industria a nivel mundial, la energía es un factor sumamente importante para impulsar las actividades de distintos sectores. En la medida que incrementan continuamente las actividades económicas y la población, el consumo global de energía también aumenta. En la actualidad, para satisfacer dicho consumo se utiliza principalmente combustibles fósiles; sin embargo, estos conllevan a problemas ambientales debido a las emisiones de gases de efecto invernadero.

Por ello, se está desarrollando mecanismos para aprovechar las diferentes alternativas de energías renovables, o no convencionales, así como también incrementar la eficiencia de los procesos, reducir el consumo y disminuir los impactos negativos. Para ello, se necesita utilizar sistemas capaces de producir energía eléctrica a partir de los calores residuales tal como el ciclo Rankine orgánico (*Organic Rankine Cycle*, ORC, por sus siglas en inglés), el cual se diferencia del ciclo Rankine en que se utiliza un fluido orgánico de elevado peso molecular (refrigerantes o mezcla amoníaco-agua) en vez de agua.

En la industria, los flujos de calor residual son utilizados para calentar agua para los procesos, precalentar materia prima o simplemente es disipado al ambiente. Sin embargo, debido al gran potencial de energía que contienen y la permanente disponibilidad, se puede aprovechar para generar energía eléctrica.

Por las razones previamente mencionadas, se requiere un mayor análisis del comportamiento de refrigerante R123 y del evaporador. Por ello, se propone diseñar el evaporador para las condiciones de operación óptimo en función a sus propiedades termodinámicas y termofísicas, lo cual comprende la geometría y las dimensiones principales del evaporador para implementarlo a la salida de un motor de combustión interna de 3000 kW.

Desde un enfoque técnico-económico, el área superficial, la diferencia de temperaturas y el flujo másico son parámetros importantes para diseñar los intercambiadores de calor (evaporador y condensador), pues el costo de estos equipos representa entre el 80 y 90% de la inversión total [1].

1. Objetivos

1.1. Objetivo general

- Diseñar el evaporador del ciclo Rankine orgánico para aprovechar los gases de combustión de un generador eléctrico de 3000 kW utilizando el refrigerante R123.

1.2. Objetivos específicos

- Determinar la condición óptima de trabajo en función a la temperatura de condensación y presión absoluta de evaporación.
- Obtener los parámetros de entrada, tales como temperatura, flujo másico y composición del producto de los gases de combustión.
- Determinar las propiedades termodinámicas y termofísicas del refrigerante R123 en función de la temperatura y densidad.
- Calcular las propiedades intensivas y extensivas del ciclo termodinámico, considerando las eficiencias isoentrópicas de la bomba y la turbina.
- Calcular la eficiencia térmica del ciclo termodinámico, considerando las eficiencias isoentrópicas de la bomba y la turbina.
- Definir los componentes principales del ciclo Rankine orgánico, considerando el refrigerante R123.
- Definir el punto de operación óptimo para el ciclo Rankine orgánico.
- Estimar la geometría del evaporador y sus principales dimensiones necesarias para la máxima transferencia de calor.

CAPÍTULO 1

SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

Actualmente, se están implementando distintas medidas para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. A su vez, al implementar sistemas de recuperación de calor residual se reduce el consumo de combustible fósiles, lo cual también disminuye los costos operativos y las emisiones de los gases que contribuyen negativamente el ambiente.

Se define como calor residual al calor que se obtiene de los diferentes procesos luego de que ha cumplido su principal función. Entre las fuentes de calor residual se encuentran los gases de combustión, vapor de los procesos industriales, energía solar, entre otras. Hasta la fecha, no se conoce con precisión la cantidad de calor residual disponible, no obstante, se estima que entre el 20% y 50% del consumo energético se descarga al ambiente como calor residual.

Las nuevas tecnologías se centran en diseñar procesos industriales cada vez más eficientes, mejorar la eficiencia de los equipos y disminuir la temperatura del calor residual. Sin embargo, esto se ve limitado por las leyes termodinámicas. Por lo que, generalmente, los flujos residuales suelen ser usados para intercambiar calor con otro proceso (precalentar el fluido antes de la combustión o calentar un ambiente específico) o precalentar el agua para las calderas (disminuyendo la cantidad de energía necesaria para calentar el agua). Sin embargo, se puede obtener un mejor provecho al implementar los sistemas de recuperación de calor al generar energía eléctrica.

1.1 Factores que afectan la factibilidad

Para implementar un sistema de recuperación de calor residual se debe hacer un análisis técnico-económico y, a partir de ese análisis, determinar si es factible su implementación. Por ello, los criterios que se deben determinar para hacer el análisis técnico son los siguientes:

- Cantidad de calor residual
- Calidad del calor residual (composición, temperatura, etc)
- Disponibilidad y estabilidad del calor disponible

Con estos criterios se puede determinar si hay ciertas limitaciones con respecto al diseño y los materiales. Asimismo, la composición del flujo es importante, pues puede conllevar a problemas de corrosión. Además, la disponibilidad es un criterio sumamente importante, pues delimita el tiempo en el cual puede estar operando el sistema.

1.1.1 Cantidad de calor residual

La cantidad de calor hace referencia a cuánta energía contiene el flujo residual. Evidentemente, no solo se necesita una buena cantidad de calor, sino que sea también de buena calidad (composición, buenas propiedades y alta temperatura). La cantidad de calor se halla mediante la primera ley de termodinámica según la ecuación (1.1).

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (1.1)$$

Donde,

| | | |
|------------|---|---|
| \dot{Q} | : | Calor residual [kW] |
| \dot{m} | : | Flujo másico del flujo residual [kg/s] |
| Δh | : | Variación de entalpía específica del flujo residual [kJ/kg] |

Para medir la entalpía específica se debe comparar entre dos estados a distintas temperaturas. Generalmente la temperatura más baja es a condiciones de ambiente, mientras que la más alta está limitada por el flujo residual.

1.1.2 Temperatura del flujo residual

La temperatura del flujo residual es el parámetro más importante para determinar la factibilidad del sistema. Estos pueden variar significativamente de acuerdo a la fuente de calor a aprovechar. La diferencia entre la fuente de calor y el sumidero de calor delimita la cantidad de calor que se puede transferir en el intercambiador de calor.

A su vez, también delimita la eficiencia máxima teórica (eficiencia de Carnot). Por ello, se tienen tres clasificaciones de calidad que dependen de la temperatura de la fuente de calor. De manera convencional, estas fuentes de calor se clasifican en tres rangos de temperatura (Tabla 1.1).

Tabla 1.1 – Clasificación por temperatura de los calores residuales. Adaptado de [2].

| Clasificación | Rango de Temperatura [°C] | Ventajas | Desventajas | Usos |
|-------------------|---------------------------|--|--|--|
| Alta Temperatura | 590 – 1650 | <ul style="list-style-type: none"> - Alta calidad de energía - Alta eficiencia - Alta transferencia de calor por unidad de área | <ul style="list-style-type: none"> - Materiales costosos en los intercambiadores de calor - Alta inversión económica | <ul style="list-style-type: none"> - Precalentar aire para combustión - Generación de Vapor - Calentar materia prima |
| Media Temperatura | 200 – 590 | <ul style="list-style-type: none"> - Materiales menos costosos - Menor inversión económica - Adecuado para generación de energía | <ul style="list-style-type: none"> - Los fluidos de trabajo deben tener propiedades especiales | <ul style="list-style-type: none"> - Precalentar aire para combustión - Generación de Vapor - Generación de Energía (Ciclo Rankine Orgánico) |
| Baja Temperatura | 200 a menos | <ul style="list-style-type: none"> - Numerosas fuentes de calor - Menos eficiente | <ul style="list-style-type: none"> - Baja eficiencia - Pocas aplicaciones - Posible condensación de los fluidos | <ul style="list-style-type: none"> - Calentar ambientes - Calentar agua para uso doméstico |

De la Tabla 1.1 se observa que los sistemas para altas temperaturas son los más eficientes, sin embargo, la inversión económica también es elevada por los materiales y equipos. Como alternativa, las fuentes de media temperatura son una opción más

económica y adecuada para implementar un sistema de recuperación a partir de los gases de combustión. En la Tabla 1.2, se puede observar algunos rangos de temperatura para los gases de combustión de distintas fuentes de calor de media temperatura.

Tabla 1.2 – Ejemplo de fuentes de calor de media temperatura. Adaptado de [2].

| Fuente de calor | Potencia [kW] | Consumo específico [BTU/kWh] | Eficiencia térmica [%] | Temperatura de gases de combustión [°C] |
|---------------------------|-------------------|------------------------------|------------------------|---|
| Motor de gasolina | 500 - 17000 | 13000 - 9500 | 52 | 310 - 650 |
| Motor Diesel | 100 – 4000 | 14000 - 9500 | 50 | 370 - 810 |
| Turbina de gas industrial | 800 - 10000 | 14000 - 11000 | 50 | 420 - 530 |
| Turbinas a vapor | 5000 - 200 000 | 30000 - 10000 | 28 | 170 - 530 |

1.2 Máxima eficiencia

La eficiencia de Carnot representa la máxima eficiencia posible que se puede obtener de una máquina térmica bajo una condición de operación específica. Se define según la ecuación (1.2).

$$\eta_c = 1 - \frac{T_b}{T_a} \quad (1.2)$$

Donde,

- η_c : Eficiencia de Carnot
- T_a : Temperatura de la fuente de calor [K]
- T_b : Temperatura del sumidero de calor [K]

A su vez, la eficiencia de Carnot incrementa para gradientes altas de temperatura y disminuye para gradientes bajas de temperatura (Figura 1.1).

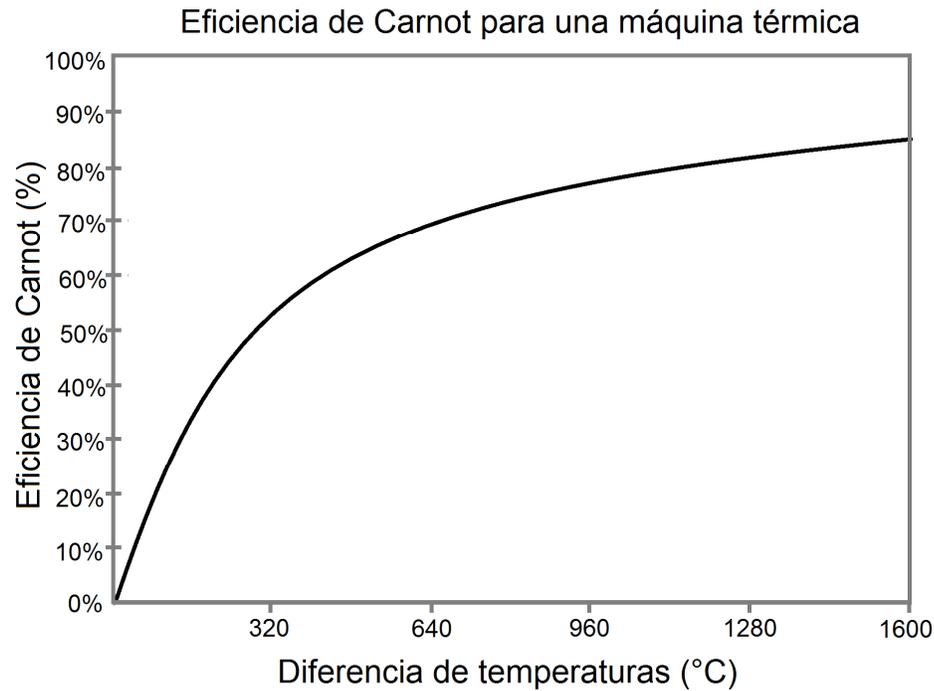


Figura 1.1 – Eficiencia de Carnot en función del gradiente de temperatura. Adaptado de [3].

Como se puede observar en la Figura 1.1, la temperatura del calor residual afecta significativamente la factibilidad del sistema. Por ello, se define el potencial de trabajo (PT) como el máximo trabajo posible que se puede obtener usando una máquina térmica entre la temperatura del flujo residual y la temperatura ambiental. Este se calcula multiplicando la eficiencia de Carnot (η_c) y la cantidad de calor residual (\dot{Q}) según la ecuación (1.3).

$$PT = \eta_c \cdot \dot{Q} = \left(1 - \frac{T_0}{T_a}\right) \cdot \dot{Q} \quad (1.3)$$

Donde,

| | | |
|-----------|---|---------------------------------------|
| PT | : | Potencia de trabajo [kW] |
| η_c | : | Eficiencia de Carnot |
| \dot{Q} | : | Calor residual [kW] |
| T_a | : | Temperatura de la fuente de calor [K] |
| T_0 | : | Temperatura del ambiente [K] |

1.3 Ciclo Rankine orgánico

Entre los distintos ciclos termodinámicos, el ciclo Rankine orgánico (ORC, por sus siglas en inglés) es de los más eficientes para bajas temperaturas como es el caso de los motores de combustión interna. A diferencia del ciclo Rankine se emplea un fluido orgánico (refrigerante) en vez de agua, el cual tiene menor punto crítico.

1.3.1 Componentes principales

Está compuesto por una bomba, una turbina y dos intercambiadores de calor llamados evaporador y condensador, tal como se muestra en la Figura 1.2. El refrigerante que circula por el ciclo cerrado pasa a través de cuatro estados termodinámicos de acuerdo a la Figura 1.3.

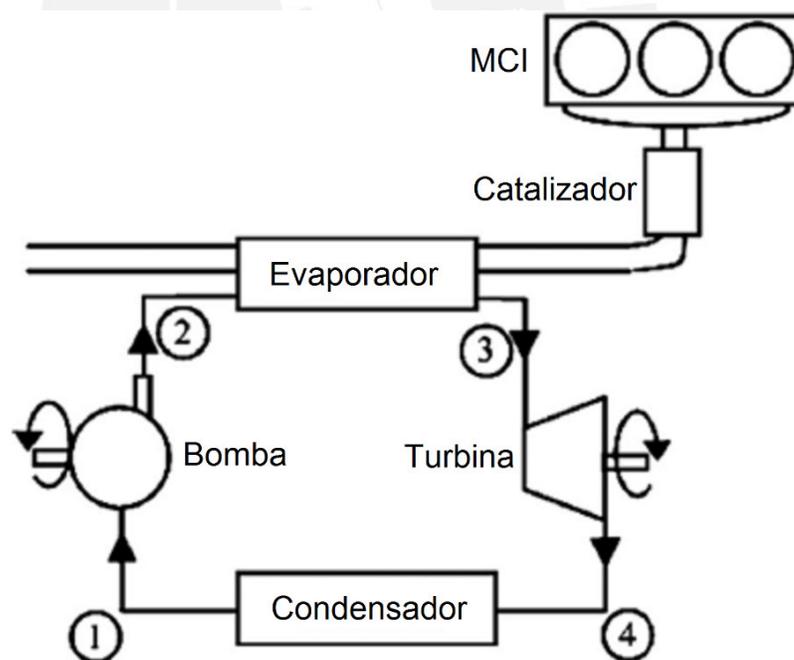


Figura 1.2 - Principales componentes de un ciclo Rankine orgánico. Adaptado de [4].

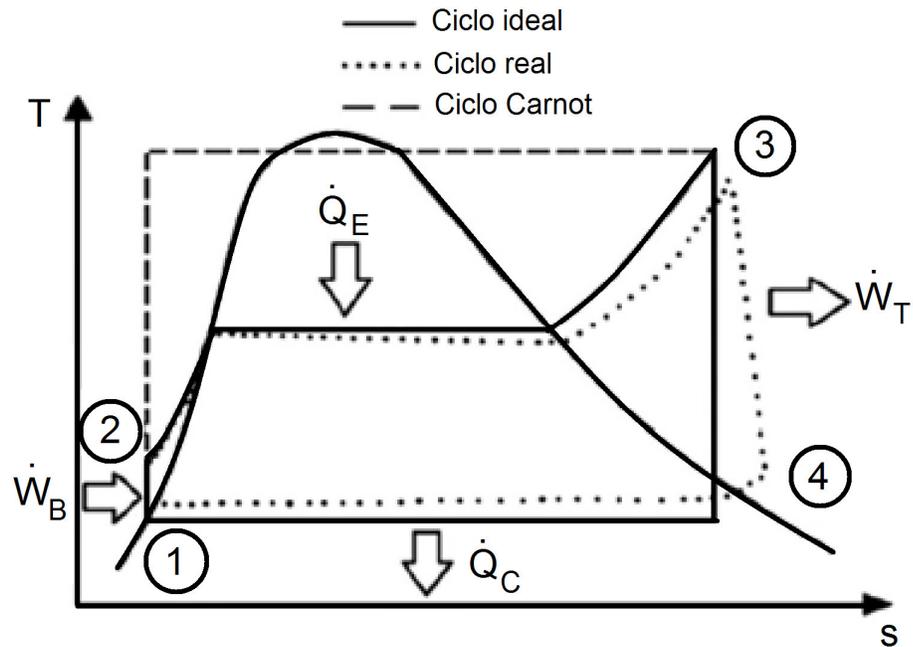


Figura 1.3 – Diagrama T-s del ciclo Rankine orgánico ideal, teórico y real. Adaptado de [4].

1.3.1.1 Bomba

En este equipo se realiza el proceso 1-2, en el cual el refrigerante inicia como líquido saturado para luego comprimirse hasta una presión absoluta mayor igual a la del evaporador. La potencia que consume la bomba (\dot{W}_p) se halla mediante la ecuación (1.4).

$$\dot{W}_p = \frac{\dot{m}_R \cdot (h_{2s} - h_1)}{\eta_P} \tag{1.4}$$

Donde,

- \dot{W}_p : Potencia de la bomba [kW]
- \dot{m}_R : Flujo másico del refrigerante [kg/s]
- h_1 : Entalpía específica del estado 1 [kJ/kg]
- h_{2s} : Entalpía específica del estado 2s [kJ/kg]
- η_P : Eficiencia de la bomba

Aplicando la primera ley de la termodinámica para un proceso estacionario (FEES) para la bomba (estado 1 a 2), se obtiene la entalpía específica del estado 2s mediante la ecuación (1.5).

$$h_{2s} = h_1 + v_1 \cdot (p_2 - p_1) \quad (1.5)$$

Donde,

| | | |
|----------|---|--|
| h_1 | : | Entalpía específica del estado 1 [kJ/kg] |
| h_{2s} | : | Entalpía específica del estado 2s [kJ/kg] |
| p_1 | : | Presión absoluta del estado 1 [MPa] |
| p_2 | : | Presión absoluta del estado 2 [MPa] |
| v_1 | : | Volumen específico del estado 1 [m ³ /kg] |

1.3.1.2 Evaporador

Es un intercambiador de calor en el cual la fuente de calor (gases de combustión, agua de refrigeración, energía solar, entre otras) transfiere parte de su energía al refrigerante. Corresponde al proceso isobárico 2-3 y lleva al refrigerante hasta el estado de vapor saturado. Es considerado uno de los equipos más importantes, pues de este depende la eficiencia del ciclo. El calor transferido al refrigerante (\dot{Q}_E) se determina mediante la ecuación (1.6).

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_R \cdot (h_3 - h_2) \quad (1.6)$$

Donde,

| | | |
|-------------|---|--|
| \dot{Q}_E | : | Calor del evaporador [kW] |
| \dot{m}_R | : | Flujo másico del refrigerante [kg/s] |
| h_2 | : | Entalpía específica del estado 2 [kJ/kg] |
| h_3 | : | Entalpía específica del estado 3 [kJ/kg] |

1.3.1.3 Turbina

El refrigerante en estado de vapor saturado pasa a través de la turbina generando energía mecánica. Corresponde al proceso 3-4 y dependiendo del tipo de refrigerante, el estado 4 puede ser vapor húmedo, vapor saturado o vapor sobrecalentado. El trabajo generado por la turbina (\dot{W}_T) se halla mediante la ecuación (1.7).

$$\dot{W}_T = \dot{m}_R \cdot (h_3 - h_{4s}) \cdot \eta_T \quad (1.7)$$

Donde,

| | | |
|-------------|---|---|
| \dot{W}_T | : | Potencia de la turbina [kW] |
| \dot{m}_R | : | Flujo másico del refrigerante [kg/s] |
| h_3 | : | Entalpía específica del estado 3 [kJ/kg] |
| h_{4s} | : | Entalpía específica del estado 4s [kJ/kg] |
| η_T | : | Eficiencia de la turbina |

Debido a que el proceso 3-4 es isoentrópico, la entropía específica del estado 3 es igual a la entropía específica del estado 4s. Además, como también se conoce la presión absoluta, se puede determinar la entalpía específica y temperatura con las tablas termodinámicas tanto para vapor saturado o vapor sobrecalentado, según sea el caso.

Sin embargo, como se realizará un cálculo mediante el software matemático MATLAB, no es posible utilizar las tablas termodinámicas, por lo que se utilizará la relación de Clausius – Clapeyron, la cual caracteriza la transición de fase, según la ecuación (1.8).

$$\frac{dP}{dT} = \frac{L}{T \cdot \Delta V} \quad (1.8)$$

Donde,

| | | |
|------------|---|--|
| dP/dT | : | Pendiente de la curva de coexistencia en el diagrama p-T |
| L | : | Calor latente de fusión [kJ/kg] |
| T | : | Temperatura absoluta [K] |
| ΔV | : | Variación de volumen específico [m ³ /kg] |

Luego, el cambio de entalpía específica para la turbina se calcula mediante la ecuación (1.9).

$$\Delta h = C p_R \cdot T_3 \cdot \left(1 - e^{\frac{L \cdot \left(\frac{1}{T_3} - \frac{1}{T_1} \right)}{C p}} \right) \quad (1.9)$$

Donde,

| | | |
|------------|---|--|
| Δh | : | Variación de entalpía específica [kJ/kg] |
| Cp_R | : | Calor específico del refrigerante R123 [kJ/kg.K] |
| L | : | Calor latente del refrigerante R123 [kJ/kg] |
| T_3 | : | Temperatura a la entrada de la turbina [K] |
| T_1 | : | Temperatura a la entrada de la bomba [K] |

1.3.1.4 Condensador

El vapor que sale de la turbina pasa a través del condensador que es un intercambiador de calor entre el refrigerante y el agua de refrigeración. Corresponde al proceso isobárico 4-1 y el calor cedido al ambiente se halla mediante la ecuación (1.10).

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_R \cdot (h_4 - h_1) \quad (1.10)$$

Donde,

| | | |
|-------------|---|--|
| \dot{Q}_C | : | Calor del condensador [kW] |
| \dot{m}_R | : | Flujo másico del refrigerante [kg/s] |
| h_1 | : | Entalpía específica del estado 1 [kJ/kg] |
| h_4 | : | Entalpía específica del estado 4 [kJ/kg] |

1.3.2 Tipos de ORC

El tipo de ciclo Rankine orgánico dependerá de las características del refrigerante que se seleccione y de la forma del diagrama T-s. A su vez, también se clasifican en subcrítico (tipo “B” y “O”) y supercrítico (tipo “S”), dependiendo si se trabaja a una presión absoluta menor o mayor a la presión crítica correspondiente. Según Saleh *et al.* [5], se tienen tres tipos principales de ORC, los cuales se detallan a continuación:

1.3.2.1 Ciclo tipo “B”

Denominado así por su nombre en inglés “*bell-shaped*” o en “forma de campana”. Este tipo de ciclo corresponde a los refrigerantes del tipo húmedo, donde la pendiente de vapor saturado es negativa tal como se observa en la Figura 1.4. A su vez, se divide en:

- Tipo “B1”: El fluido de trabajo ingresa a la turbina en vapor saturado (estado 3) e ingresa a la bomba como líquido saturado (estado 1). A su vez, luego del proceso de expansión en la turbina (estado 4) se obtiene vapor húmedo tal como se observa en el diagrama T-s (Figura 1.4).
- Tipo “B2”: Similar al tipo “B1”, el fluido ingresa a la turbina en vapor saturado (estado 3). Sin embargo, luego del proceso de expansión (estado 4) se obtiene vapor sobrecalentado.
- Tipo “B3”: A diferencia de los dos tipos anteriores, luego del evaporador (estado 3) se obtiene vapor sobrecalentado. De igual manera, luego de la expansión (estado 4) se obtiene vapor sobrecalentado tal como se muestra en la Figura 1.6.

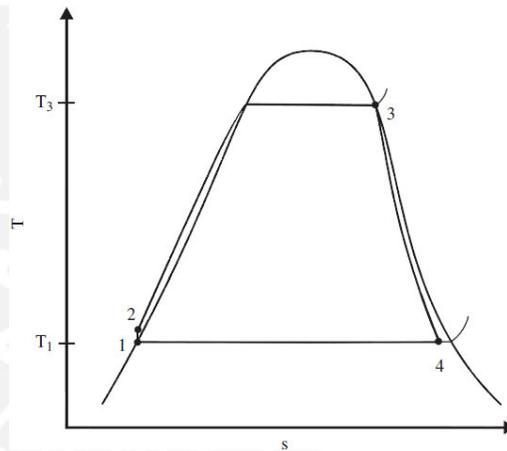


Figura 1.4 – Diagrama T-s para un ORC tipo “B1”. Extraído de [5].

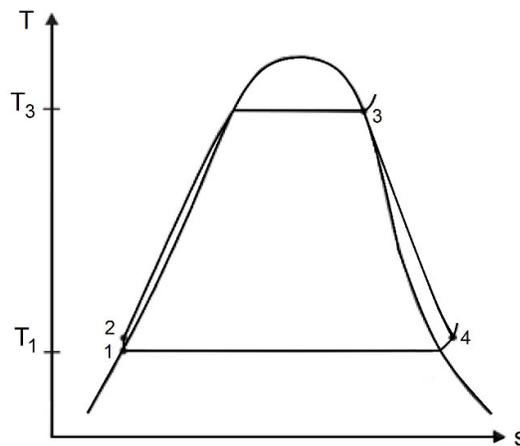


Figura 1.5 – Diagrama T-s para un ORC tipo “B2”. Extraído de [5].

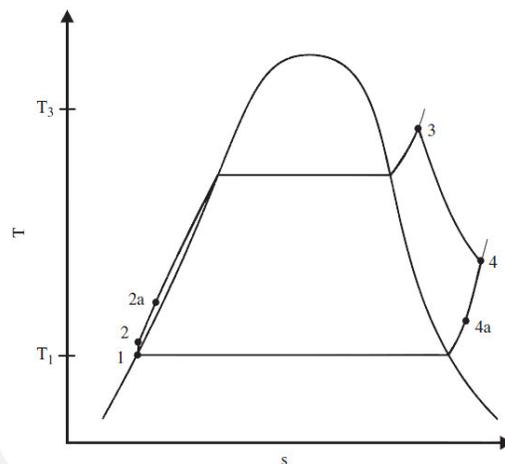


Figura 1.6 – Diagrama T-s para un ORC tipo “B3”. Extraído de [5].

1.3.2.2 Ciclo tipo “O”

También denominado “*overhanging*” o “sobresaliente”, corresponde a los refrigerantes del tipo seco, es decir, la pendiente del vapor saturado es positiva. A diferencia del tipo “B”, solo se divide en dos tipos:

- Tipo “O2”: Similar al tipo “B2”, el estado correspondiente a la entrada de la turbina (estado 3) es vapor saturado y luego de la expansión solo se obtiene vapor sobrecalentado tal como se muestra en la Figura 1.7.
- Tipo “O3”: Similar al tipo “O2”, con la diferencia que el fluido entra y sale de la turbina en estado de vapor sobrecalentado.

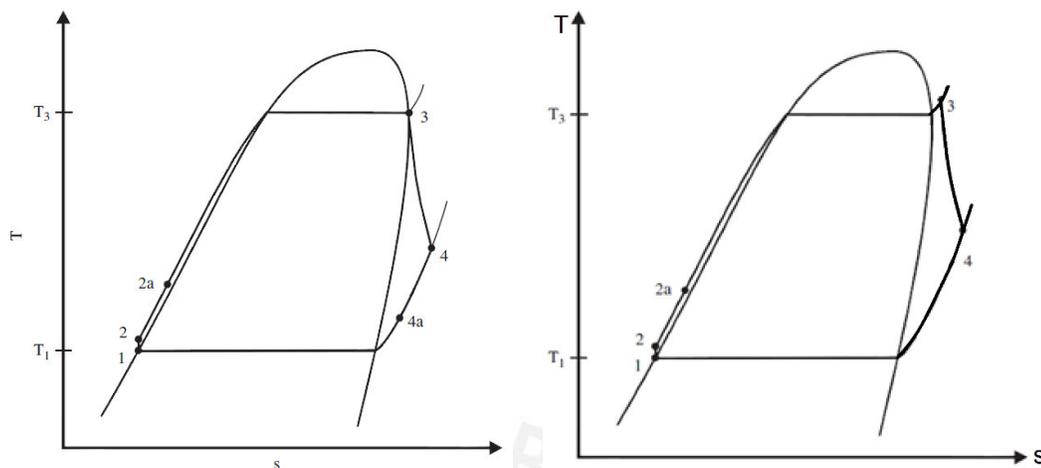


Figura 1.7 – Diagrama T-s para un ORC tipo “O2”. Extraído de [5].

Figura 1.8 – Diagrama T-s para un ORC tipo “O3”. Extraído de [5].

1.3.2.3 Ciclo tipo “S”

Denominado así por su nombre en inglés “*supercritical*”, se diferencia de los tipos anteriores en que se trabaja a presiones absolutas mayores a la presión crítica, es decir, sin cambio de fase. Además, se puede usar tanto los refrigerantes del tipo “B” y del tipo “O”.

- Tipo “S1”: El estado 3 se ubica sobre el punto crítico y luego de la expansión (estado 4) se obtiene vapor húmedo tal como se muestra en la Figura 1.9.
- Tipo “S2”: Similar al tipo “S1”, con la diferencia que el estado 4 se ubica en la región de vapor sobrecalentado. Gao *et al.* [6] realizaron un análisis técnico-económico para este tipo y concluyeron que los refrigerantes más recomendados eran el R152a y R143a.

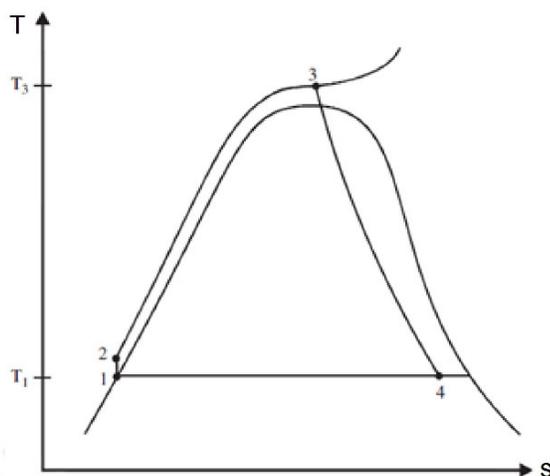


Figura 1.9 – Diagrama T-s para un ORC tipo “S1”. Extraído de [5].

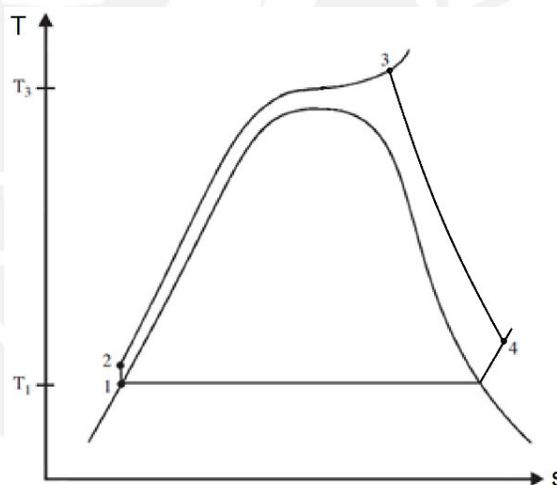


Figura 1.10 – Diagrama T-s para un ORC tipo “S2”. Extraído de [5].

De lo mencionado anteriormente, se observa que la temperatura de salida de la turbina (T_4) en los tipos “B2”, “B3”, “O2”, “O3” y “S2” es mayor que la temperatura a la salida de la bomba (T_2), por lo tanto, se debe evaluar la factibilidad de implementar un intercambiador de calor interno (recuperador) como en la Figura 3.6.

1.4 Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son dispositivos que transfieren el calor eficientemente de un medio a otro de tres maneras distintas: convección, conducción o radiación térmica. Son ampliamente utilizados en sistemas de refrigeración, aire acondicionado, acondicionamiento de aire, tratamiento térmico de materiales, centrales térmicas y motores de combustión interna.

1.4.1 Tipos de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor se clasifican de acuerdo a distintos aspectos. Por ejemplo, si el flujo de fluidos es en paralelo, contraflujo o cruzado (mezclado o sin mezclar). A su vez, existen los intercambiadores de calor de doble tubo (Figura 1.11), de coraza y tubos (Figura 1.12), de placas, regenerativo, compacto (radiadores), entre otros.

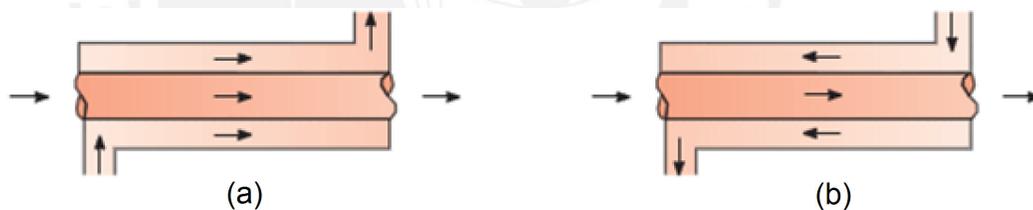


Figura 1.11 – Intercambiador de calor de doble tubo. (a) Flujo paralelo. (b) Flujo cruzado.

Adaptado de [7].

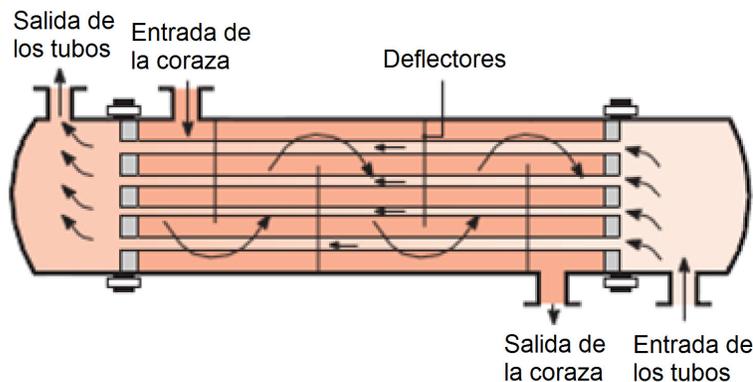


Figura 1.12 – Intercambiador de calor de coraza y tubos de flujo cruzado y contraflujo.

Adaptado de [7].

1.4.2 Selección de intercambiador de calor

Debido a la variedad de intercambiadores de calor, seleccionar el más apropiado requiere de un mayor análisis tanto técnico como económico. Por ello, para la selección se debe tener en cuenta los aspectos más importantes de cada uno de los tipos de intercambiador, como el costo de producción, rango de temperaturas admisible, límite de presión, caída de presión, velocidad máxima del fluido, mantenimiento y costo de los materiales.

Para el caso de los motores de combustión interna se puede recuperar tanto el calor del radiador (agua de refrigeración) como de los gases de combustión dependiendo de la potencia del motor y el calor disponible.

1.4.2.1 Intercambiador de calor para el agua de refrigeración

Los radiadores son intercambiadores de calor del tipo compacto, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial por unidad de volumen ($\beta=1000 \text{ m}^2/\text{m}^3$). Permite lograr una elevada transferencia de calor entre dos fluidos en un volumen pequeño.

1.4.2.2 Intercambiador de calor para los gases de combustión

Debido a la gran importancia de este intercambiador de calor, distintos autores han propuesto sus propios diseños. Zhang *et al.* [8] modelaron un intercambiador de coraza y tubos con aletas para un ORC (Figura 1.13). Concluyeron que la eficiencia de su diseño variaba entre 60 y 70 % para la mayoría de las regiones de operación del motor tal como se ve en la Figura 1.14.

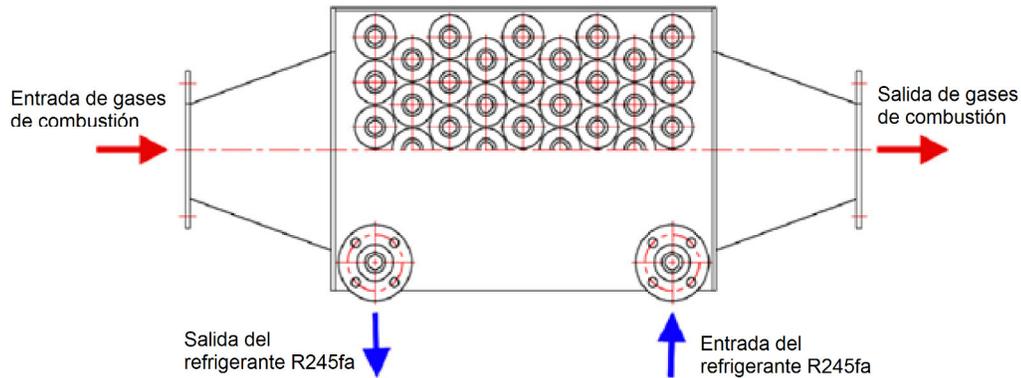


Figura 1.13 – Arreglo de intercambiador coraza y tubos con aletas diseñado por Zhang et al. [8].

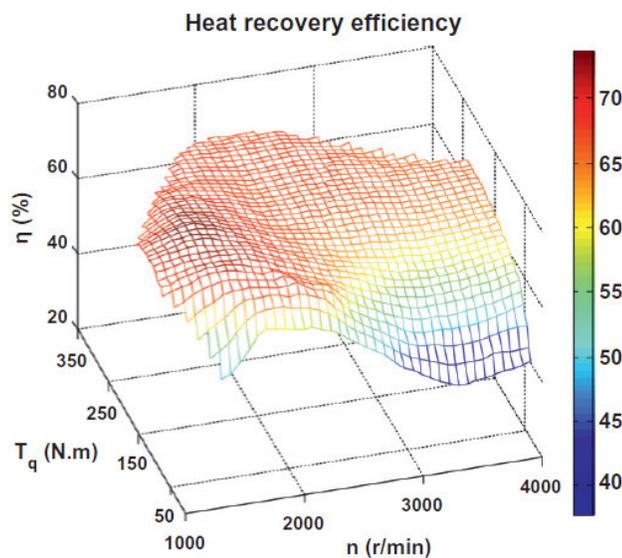


Figura 1.14 – Eficiencia del intercambiador diseñado por Zhang et al. [8].

1.4.3 Diseño del evaporador

Como se mencionó previamente, el tipo de intercambiador de calor para la recuperación de los gases de combustión usualmente es el tipo coraza y tubos, debido al cambio de fase que se produce en el interior de los tubos. Además, es el tipo de intercambiador de calor más versátil pues se usan en todo tipo de procesos tanto como evaporadores o condensadores.

Entre sus principales ventajas es que logran una buena transferencia de calor por volumen y peso, además de ser de bajo mantenimiento.

Para el diseño del intercambiador, se seguirán los siguientes pasos vistos durante el curso de Transferencia de calor y se tomará como referencia el esquema de la Figura 1.15.

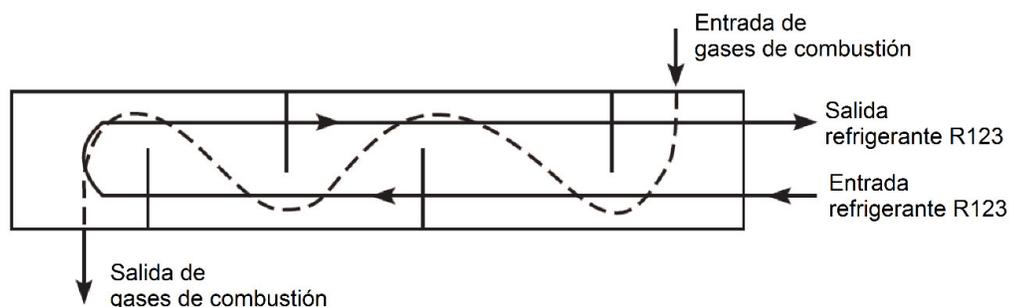


Figura 1.15 – Esquema técnico del evaporador. Elaboración propia.

- Comprobar el balance de energía, para lo cual se deberá conocer las condiciones de operación, caudales, temperaturas, presiones absolutas, propiedades termodinámicas y termofísicas.
- Asignar los flujos que circularán por el interior y exterior del tubo.
- Determinar el número de intercambiadores en serie.
- Calcular los valores corregidos de la diferencia media de temperaturas.
- Seleccionar el diámetro, espesor, material y configuración de los tubos.
- Estimar los coeficientes de película y suciedad. Calcular los coeficientes globales de transferencia.
- Calcular la superficie de intercambio estimada.
- Seleccionar el diámetro de la coraza utilizando dos pasos en tubo.
- Calcular las pérdidas de presión en el lado del tubo y recalculer el número de pasos para cumplir con las pérdidas de presión absoluta admisibles.
- Asumir la separación entre deflectores y el área de paso para conseguir la pérdida de presión absoluta admisible en el lado de la coraza
- Recalculer los coeficientes de película en el lado del tubo y de la coraza.
- Recalculer los coeficientes globales de transferencia de calor y comprobar la superficie de intercambio.

- Repetir los cálculos hasta encontrar las dimensiones óptimas de acuerdo al espacio disponible.

1.4.3.1 Área superficial requerida para el evaporador

La temperatura del flujo residual influye en la cantidad de calor transferido entre la fuente de calor y el sumidero, lo cual también influye en la factibilidad del proyecto. La cantidad de calor transferido se expresa mediante la ecuación (1.11).

$$\dot{Q} = U \cdot A_s \cdot \Delta T_{ml} \quad (1.11)$$

Donde,

| | | |
|-----------------|---|---|
| \dot{Q} | : | Calor transferido [W] |
| U | : | Coefficiente global de transferencia [W/(m ² K)] |
| A_s | : | Área superficial requerida en el evaporador [m ²] |
| ΔT_{ml} | : | Temperatura media logarítmica [K] |

Manteniendo el calor transferido (\dot{Q}) como un valor constante, se puede obtener diferentes gráficas dependiendo del valor del coeficiente global de transferencia (U). En la Figura 1.16, se observa el área superficial requerida en el evaporador (A_s) en función a la diferencia de temperaturas (ΔT_{ml}).

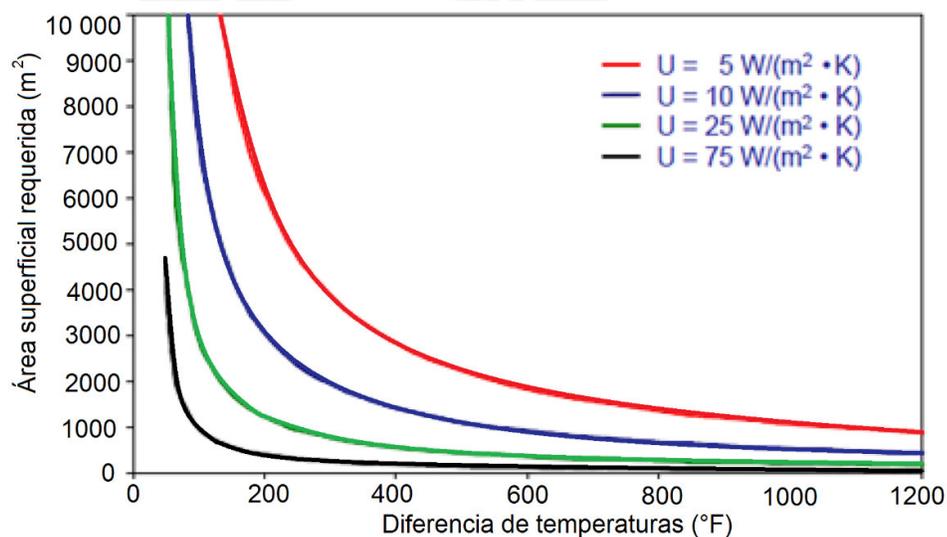


Figura 1.16 – Área superficial en función de la temperatura del flujo residual. Extraído de [3].

Se observa que para bajas diferencias de temperatura, el área requerida aumenta considerablemente, por ello, el aprovechamiento de las fuentes de baja temperatura aún no son factibles.

Desde el punto de vista técnico, el área superficial, la diferencia de temperaturas y el flujo másico son parámetros importantes para diseñar los intercambiadores de calor, en especial, del evaporador. La Primera Ley de la Termodinámica establece que el calor transferido (\dot{Q}) es directamente proporcional al área superficial requerida (A_s) y a la diferencia de temperatura entre los fluidos (ΔT_{ml}). Por consecuencia, si la diferencia de temperaturas es muy baja, el área superficial requerida será mayor.

1.4.3.2 Coeficiente pelicular de la coraza

Los gases de combustión pasan por el lado de la coraza a mayor turbulencia, por lo tanto mayor valor del coeficiente pelicular. Sin embargo, esto puede ser perjudicial pues a mayor turbulencia, mayores son las pérdidas de presión. Se tienen dos arreglos principales: en cuadrado y en triángulo (Figura 1.17).

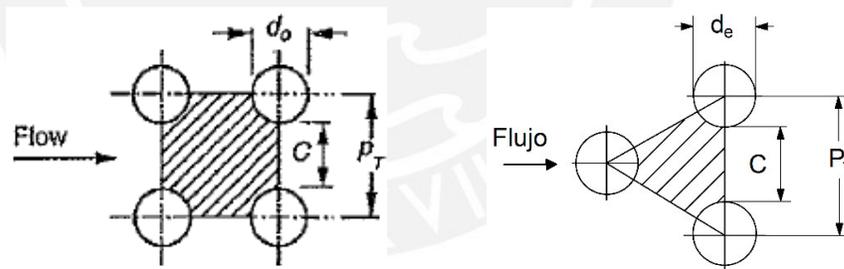


Figura 1.17 – Arreglos de los tubos interiores del intercambiador de calor. Adaptado de [9].

Para cada arreglo se tiene un diámetro equivalente para el lado de la coraza, con el cual se realizan los cálculos del coeficiente pelicular. La ecuación (1.12) corresponde al diámetro equivalente para el arreglo en triángulo, mientras que la ecuación (1.13) corresponde para el arreglo en cuadrado. Se utilizará el arreglo tipo triángulo pues favorece al coeficiente pelicular en un 25 % más en comparación con el arreglo en cuadrado.

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{\sqrt{3} \cdot P_T^2}{4} - \pi \cdot \frac{d_e^2}{8} \right)}{\pi \cdot \frac{d_e}{2}} \quad (1.12)$$

$$D_e = \frac{P_T^2 - \pi \cdot \frac{d_e^2}{4}}{\pi \cdot \frac{d_e}{4}} \quad (1.13)$$

Donde,

- D_e : Diámetro equivalente [m]
 d_e : Diámetro exterior de los tubos [m]
 P_T : Distancia entre centros de los tubos [m]

Una vez definida la distancia entre centros de los tubos, el diámetro exterior de los tubos, se procede a seleccionar el diámetro de la coraza y el número de pasos, con lo cual se conocerá también el número de tubos necesarios según la Tabla 1.3.

Tabla 1.3 – Estándares de intercambiadores de coraza y tubos. Extraído de [9].

| Número de tubos necesarios arreglo triangular y separación de 1" | | | |
|--|--------|---------|---------|
| Diámetro interior de la coraza | 1 paso | 2 pasos | 4 pasos |
| 19 ¼" | 262 | 250 | 226 |
| 21 ¼" | 316 | 302 | 278 |
| 23 ¼" | 384 | 376 | 352 |
| 25 | 470 | 452 | 422 |

A su vez, se deberá determinar el área de flujo en el lado de la coraza (A_e), la cual se halla mediante las ecuaciones (1.14) y (1.15).

$$A_e = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{P_T} \quad (1.14)$$

$$C = P_T - d_e \quad (1.15)$$

Donde,

- A_e : Área de flujo en el lado de la coraza [m²]

| | | |
|-------|---|--|
| D_s | : | Diámetro interior de la coraza [m] |
| C | : | Distancia entre centros [m] |
| B | : | Separación de deflectores [m] |
| P_T | : | Distancia entre centros de los tubos [m] |
| d_e | : | Diámetro exterior de los tubos [m] |

Por lo tanto, el flujo de masa por unidad de área se determina mediante la ecuación (1.16).

$$\dot{G}_e = \frac{\dot{m}_{gc}}{A_e} \quad (1.16)$$

Donde,

| | | |
|----------------|---|---|
| \dot{G}_e | : | Flujo de masa por unidad de área [kg/m ² .s] |
| \dot{m}_{gc} | : | Flujo másico de los gases de combustión [kg/s] |
| A_e | : | Área de flujo en el lado de la coraza [m ²] |

Una vez determinado los valores anteriores, se determina el número de Reynolds mediante la ecuación (1.17), la cual es válida solo para valores entre 2×10^3 y 10^6 , por lo que se tendrá que verificar durante el cálculo que se encuentre dentro del rango.

$$Re = \frac{\dot{G}_e \cdot D_e}{\mu_{gc}} \quad (1.17)$$

Donde,

| | | |
|-------------|---|---|
| Re | : | Número de Reynolds |
| \dot{G}_e | : | Flujo de masa por unidad de área [kg/m ² .s] |
| D_e | : | Diámetro equivalente [m] |
| μ_{gc} | : | Viscosidad dinámica de los gases de combustión [Pa.s] |

El número de Prandtl se determina mediante la ecuación (1.18).

$$Pr = Cp_{gc} \cdot \frac{\mu_{gc}}{\lambda_{gc}} \quad (1.18)$$

Donde,

- Pr : Número de Prandtl
 μ_{gc} : Viscosidad dinámica de los gases de combustión [Pa.s]
 Cp_{gc} : Calor específico de los gases de combustión [kJ/kg.K]
 λ_{gc} : Viscosidad cinemática de los gases de combustión [Pa.s]

Finalmente, el coeficiente pelicular del lado de la coraza se determina mediante la correlación desarrollada por Dittus-Boelter [7], la cual se muestra en la ecuación (1.19).

$$\frac{h_e \cdot D_e}{\lambda_{gc}} = 0.36 \cdot (Re)^{0.55} \cdot (Pr)^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_{gc}}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (1.19)$$

Donde,

- h_e : Coeficiente pelicular para el lado de la coraza [W/m².K]
 Re : Número de Reynolds
 Pr : Número de Prandtl
 D_e : Diámetro equivalente [m]
 λ_{gc} : Conductividad térmica de los gases de combustión [W/m.K]
 μ_{gc} : Viscosidad dinámica de los gases de combustión [Pa.s]
 μ_w : Viscosidad dinámica de los gases a T_w [Pa.s]

1.4.3.3 Coeficiente pelicular de los tubos sin cambio de fase

Para el análisis en el interior de los tubos, se considerarán dos sectores. El primer sector denominado “sector A” es desde el estado 2 hasta el estado 5, en el cual el refrigerante no cambia de fase y llega hasta líquido saturado. El segundo sector denominado “sector B” corresponde desde el estado 5 hasta el estado 3, en el cual el refrigerante si cambia de fase desde líquido saturado hasta vapor saturado. (Figura 1.18)

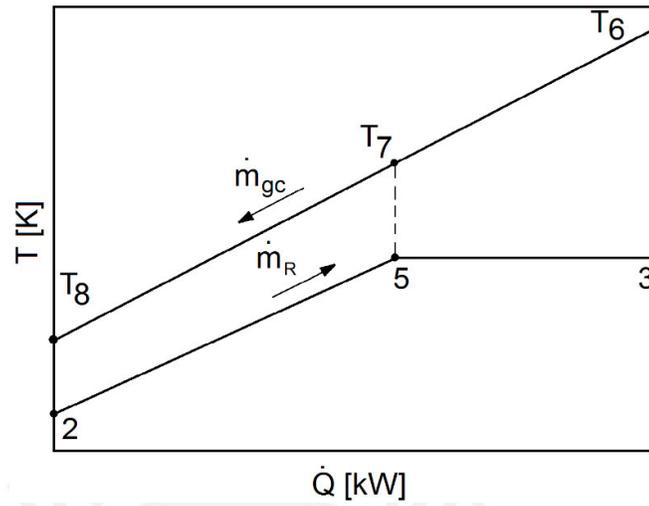


Figura 1.18 – Diagrama T-Q para un evaporador sin sobrecalentamiento. Elaboración propia.

Se deberá determinar el coeficiente de fricción mediante la ecuación (1.20), mientras que el número de Nusselt se determina mediante la ecuación (1.21).

$$f = (1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28)^{-2} \tag{1.20}$$

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f}{2}\right)^{1/2} * (Pr^{2/3} - 1)} \tag{1.21}$$

Donde,

- Nu : Número de Nusselt
- Re : Número de Reynolds
- Pr : Número de Prandtl
- f : Coeficiente de fricción

Finalmente, el coeficiente pelicular de los tubos para la sección A se halla mediante la ecuación (1.22).

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda_R}{d_i} \tag{1.22}$$

Donde,

| | | |
|-------------|---|--|
| h_i | : | Coefficiente pelicular para el lado de los tubos [W/m ² .K] |
| Nu | : | Número de Nusselt |
| λ_R | : | Viscosidad cinemática del refrigerante R123 [Pa.s] |
| d_i | : | Diámetro interior de los tubos [m] |

1.4.3.4 Coeficiente pelicular de los tubos con cambio de fase

Para el cálculo del coeficiente pelicular de los tubos con cambio de fase, se utilizará la correlación propuesta por Kandlikar [10], la cual se muestra en la ecuación (1.23).

$$h_i = (C_1 \cdot (C_0)^{C_2} \cdot (25 \cdot Fr)^{C_3} + C_3 \cdot (B_0)^{C_4} \cdot F_{fl}) \cdot h_l \quad (1.23)$$

Donde,

| | | |
|----------|---|--|
| h_i | : | Coefficiente pelicular para el lado de los tubos [W/m ² .K] |
| h_l | : | Coefficiente pelicular para líquido saturado [W/m ² .K] |
| Fr | : | Número de Froude |
| F_{fl} | : | Constante para el refrigerante R123 |
| C_0 | : | Número de convección |
| B_0 | : | Número de evaporación |

1.4.3.5 Coeficiente global de transferencia

El coeficiente global de transferencia se halla mediante la ecuación (1.24). Se considerará una resistencia adicional debido al ensuciamiento y otros problemas que se presentan con el tiempo, el cual se muestra en la Tabla 1.4.

$$U_f = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_i} + \frac{d_e \cdot R_{fl}}{d_i} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_c} + R_{fl} + \frac{1}{h_e}} \quad (1.24)$$

Donde,

| | | |
|-------|---|--|
| U_f | : | Coefficiente global de transferencia [W/m ² .K] |
| h_e | : | Coefficiente pelicular para el lado de la coraza [W/m ² .K] |
| h_i | : | Coefficiente pelicular para el lado de los tubos [W/m ² .K] |

- d_e : Diámetro exterior de los tubos [m]
 d_i : Diámetro interior de los tubos [m]
 k_c : Conductividad térmica del material de los tubos [W/m.K]
 R_{ft} : Resistencia por ensuciamiento [$m^2 \cdot K/W$]

Tabla 1.4 – Resistencia adicional por ensuciamiento. Traducido de [9].

| Resistencia adicional por ensuciamiento · 10 ⁻⁴ [m ² ·K/W] | | | |
|--|-------------------|---------|------------|
| Lado de los tubos | Lado de la coraza | | |
| | Vapor | Líquido | Doble fase |
| Vapor | 3.7 | 5.1 | 4.8 |
| Líquido | 6.0 | 7.9 | 6.5 |
| Doble fase | 5.1 | 6.7 | 5.1 |

Finalmente, la longitud necesaria para cada sección se determinará mediante la ecuación (1.25).

$$L = \frac{A_s}{\pi \cdot d_e \cdot N_t} \quad (1.25)$$

Donde,

- L : Longitud requerida [m]
 A_s : Área superficial requerida en el evaporador [m²]
 d_e : Diámetro exterior de los tubos [m]
 N_t : Número de tubos

CAPÍTULO 2

2 REFRIGERANTES

Con el fin de evaluar y optimizar un ciclo Rankine orgánico (*Organic Rankine cycle*, ORC, por sus siglas en inglés) es necesario conocer las propiedades termodinámicas de los refrigerantes. Dichas propiedades se han determinado con mucha precisión mediante diferentes experimentos estándares, no obstante, para este tipo de estudio se requiere un método más sencillo. Por ello, como alternativa se utilizarán las ecuaciones fundamentales de estado (EOS, por sus siglas en inglés), las cuales se basan en resultados experimentales.

Las propiedades termodinámicas se pueden determinar mediante las derivadas de la energía libre de Helmholtz, la cual se compone de dos partes: ideal y residual. Para determinar la parte ideal es necesario determinar el valor de C_p^0 en función de la temperatura, en este caso, se tomará como referencia los valores hallados por Saleh *et al.* [5]. Para determinar la parte residual se empleará la ecuación de estado BACKONE desarrollado por Müller *et al.* [11]. Finalmente, las relaciones entre las derivadas de la energía libre de Helmholtz y las propiedades termodinámicas se determinaron según Span [12].

2.1 Clasificación

Los refrigerantes tienen distintas características tales como punto crítico, punto de ebullición, masa molecular, entre otras. Por ello, sus diagramas T-s también presentan distintas formas y se clasifican en tres tipos: fluido húmedo (pendiente positiva), seco (pendiente negativa) e isoentrópico (pendiente vertical) tal como se ve en la Figura 2.1.

Los fluidos húmedos no son recomendados para un ORC, pues presentan un alto calor latente. Hung [13] realizó un análisis del comportamiento de los refrigerantes húmedos, secos e isoentrópicos y concluyó que estos últimos presentaban un mejor desempeño para bajas temperaturas. A su vez, concluyeron que los refrigerantes R113 y R123 presentaban un mejor desempeño.

Por otro lado, Wang *et al.* [14] realizaron un estudio para ORC e indicaron que para temperaturas entre 373 K y 453 K se recomienda usar el refrigerante R123, mientras que para temperaturas mayores el refrigerante R141b presentaba mejor rendimiento.

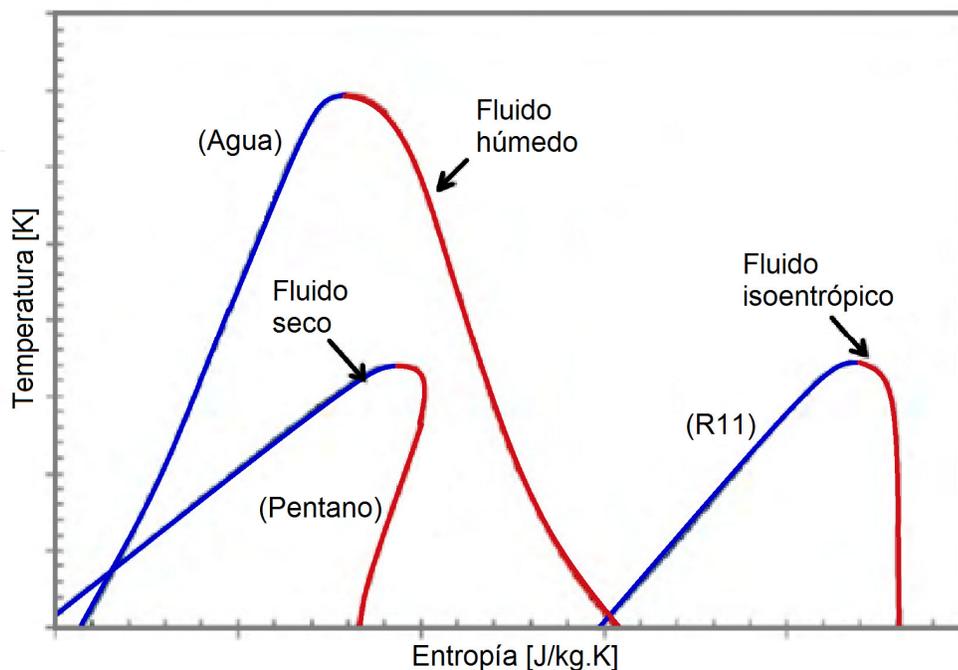


Figura 2.1 – Clasificación de los refrigerantes por diagrama T-s. Extraído de [15].

2.2 Propiedades de los fluidos orgánicos

El punto triple, punto de ebullición y punto crítico son características fundamentales de un fluido, en este caso, del refrigerante. En base a estos parámetros se delimitan los posibles refrigerantes a emplear, a su vez, limitan los valores de temperatura para el uso particular de un fluido.

2.2.1 Punto triple

El punto triple es el estado en el cual coexisten en equilibrio la fase sólida, líquida y gaseosa de un fluido. Para el refrigerante R123, dicho valor corresponde a la temperatura de 166 K.

2.2.2 Punto de ebullición

El punto de ebullición es aquella temperatura a la cual la presión de vapor de la fase líquida iguala a la presión atmosférica estándar (101.325 kPa). En el caso del refrigerante R123, la temperatura de ebullición es igual a 301 K.

2.2.3 Punto crítico

El punto crítico es aquel límite para el cual el volumen específico de un líquido es igual al de una masa igual de vapor o, dicho de otro modo, en el cual las densidades del líquido y vapor son iguales. Por ello, la coexistencia del líquido y vapor solo es posible a temperaturas y presiones absolutas menores al punto crítico.

La temperatura crítica, presión crítica y densidad crítica son los parámetros más importantes para estimar las ecuaciones de estado. En la Tabla 2.1 se presenta la temperatura crítica, presión crítica y densidad crítica del refrigerante R123, estos parámetros se usan como referencia en los próximos cálculos para determinar la temperatura reducida y presión reducida.

Tabla 2.1 – Punto crítico, masa molecular del refrigerante R123. Adaptado de [16].

| Parámetros de referencia del refrigerante R123 | | |
|--|----------|----------------|
| Temperatura crítica | T_C | 456.831 K |
| Presión crítica | p_C | 3.6618 MPa |
| Densidad crítica | ρ_C | 3.596417 mol/L |
| Masa molecular | M | 152.930 g/mol |

2.2.4 Condiciones de saturación

Para determinar las propiedades termodinámicas del refrigerante usando las ecuaciones de estado (EOS) se debe conocer tanto la temperatura como la densidad. Sin embargo, en las condiciones de saturación (vapor saturado o líquido saturado) se conoce la temperatura o la presión absoluta, mas no la densidad. Por lo tanto, se debe aproximar la presión de saturación en función de la temperatura para luego aproximar la densidad del líquido saturado o vapor saturado según sea el caso.

2.2.4.1 Presión absoluta de saturación (p_s)

Basándose en los datos experimentales, Younglove *et al.* [16] han logrado aproximar la presión de vapor del refrigerante R123 a la ecuación (2.1) en función de la temperatura reducida, la cual tiene validez en un rango de 180 K hasta su temperatura crítica.

$$\ln\left(\frac{p_s}{p_C}\right) = \frac{a_1 \cdot \tau + a_2 \cdot \tau^{1.5} + a_3 \cdot \tau^2 + a_4 \cdot \tau^4 + a_5 \cdot \tau^{6.5}}{1 - \tau} \quad (2.1)$$

Donde,

- p_s : Presión absoluta de saturación [MPa]
- p_C : Presión crítica [MPa]
- τ : Temperatura reducida

Además, los coeficientes adimensionales a_1 , a_2 , a_3 , a_4 y a_5 se presentan en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2 – Coeficientes para determinar la presión absoluta de saturación. Extraído de [16].

| Coeficientes adimensionales | |
|-----------------------------|-------------|
| a_1 | -7.44755268 |
| a_2 | 2.22205828 |
| a_3 | -1.90007722 |
| a_4 | -3.19471827 |
| a_5 | -1.29982316 |

2.2.4.2 Densidad del líquido saturado (ρ_l)

De igual manera, la densidad del líquido saturado se determina mediante experimentos, sin embargo, Younglove *et al.* [16] expresaron la densidad de líquido saturado para el refrigerante R123 en función de la temperatura reducida según la ecuación (2.2).

$$\rho_l = \rho_c \cdot (1 + d_1 \cdot \tau^\beta + d_2 \cdot \tau^{\frac{2}{3}} + d_3 \cdot \tau + d_4 \cdot \tau^{\frac{4}{3}}) \quad (2.2)$$

Donde,

- ρ_l : Densidad de líquido saturado [kg/m^3]
- ρ_c : Densidad crítica [kg/m^3]
- τ : Temperatura reducida

Los coeficientes adimensionales d_1 , d_2 , d_3 , d_4 y β se encuentran en la Tabla 2.3. A su vez, esta ecuación es válida en un rango desde la temperatura del punto triple (166 K) hasta la temperatura crítica del refrigerante R123 con una desviación estándar de 0.07%.

Tabla 2.3 – Coeficientes para calcular la densidad de líquido saturado. Adaptado de [16].

| Coeficientes adimensionales | |
|-----------------------------|--------------|
| d_1 | 2.03212541 |
| d_2 | 0.615138615 |
| d_3 | -0.780309375 |
| d_4 | 0.953698023 |
| β | 0.355 |

2.2.4.3 Densidad del vapor saturado (ρ_v)

De manera similar, Younglove *et al.* [16] aproximaron la densidad del vapor saturado a la ecuación (2.3).

$$\rho_v = \frac{p_s}{R \cdot T} \cdot \left(1 + y \cdot \frac{p_s \cdot T_c}{p_c \cdot T} \cdot (Z_c - 1) \right)^{-1} \quad (2.3)$$

El factor de compresibilidad se determina mediante la ecuación (2.4). Mientras que el factor “y” se determina mediante la ecuación (2.5).

$$Z_c = \frac{p_c}{R \cdot T_c \cdot \rho_c} \quad (2.4)$$

$$y = 1 + (1 - \tau)^\beta \cdot (g_1 + g_2 \cdot \tau + g_3 \cdot \tau^2 + g_4 \cdot \tau^3) \quad (2.5)$$

Donde,

| | | |
|----------|---|---|
| ρ_v | : | Densidad de vapor saturado [kg/m ³] |
| p_s | : | Presión absoluta de saturación [MPa] |
| p_c | : | Presión crítica [MPa] |
| T_c | : | Temperatura crítica [K] |
| τ | : | Temperatura reducida |
| R | : | Constante de los gases ideales [J/kg.K] |
| Z_c | : | Factor de compresibilidad |

Además, los coeficientes adimensionales g_1 , g_2 , g_3 , g_4 y β se encuentran en la Tabla 2.4. A su vez, la ecuación (2.3) es válida para temperaturas menores a 433 K con una desviación estándar igual a 0.18%.

Tabla 2.4 – Coeficientes para calcular la densidad de vapor saturado. Adaptado de [16].

| Coeficientes adimensionales | |
|-----------------------------|-------------|
| g_1 | 19.3645723 |
| g_2 | -61.8013768 |
| g_3 | 68.0458573 |
| g_4 | -26.4760176 |

2.2.5 Calor específico para gases ideales (Cp^0)

Conocer el calor específico de los gases ideales es importante pues se toma como referencia para la parte ideal de las ecuaciones de estado (EOS, por sus siglas en inglés). Los valores de Cp^0 se expresan como una ecuación polinomial (ecuación (2.6)) en función de la temperatura reducida.

$$Cp^0 = R \cdot (c_0 + c_1 \cdot \tau + c_2 \cdot \tau^2 + c_3 \cdot \tau^3) \quad (2.6)$$

Donde,

| | | |
|--------|---|--|
| Cp^0 | : | Calor específico para gases ideales [J/kg.K] |
| R | : | Constante de los gases ideales [J/kg.K] |
| τ | : | Temperatura reducida |

Además, los coeficientes adimensionales c_0 , c_1 , c_2 y c_3 se muestran en la Tabla 2.5. A su vez, la desviación estándar respecto a los datos experimentales es igual a 0.06% según Younglove *et al.* [16].

Tabla 2.5 – Coeficientes para calcular el calor específico para gases ideales. Extraído de [16].

| Coeficientes adimensionales | |
|-----------------------------|------------|
| c_0 | 2.046009 |
| c_1 | 22.231991 |
| c_2 | -11.658491 |
| c_3 | 2.691665 |

2.2.6 Conductividad térmica (λ)

La conductividad térmica es la capacidad de conducción de calor, es decir, la capacidad de transferir el calor de un fluido a otro. Según Laesecke *et al.* [17], la conductividad térmica se halla mediante la ecuación (2.7). Dicha ecuación es válida en el rango de temperatura de 180 K a 440 K.

$$\lambda(\rho, T) = \lambda_0(T) + \Delta\lambda_{ex}(\delta, \tau) + \Delta\lambda_C(\delta, \tau) \quad (2.7)$$

Donde,

| | | |
|----------------------|---|---|
| λ | : | Conductividad térmica del refrigerante R123 [W/m.K] |
| λ_0 | : | Conductividad térmica del gas diluido [W/m.K] |
| $\Delta\lambda_{ex}$ | : | Exceso de conductividad térmica [W/m.K] |
| $\Delta\lambda_c$ | : | Conductividad térmica en la región crítica [W/m.K] |

2.2.6.1 Gas diluido

Para el refrigerante R123, este término se halla mediante la ecuación (2.8) desarrollada por Hammerschmidt [18].

$$\lambda_0(T) = 5.695 \cdot 10^{-5} \cdot T - 0.00778 \quad (2.8)$$

Donde,

| | | |
|-------------|---|---|
| λ_0 | : | Conductividad térmica del gas diluido [W/m.K] |
| T | : | Temperatura del refrigerante R123 [K] |

2.2.6.2 Exceso de conductividad térmica

Este término está en función de la temperatura y densidad reducida. Se halla mediante el ajuste de los datos experimentales y se determina mediante la ecuación (2.9).

$$\Delta\lambda_{ex}(\delta, \tau) = \sum_{i=1}^{12} a_i \cdot (\delta)^{d_i} \cdot (\tau)^{t_i} \quad (2.9)$$

Donde,

| | | |
|----------------------|---|---|
| $\Delta\lambda_{ex}$ | : | Exceso de conductividad térmica [W/m.K] |
| τ | : | Temperatura reducida |
| δ | : | Densidad reducida |

A su vez, los coeficientes a_i , d_i y t_i para el refrigerante R123 se encuentran en la Tabla 2.6.

2.2.6.3 Región crítica

Se determina mediante la ecuación (2.10).

$$\Delta\lambda_C(\rho, T) = a_{13} \cdot e^{(a_{14} \cdot (\tau-1)^4 + a_{15} \cdot (\delta-1)^2)} \quad (2.10)$$

Donde,

- $\Delta\lambda_C$: Conductividad térmica en la región crítica [W/m.K]
 τ : Temperatura reducida
 δ : Densidad reducida

A su vez, los coeficientes a_{13} , a_{14} y a_{15} para el refrigerante R123 se encuentran en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6 – Coeficientes para determinar la conductividad térmica. Extraído de [17].

| i | d_i | t_i | a_i |
|-----|-------|-------|----------------------------|
| 1 | 1 | 1.5 | 0.642894×10^{-1} |
| 2 | 1 | 2 | -0.530474×10^{-1} |
| 3 | 1 | 6 | 0.453522×10^{-4} |
| 4 | 2 | 0 | -0.139928 |
| 5 | 2 | 0.5 | 0.166540 |
| 6 | 2 | 1.5 | -0.162656×10^{-1} |
| 7 | 3 | 0 | 0.136819 |
| 8 | 3 | 0.5 | -0.183291 |
| 9 | 3 | 1.5 | 0.357146×10^{-1} |
| 10 | 4 | 0 | -0.231210×10^{-1} |
| 11 | 4 | 0.5 | 0.341945×10^{-1} |
| 12 | 4 | 1.5 | -0.757341×10^{-2} |
| 13 | | | 0.486742×10^{-2} |
| 14 | | | -100 |
| 15 | | | -7.08535 |

2.2.7 Viscosidad dinámica (μ)

La viscosidad dinámica se presenta para los líquidos en movimiento y se define como la relación entre el esfuerzo cortante y la gradiente de velocidad. Latini *et al.* [19] aproximaron dicho valor a la ecuación (2.11).

$$\frac{1}{\mu} = A \cdot \left(\frac{1}{C - \tau} - B \right) \quad (2.11)$$

Donde,

| | | |
|--------|---|---|
| μ | : | Viscosidad dinámica [mPa.s] |
| A | : | Constantes características del fluido [1/mPa.s] |
| B | : | Constantes características del fluido [1/mPa.s] |
| C | : | Constante adimensional |
| τ | : | Temperatura reducida |

Para el refrigerante R123, la constante C es igual a 1.35 por pertenecer al grupo de los etanos y las constantes A y B son iguales a 5.5220. Además, esta ecuación es válida para un rango de valores de la temperatura reducida entre 0.60 y 0.77.

2.3 Ecuaciones fundamentales de estado

Las ecuaciones de estado (EOS, por sus siglas en inglés) son relaciones algebraicas entre la presión absoluta (p), volumen total (V), densidad (ρ) y temperatura (T). Existen distintos métodos para determinar las ecuaciones de estado las cuales se dividen en tres grupos [20]: la ecuación virial del estado, las ecuaciones analíticas y las ecuaciones no analíticas.

2.3.1 Tipos de ecuaciones de estado

2.3.1.1 Ecuación virial

La ecuación virial del estado es una serie polinomial en función de la presión absoluta o de la densidad con la cual se halla el factor de compresibilidad Z . Se define según la ecuación (2.12) o (2.13).

$$Z = 1 + B \cdot \left(\frac{p}{R \cdot T}\right) + (C - B^2) \cdot \left(\frac{p}{R \cdot T}\right)^2 + \dots \quad (2.12)$$

$$Z = 1 + \frac{B}{V} + \frac{C}{V^2} + \dots \quad (2.13)$$

Donde,

| | | |
|-----|---|---|
| p | : | Presión absoluta [MPa] |
| T | : | Temperatura [K] |
| R | : | Constante de los gases ideales [J/kg.K] |
| B | : | Segundo coeficiente virial |
| C | : | Tercer coeficiente virial |

El segundo coeficiente virial corresponde a las interacciones entre pares de moléculas, mientras que el tercer coeficiente virial corresponde a las interacciones triples, ambas pueden determinarse mediante la mecánica estadística [12].

2.3.1.2 Ecuaciones de estado analíticas

Dentro de este grupo de EOS se encuentran las ecuaciones cúbicas de estado, las cuales son las más usadas. La ecuación general tiene la siguiente forma de la ecuación (2.14), en la cual el primer y segundo término corresponde al término de repulsión y atracción, respectivamente.

$$p = \frac{R \cdot T}{V - b} + \frac{\theta \cdot (V - \eta)}{(V - b) \cdot (V^2 + \delta \cdot V + \varepsilon)} \quad (2.14)$$

Donde,

| | | |
|---------------|---|---|
| p | : | Presión absoluta [MPa] |
| T | : | Temperatura [K] |
| R | : | Constante de los gases ideales [J/kg.K] |
| θ | : | Variable de la ecuación cúbica |
| b | : | Variable de la ecuación cúbica |
| η | : | Variable de la ecuación cúbica |
| δ | : | Variable de la ecuación cúbica |
| ε | : | Variable de la ecuación cúbica |

Estas ecuaciones tienen como origen la famosa ecuación desarrollada por Van der Waals (1890). Luego, nuevas ecuaciones cúbicas fueron desarrolladas por Soave (1972) y Peng and Robinson (1976).

2.3.1.3 Ecuaciones de estado no analíticas

A pesar de que las ecuaciones cúbicas de estado requieren pocos parámetros no tienen buena precisión al determinar algunas propiedades. Por otro lado, existen las ecuaciones de estado no analíticas las cuales se dividen en estrictamente empíricas (modelo BWR/MBWR y modelo Wagner) y semi-empíricas (basados en la teoría de perturbación y modelos químicos).

Dentro de este grupo se encuentran las ecuaciones BACKONE y PC-SAFT, ambas ecuaciones multi-parámetros se obtiene a partir de regresiones de un gran número de datos experimentales.

2.3.2 Ecuación de estado BACKONE

Las ecuaciones multi-parámetros en términos de la energía libre de Helmholtz (A) dependen de la temperatura (T) y la densidad (ρ). A su vez, se separan dos términos importantes: término de gas ideal (A^0) y residual (A^r). Este tipo de ecuaciones se trabajan en su forma adimensional (α), tal como se muestra en la ecuación (2.15) [12].

$$\frac{A(\rho, T)}{R \cdot T} = \frac{A^0(\rho, T) + A^r(\rho, T)}{R \cdot T} = \alpha^0(\delta, \tau) + \alpha^r(\delta, \tau) \quad (2.15)$$

Donde,

| | | |
|----------|---|---|
| T | : | Temperatura [K] |
| ρ | : | Densidad [kg/m ³] |
| τ | : | Temperatura reducida |
| δ | : | Densidad reducida |
| R | : | Constante de los gases ideales [J/kg.K] |

Si bien depende de la temperatura y densidad, se prefiere trabajar en su forma reducida, es decir, con la temperatura reducida (τ) y densidad reducida (δ) según las ecuaciones (2.16) y (2.17), respectivamente.

$$\tau = \frac{T_C}{T} \quad (2.16)$$

$$\delta = \frac{\rho}{\rho_C} \quad (2.17)$$

Donde,

T_C : Temperatura crítica [K]
 ρ_C : Densidad crítica [kg/m³]

Para determinar la contribución del término residual se utilizará la ecuación de estado multi-parámetro BACKONE desarrollado por Müller *et al.* [11]. A su vez, puede describir las propiedades termodinámicas tanto de fluidos polares, no polares, puros o mezclas.

Por lo tanto, la ecuación de la energía libre de Helmholtz se halla mediante la ecuación (2.18).

$$\alpha(\tau, \delta) = \alpha^0(\tau, \delta) + a^h(\tau, \delta) + \alpha^a(\tau, \delta) + \alpha^d(\tau, \delta) + \alpha^q(\tau, \delta) \quad (2.18)$$

Donde,

α : Energía libre de Helmholtz
 α^0 : Energía libre de Helmholtz del gas ideal
 a^h : Contribución “*hard-body*”
 α^a : Contribución “*attractive dispersion energy*”
 α^d : Contribución “*dipolar*”
 α^q : Contribución “*quadrupolar*”

La principal ventaja a comparación de otras ecuaciones de estado es que solo necesita entre tres a cinco parámetros característicos (φ , T_0 , ρ_0 , Q^2 y μ^2) dependiendo del fluido de trabajo, los cuales se presentan en la Tabla 2.7. Estos parámetros se hallan ajustando las ecuaciones a los resultados experimentales.

Además, un factor importante es la precisión de las propiedades termodinámicas, tales como entalpía específica, entropía específica y calores específicos mediante la ecuación BACKONE. Calero *et al.* [21] demostraron que los resultados obtenidos para los refrigerantes R123, R125, R143a y R152a en comparación a los resultados experimentales presentan una desviación de 1.5%.

Tabla 2.7 – Parámetros característicos para ecuación BACKONE. Adaptado de [21].

| Refrigerante | φ | T_0 [K] | ρ_0 $\left[\frac{\text{mol}}{\text{L}}\right]$ | Q^2 | μ^2 |
|--------------|---------------|---------------|---|---------------|---------------|
| R11 | 1.3545 | 452.24 | 3.9742 | 1.6885 | 0.8889 |
| R123 | 1.3852 | 393.48 | 3.5019 | 2.3983 | 5.0204 |
| R125 | 1.4155 | 312.75 | 4.5933 | 3.1327 | 1.0179 |
| R134a | 1.4287 | 332.07 | 4.9570 | 2.5882 | 4.6339 |
| R141b | 1.3792 | 448.36 | 3.8547 | 1.7227 | 2.5276 |
| R245fa | 1.4395 | 372.51 | 3.6416 | 4.0950 | 2.0612 |

2.3.2.1 Fuerza repulsiva (*hard-body*)

Es el término residual que se usa como aproximación para la contribución de las fuerzas repulsivas. De acuerdo a Saager *et al.* [22], dicha contribución se halla mediante las ecuaciones (2.19) y (2.20).

$$\alpha^h(\tau, \delta) = (\varphi^2 - 1) \cdot \ln(1 - \xi) + \frac{(\varphi^2 + 3 \cdot \varphi) \cdot \xi - 3 \cdot \varphi \cdot \xi^2}{(1 - \xi)^2} \quad (2.19)$$

$$\xi = n \cdot \delta \cdot (a + (1 - a) \cdot \tau^\gamma)^{-1} \quad (2.20)$$

Donde,

- φ : Parámetro anisotrópico (Tabla 2.7)
- τ : Temperatura reducida
- δ : Densidad reducida
- n : Parámetro igual a 0.1617
- γ : Parámetro igual a 0.3674
- a : Parámetro igual a 0.689

2.3.2.2 Fuerza de dispersión (attractive dispersion energy)

Es el término que describe la fuerza de dispersión entre moléculas no polares. Fue establecida por Müller *et al.* [11] en base a resultados experimentales de metano, oxígeno y etano. Se hallan según la ecuación (2.21).

$$\alpha^a(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^{19} c_i \cdot (\tau)^{\frac{n_i}{2}} \cdot (\delta)^{m_i} \cdot \varphi^{j_i} + \sum_{i=20}^{28} c_i \cdot (\tau)^{\frac{n_i}{2}} \cdot (\delta)^{m_i} \cdot \varphi^{j_i} \cdot e^{-(\delta)^{j_i}} \quad (2.21)$$

Donde,

- τ : Temperatura reducida
- δ : Densidad reducida
- φ : Parámetro anisotrópico (Tabla 2.7)

2.3.2.3 Interacciones dipolares (dipolar)

Para fluidos polares se debe adicionar un término, el cual considera el efecto de las interacciones polares correspondientes. Fue establecida por Saager *et al.* [22], dando como resultado la ecuación (2.22).

$$\alpha^d(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^{28} c_i \cdot (1.15 \cdot \tau)^{\frac{n_i}{2}} \cdot (\delta)^{\frac{m_i}{2}} \cdot \mu^{\frac{k_i}{4}} \cdot e^{-l_i \cdot (\delta)^2} \quad (2.22)$$

Donde,

- τ : Temperatura reducida
- δ : Densidad reducida
- μ : Momento dipolar reducido (Tabla 2.7)

2.3.2.4 Interacciones cuadrupolares (quadrupolar)

Este término se basa en la simulación de la dinámica molecular y se define según la ecuación (2.23).

$$\alpha^q(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^{17} c_i \cdot (1.15 \cdot \tau)^{\frac{n_i}{2}} \cdot (\delta)^{\frac{m_i}{2}} \cdot Q^{\frac{k_i}{4}} \cdot e^{-l_i \cdot (\delta)^2} \quad (2.23)$$

Donde,

- τ : Temperatura reducida
 δ : Densidad reducida
 Q : Momento cuadrupolar reducido (Tabla 2.7)

2.3.2.5 Energía libre de Helmholtz para gases ideales

La contribución del gas ideal se obtiene analíticamente a partir de las leyes de gases ideales y de la ecuación de calor específico a presión constante para gases ideales (C_p^0), la cual fue determinada previamente. La energía libre de Helmholtz para gases ideales se define según la siguiente ecuación (2.24).

$$A^0(T, \rho) = u^0 - T \cdot s^0 \quad (2.24)$$

Donde,

- A^0 : Energía libre de Helmholtz para gases ideales
 u^0 : Energía interna específica para gases ideales [J/kg]
 s^0 : Entropía específica para gases ideales [J/kg.K]
 T : Temperatura [K]

Sin embargo, al introducir la ecuación de $C_v^0(T)$ se tiene la ecuación (2.25).

$$A^0(T, \rho) = u^0 - T \cdot s^0 + \int_{T_0}^T C_v^0 dT - T \cdot \int_{T_0}^T \frac{C_v^0}{T} dT + R \cdot T \cdot \ln\left(\frac{\rho}{\rho_c}\right) \quad (2.25)$$

A su vez, se debe recordar que $C_p - C_v = R$ lo cual se cumple para los gases ideales. Sin embargo, la resolución de la ecuación previamente mencionada resulta complicada, por lo que se utilizará la ecuación (2.26) [12].

$$\frac{d^2}{d\tau^2} \alpha^0 = -\frac{C_v^0}{R \cdot \tau^2} \quad (2.26)$$

Por lo tanto, luego de realizar la doble integración y sumando el término independiente de la temperatura reducida se tiene la ecuación (2.27), la cual nos permitirá determinar la contribución de la parte ideal a la ecuación de estado.

$$\alpha^0 = \int \left(\int -\frac{Cv^0}{R \cdot \tau^2} d\tau \right) d\tau + \ln(\delta) \quad (2.27)$$

2.4 Cálculo de propiedades termodinámicas

Una vez hallada la energía libre de Helmholtz (α), se calculan las propiedades termodinámicas tales como presión absoluta, entalpía específica, entropía específica y calores específicos en función a sus derivadas parciales las cuales se presentan en la Tabla 2.8. Las abreviaciones corresponden a las siguientes derivadas parciales:

$$\alpha_{\delta}^r = \left(\frac{d}{d\delta} \alpha_r \right)_{\tau}, \quad \alpha_{\tau}^r = \left(\frac{d}{d\tau} \alpha_r \right)_{\delta}$$

$$\alpha_{\delta}^0 = \left(\frac{d}{d\delta} \alpha_0 \right)_{\tau}, \quad \alpha_{\tau}^0 = \left(\frac{d}{d\tau} \alpha_0 \right)_{\delta}$$

Tabla 2.8 – Relación de propiedades termodinámicas básicas. Adaptado de [12].

| Propiedad termodinámica | Definición | Ecuación |
|----------------------------|---------------------|---|
| Presión absoluta | $p = -(dA/dv)_r$ | $p = (1 + \delta \cdot \alpha_{\delta}^r) \cdot \rho \cdot R \cdot T$ |
| Entropía específica | $s = -(dA/dT)_v$ | $\frac{s}{R} = \tau \cdot (\alpha_{\tau}^0 + \alpha_{\tau}^r) - \alpha^0 - \alpha^r$ |
| Energía interna específica | $u = A + T \cdot s$ | $\frac{u}{R \cdot T} = \tau \cdot (\alpha_{\tau}^0 + \alpha_{\tau}^r)$ |
| Entalpía específica | $h = u + p \cdot v$ | $\frac{h}{R \cdot T} = 1 + \tau \cdot (\alpha_{\tau}^0 + \alpha_{\tau}^r) + \delta \cdot \alpha_{\delta}^r$ |

2.5 Características necesarias

La selección del fluido es uno de los factores más importantes para un ORC, pues influye directamente en el desempeño del ciclo. Por ello, se debe considerar sus propiedades termodinámicas, la compatibilidad con el material de los equipos, flamabilidad y toxicidad.

Además, el refrigerante seleccionado debe cumplir los requerimientos ambientales y criterios de seguridad, tales como bajo efecto potencial sobre el ozono (ODP), bajo potencial de calentamiento global (GWP) y bajo tiempo de vida en la atmósfera (ALT).

A su vez, el refrigerante debe tener ciertas características necesarias tales como adecuado punto de ebullición, bajo calor latente, alta temperatura y presión crítica, adecuado volumen específico, baja densidad, baja tensión superficial, alta conductividad térmica, alta estabilidad térmica y no ser corrosivo ni tóxico.

2.6 Composición del refrigerante orgánico R123

Los refrigerantes se clasifican también de acuerdo a su naturaleza, es decir, orgánicos o inorgánicos. Los refrigerantes orgánicos son aquellos que en su composición contienen metano, etano, propano y butano. En la actualidad, los refrigerantes cuya composición contiene metano (R-11, R-12, R-22, entre otros) están siendo reemplazados por otros cuya composición sea en base a etano (R113, R123, R134a, entre otros) o en sus mezclas, también llamadas zeotrópicas (R-401A, R-402B, entre otros).

En base a su composición química, los refrigerantes orgánicos se dividen en los siguientes grupos principales: clorofluorocarbonos (CFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC), hidrofluorocarbonos (HFC) y los hidrocarburos (HC). En particular, el refrigerante orgánico R123 tiene una composición en base a etano y pertenece a la familia de los hidroclorofluorocarbono, por ello, se le denomina también como HCFC-123.

De acuerdo a su número de registro CAS (*CAS registry number*, por sus siglas en inglés), 306-83-2, tiene la siguiente composición 2,2-Dichloro-1,1,1-trifluoroethane y entre sus principales parámetros ambientales tiene un ODP igual 0.02, GWP igual a 77 y ALT igual a 1.3.

CAPÍTULO 3

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

Los motores de combustión interna (MCI) representan una gran oportunidad para la implementación de los sistemas de recuperación de energía residual. Entre las principales oportunidades se encuentran los motores de los generadores eléctricos bajo operación *prime*. Estos motores suelen ser de grandes capacidades, trabajan a bajas rpm y operan por un tiempo prolongado, lo cual garantiza la disponibilidad de los gases de combustión.

3.1 Ciclo teórico Diesel

Para un ciclo teórico Diesel, como se observa en la Figura 3.1, el calor suministrado (Q_1) es generado en la combustión, proceso isobárico de 2 a 3; el trabajo neto (W) es el área sombreada; y el calor cedido al ambiente (Q_2) es el obtenido del proceso isocórico de 4 a 1. Para los motores Diesel, este último calor es evacuado mediante los gases de combustión, agua de refrigeración y radiación.

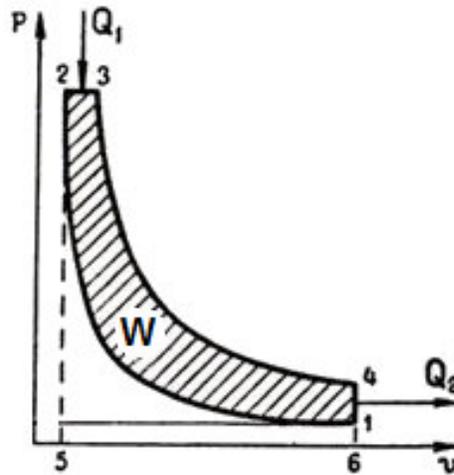


Figura 3.1 – Diagrama presión vs volumen del ciclo teórico Diesel. Adaptado de [23].

3.2 Balance térmico

En la Figura 3.2 y Figura 3.3 se muestra el balance térmico para un motor Diesel en función de su carga. El balance térmico es importante debido a que se conoce la cantidad de calor residual que se puede aprovechar del motor.

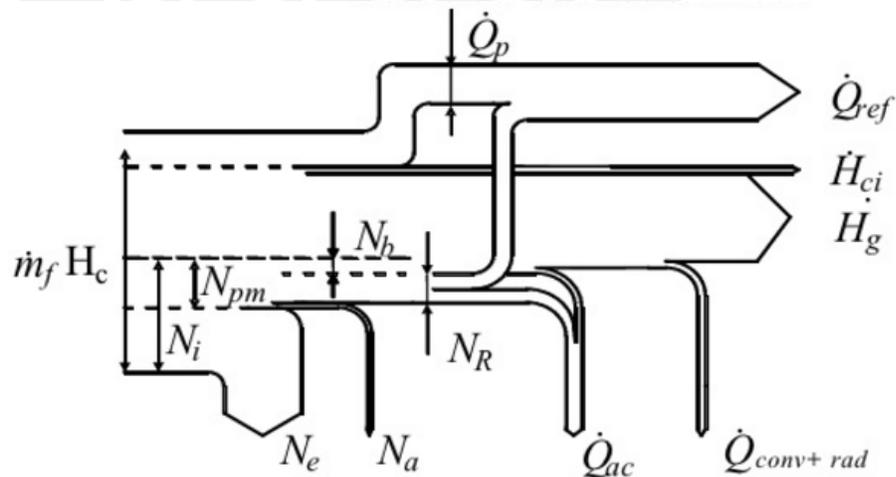


Figura 3.2 – Balance térmico de los motores de combustión interna. Extraído de [24].

Donde,

- N_i : Potencia indicada
- N_e : Potencia efectiva

- N_{pm} : Potencia de pérdidas mecánicas
 N_b : Potencia de bombeo
 N_a : Potencia de equipos auxiliares
 N_R : Pérdida por rozamiento
 H_g : Flujo de entalpía sensible de los gases de combustión
 H_{ci} : Flujo de entalpía por combustión incompleta
 Q_p : Flujo de calor a las paredes

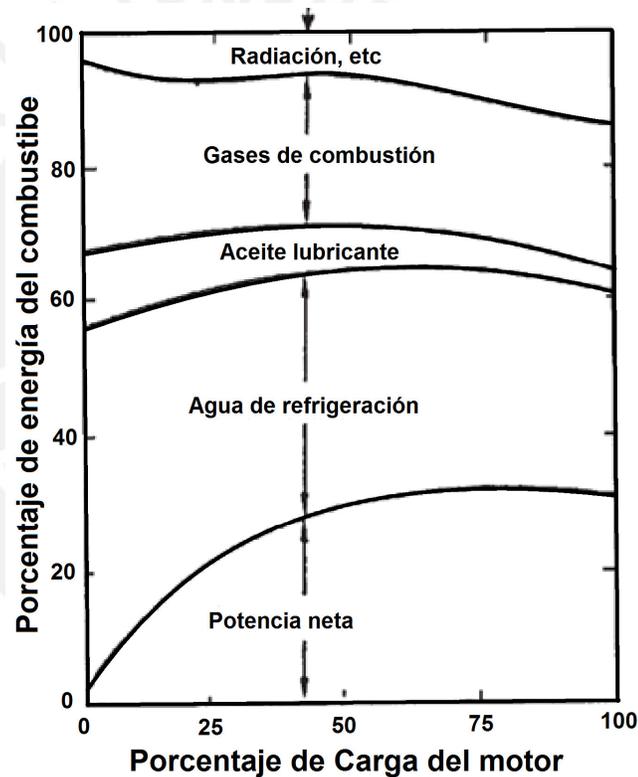


Figura 3.3 – Balance térmico para un motor Diesel. Adaptado de [2].

Se observa que el calor contenido en los gases de combustión, refrigerante y agua de refrigeración representa un gran porcentaje por lo que se puede implementar un sistema de recuperación para aprovechar estos flujos residuales. En promedio, el calor no aprovechado por un motor de combustión interna varía entre 60 y 75% [2].

3.3 Configuraciones principales

La configuración del ORC dependerá principalmente de la fuente de calor y su potencial. Para el caso de aplicación de los motores de combustión interna (ICE, por sus siglas en inglés), existen tres configuraciones principales las cuales buscan recuperar el máximo calor residual posible.

- Recuperador de gases de combustión

Se usa para todo tipo de motores de combustión interna, ya sea de baja o alta potencia. Se recupera solo el calor de los gases de combustión (Figura 3.4).

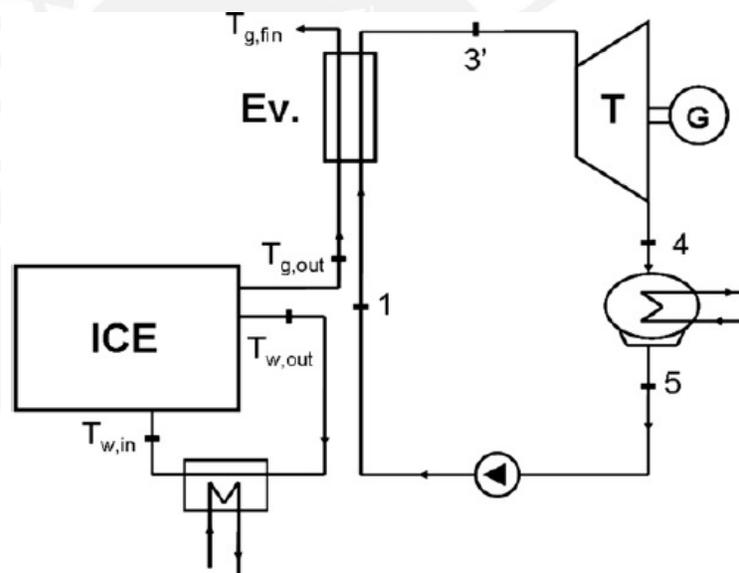


Figura 3.4 – Recuperador de gases de combustión. Adaptado de [25].

- Recuperador de gases de combustión y agua de refrigeración

Se emplea cuando el motor es de gran potencia, pues el calor contenido en el agua de refrigeración es considerable y se puede implementar como un proceso previo al evaporador (Figura 3.5).

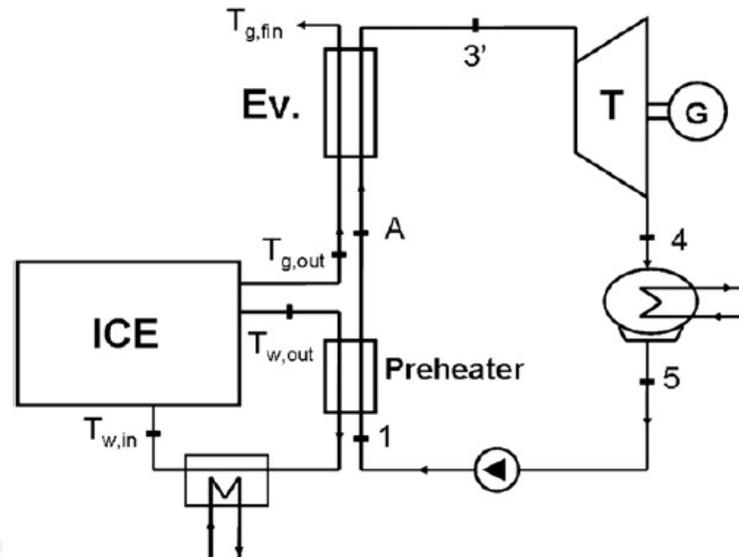


Figura 3.5 – Recuperador de gases de combustión y agua de refrigeración. Adaptado de [25].

- Recuperador de calor interno

Se emplea solo si la temperatura del refrigerante a la salida de la turbina es mayor que la temperatura a la salida de la bomba. Se debe hacer una evaluación tanto técnica como económica antes de optar por esta configuración (Figura 3.6).

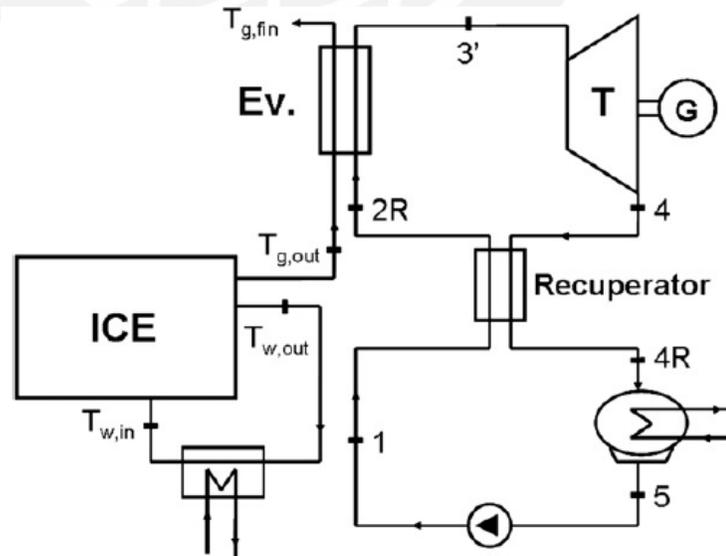


Figura 3.6 – Recuperador de calor interno. Adaptado de [25].

En este caso de estudio, el sistema de recuperación de calor se implementará luego de que el motor convierta la energía térmica en energía mecánica y se recuperará solo el calor cedido al ambiente mediante los gases de combustión, a este tipo de ciclo térmico se denomina “bottoming cycle”. A su vez, las características del equipo a analizar y su composición de los gases de combustión se muestran en las Tabla 3.1 y Tabla 3.3, respectivamente.

Tabla 3.1 – Características del generador eléctrico a gas natural. Extraído de [25].

| Característica del generador eléctrico a gas natural | |
|---|-------------|
| Potencia eléctrica | 2928 kW |
| Consumo de combustible | 7002 kW |
| Eficiencia eléctrica | 41.8 % |
| Velocidad del eje | 1000 rpm |
| Temperatura de gases de combustión | ~ 470 °C |
| Flujo másico de gases de combustión | 15 673 kg/h |
| Flujo másico de aire | 15 154 kg/h |

3.4 Gases de combustión

3.4.1 Componentes principales

En los motores de combustión interna, el combustible se quema junto con el aire, por lo que a la salida del motor se obtiene los productos de dicha reacción química. Los componentes del producto dependerán si hay un exceso o falta de aire en la entrada del motor, siendo los principales componentes el nitrógeno, dióxido de carbono, vapor y oxígeno (Tabla 3.2)

Tabla 3.2 – Composición de los gases de combustión para cada proceso. Extraído de [26].

| Proceso | MECH | MEC |
|------------|---|---|
| Admisión | Aire Combustible Gases de combustión recirculados Gases residuales | Aire Gases de combustión recirculados Gases residuales |
| Compresión | Aire Combustible en vapor Gases de combustión recirculados Gases residuales | Aire Gases de combustión recirculados Gases residuales |
| Expansión | Productos de la combustión (Mezcla de N ₂ , H ₂ O, CO ₂ , CO, H ₂ , O ₂ , NO, OH, O, H, entre otros) | Productos de la combustión (Mezcla de N ₂ , H ₂ O, CO ₂ , CO, H ₂ , O ₂ , NO, OH, O, H, entre otros) |
| Escape | Productos de la combustión (Principalmente N ₂ , H ₂ O, CO ₂ , O ₂ , CO y H ₂) | Productos de la combustión (Principalmente N ₂ , H ₂ O, CO ₂ y O ₂) |

3.4.2 Propiedades de los gases de combustión

Las propiedades de los gases de combustión tales como calor específico, viscosidad dinámica, cinemática y conductividad térmica son necesarias para el diseño del intercambiador de calor. Además, se deberá medir las fracciones en masa correspondiente para cada componente del producto, el cual varía de acuerdo a la condición de operación del motor. Para el caso de este motor bajo las condiciones de operación previamente mencionadas, los contaminantes ambientales, tales como metano y óxido de nitrógeno, representan aproximadamente 1% del total de la composición, por ello, se despreciarán en los siguientes cálculos.

Tabla 3.3 – Composición de los gases de combustión. Adaptado de [25].

| Composición de los gases de combustión | | |
|--|------------------|----------------|
| Gas | Fracción en masa | Masa molecular |
| Dióxido de carbono (CO ₂) | 9.1 % | 44.010 |
| Vapor de agua (H ₂ O) | 7.4 % | 18.015 |
| Nitrógeno (N ₂) | 74.2 % | 31.999 |
| Oxígeno (O ₂) | 9.3 % | 28.014 |

Además, como se conoce la temperatura y presión absoluta de salida de los gases de combustión, se puede determinar el calor específico y la entalpía específica de cada componente por separado. Estas propiedades se calcularán mediante las Tabla 3.4, Tabla 3.5, Tabla 3.6 y Tabla 3.7 para cada componente.

Tabla 3.4 – Propiedades termofísicas del dióxido de carbono. Extraído de [7].

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg·K) | $\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m·K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | Pr |
|--|--------------------------------|--------------------|---|---|---------------------------|--|-------|
| Carbon Dioxide (CO ₂), $\mathcal{M} = 44.01$ kg/kmol | | | | | | | |
| 600 | 0.8826 | 1.08 | 270 | 30.6 | 40.7 | 42.7 | 0.717 |
| 650 | 0.8143 | 1.10 | 288 | 35.4 | 44.5 | 49.7 | 0.712 |
| 700 | 0.7564 | 1.13 | 305 | 40.3 | 48.1 | 56.3 | 0.717 |
| 750 | 0.7057 | 1.15 | 321 | 45.5 | 51.7 | 63.7 | 0.714 |
| 800 | 0.6614 | 1.17 | 337 | 51.0 | 55.1 | 71.2 | 0.716 |

Tabla 3.5 – Propiedades termofísicas del vapor de agua. Extraído de [7].

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg·K) | $\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m·K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | Pr |
|--|--------------------------------|--------------------|---|---|---------------------------|--|-------|
| Water Vapor (Steam), $\mathcal{M} = 18.02$ kg/kmol | | | | | | | |
| 600 | 0.3652 | 2.026 | 206.7 | 56.60 | 42.2 | 57.0 | 0.993 |
| 650 | 0.3380 | 2.056 | 224.7 | 66.48 | 46.4 | 66.8 | 0.996 |
| 700 | 0.3140 | 2.085 | 242.6 | 77.26 | 50.5 | 77.1 | 1.00 |
| 750 | 0.2931 | 2.119 | 260.4 | 88.84 | 54.9 | 88.4 | 1.00 |
| 800 | 0.2739 | 2.152 | 278.6 | 101.7 | 59.2 | 100 | 1.01 |
| 850 | 0.2579 | 2.186 | 296.9 | 115.1 | 63.7 | 113 | 1.02 |

Tabla 3.6 – Propiedades termofísicas del nitrógeno. Extraído de [7].

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg·K) | $\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m·K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | Pr |
|---|--------------------------------|--------------------|---|---|---------------------------|--|-------|
| Nitrogen (N ₂), $M = 28.01$ kg/kmol | | | | | | | |
| 600 | 0.5615 | 1.075 | 290.8 | 51.79 | 44.6 | 73.9 | 0.701 |
| 700 | 0.4812 | 1.098 | 321.0 | 66.71 | 49.9 | 94.4 | 0.706 |
| 800 | 0.4211 | 1.122 | 349.1 | 82.90 | 54.8 | 116 | 0.715 |
| 900 | 0.3743 | 1.146 | 375.3 | 100.3 | 59.7 | 139 | 0.721 |
| 1000 | 0.3368 | 1.167 | 399.9 | 118.7 | 64.7 | 165 | 0.721 |

Tabla 3.7 – Propiedades termofísicas del oxígeno. Extraído de [7].

| T (K) | ρ (kg/m ³) | c_p (kJ/kg·K) | $\mu \cdot 10^7$ (N·s/m ²) | $\nu \cdot 10^6$ (m ² /s) | $k \cdot 10^3$ (W/m·K) | $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s) | Pr |
|---|--------------------------------|--------------------|---|---|---------------------------|--|-------|
| Oxygen (O ₂), $M = 32.00$ kg/kmol | | | | | | | |
| 600 | 0.6414 | 1.003 | 343.7 | 53.59 | 47.3 | 73.5 | 0.729 |
| 700 | 0.5498 | 1.031 | 380.8 | 69.26 | 52.8 | 93.1 | 0.744 |
| 800 | 0.4810 | 1.054 | 415.2 | 86.32 | 58.9 | 116 | 0.743 |
| 900 | 0.4275 | 1.074 | 447.2 | 104.6 | 64.9 | 141 | 0.740 |
| 1000 | 0.3848 | 1.090 | 477.0 | 124.0 | 71.0 | 169 | 0.733 |

En general, la temperatura de los gases de combustión varía entre 200 °C y 600 °C, mientras que la presión absoluta es ligeramente mayor a la presión atmosférica. Por ello, los gases de combustión pueden tratarse como una mezcla de gases ideales [27].

El calor específico y la entalpía específica de una mezcla de gases ideales se hallan multiplicando la concentración en masa por la propiedad de cada componente. Por lo tanto, la entalpía específica de los gases de combustión se halla mediante la ecuación (3.1) y el calor específico se halla mediante la ecuación (3.2).

$$h_{gc} = \sum_{i=1}^4 x_i \cdot h_i \tag{3.1}$$

$$Cp_{gc} = \sum_{i=1}^4 x_i \cdot Cp_i \tag{3.2}$$

Donde,

- h_{gc} : Entalpía específica de los gases de combustión [kJ/kg]
- Cp_{gc} : Calor específico de los gases de combustión [kJ/kg.K]

- h_i : Entalpía específica de cada componente [kJ/kg]
 Cp_i : Calor específico de cada componente [kJ/kg.K]
 x_i : Fracción másica de cada componente
 i : Componentes de los gases de combustión

Además, la densidad se determina de acuerdo a la ley de Amagat [27] o ley de volúmenes parciales para una mezcla de gases (ecuación (3.3)).

$$\rho_{gc} = \left(\sum_{i=1}^4 x_i \cdot M_i \right) / \left(\sum_{i=1}^4 x_i \cdot \frac{M_i}{\rho_i} \right) \quad (3.3)$$

Donde,

- ρ_{gc} : Densidad de los gases de combustión [kg/m³]
 M_i : Masa molecular de cada componente [kg/mol]
 ρ_i : Densidad de cada componente [kg/m³]
 x_i : Fracción másica de cada componente
 i, j : Componentes de los gases de combustión

Entre los distintos métodos para determinar la viscosidad de la mezcla de gases para bajas presiones absolutas, se utilizará el método desarrollado por Herning *et. al* [20]. Para ello, se debe conocer la viscosidad de cada componente y se calcula mediante las ecuaciones (3.4) y (3.5).

$$\Phi_{ij} = \left(\frac{M_j}{M_i} \right)^{\frac{1}{2}} = \Phi_{ji}^{-1} \quad (3.4)$$

$$\mu_{gc} = \sum_{i=1}^4 \frac{x_i \cdot \mu_i}{\sum_{j=1}^4 x_j \cdot \Phi_{ij}} \quad (3.5)$$

Donde,

- μ_{gc} : Viscosidad de los gases de combustión [Pa.s]
 $M_{i,j}$: Masa molecular de cada componente [kg/mol]
 μ_i : Viscosidad de cada componente [Pa.s]
 x_i : Fracción másica de cada componente

i, j : Componentes de los gases de combustión

De manera análoga, para el cálculo de la conductividad térmica se empleará la ecuación (3.6) desarrollada por Wassiljewa [20]. En dicha ecuación se cumple que $A_{ij} = \Phi_{ij}$.

$$\lambda_{gc} = \sum_{i=1}^4 \frac{x_i \cdot \lambda_i}{\sum_{j=1}^4 x_j \cdot A_{ij}} \quad (3.6)$$

Donde,

λ_{gc} : Conductividad térmica de los gases de combustión [W/m.K]
 λ_i : Conductividad térmica de cada componente [W/m.K]
 x_i : Fracción másica de cada componente

CAPÍTULO 4

4 CÁLCULOS Y RESULTADOS

De acuerdo a lo mencionado en los capítulos anteriores, se calcularán las distintas propiedades del ciclo Rankine orgánico (ORC, por sus siglas en inglés). Para ello, se seguirá el diagrama de trabajo sugerido por Wang *et al.* [28] el cual se muestra en Figura 4.1.

4.1 Resultados

Se crearon las funciones necesarias en el software matemático MATLAB para calcular la presión absoluta de saturación, densidad, entalpía específica y entropía específica del refrigerante R123, según las ecuaciones del Capítulo 2 del presente trabajo.

Inicialmente se tuvieron las siguientes consideraciones para el ciclo termodinámico.

- Se consideró un fluido de trabajo puro con un punto de ebullición mayor a 270 K.
- Los gases de combustión proveen suficiente calor para que funcione el ORC.
- La temperatura de condensación varía entre 300 y 350 K.
- La presión absoluta de evaporación varía entre 1 y 2 MPa.
- La máxima relación de presiones es igual a 8.
- La potencia neta del ciclo es 100 kW.
- La eficiencia de la bomba es 0.70.
- La eficiencia de la turbina es 0.75.

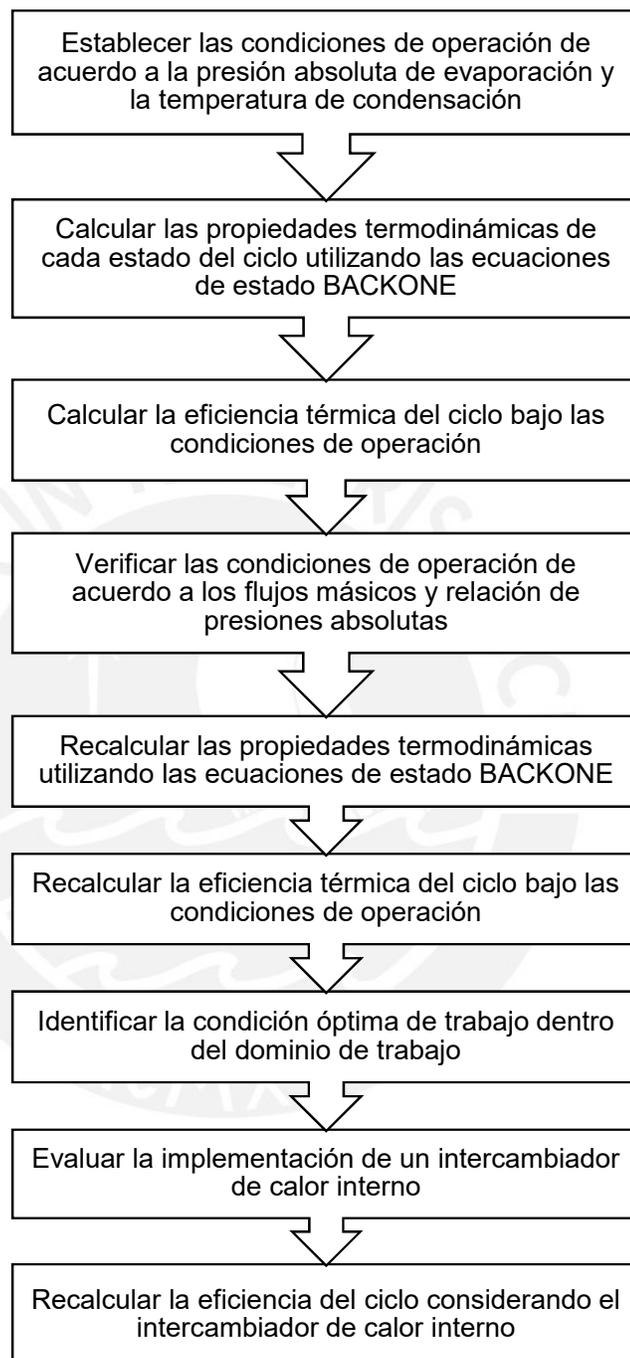


Figura 4.1 – Diagrama de flujo de trabajo para calcular el ORC. Adaptado de [28].

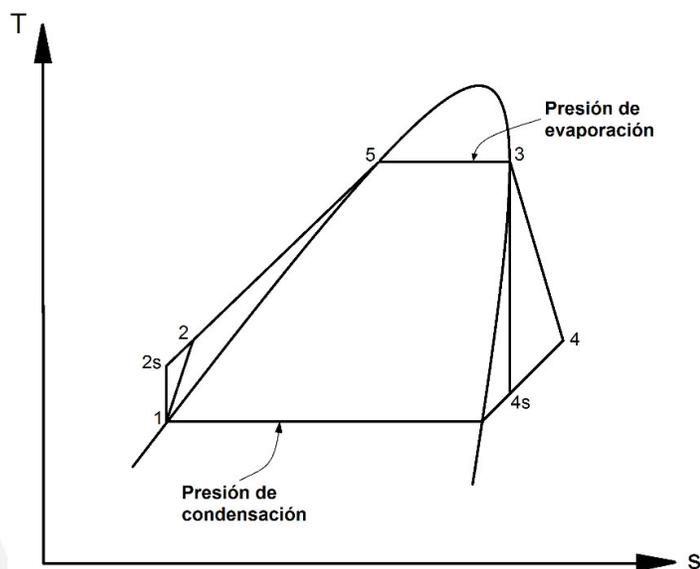


Figura 4.2 – Diagrama T-s de referencia. Elaboración propia.

Una vez realizada la programación, se obtuvieron los siguientes resultados. Para cada gráfica obtenida se analizará el punto de máxima eficiencia (punto de operación 1) y el punto de operación óptimo (punto de operación 2). A su vez, el eje “X” se refiere a la presión de evaporación (p_3), el eje “Y” se refiere a la temperatura de condensación (T_1).

4.1.1 Eficiencia térmica

Como se observa en la Figura 4.3, la eficiencia térmica aumenta conforme la diferencia entre la presión absoluta de evaporación (p_3) y la presión de condensación (p_1) aumenta (Figura 4.2). Evidentemente, la máxima eficiencia de 16% se obtiene en el punto de operación 1, es decir, a una presión absoluta de evaporación de 2 MPa y una temperatura de condensación de 300 K. Mientras que la mínima eficiencia se obtiene a una presión absoluta de 1 MPa y una temperatura de 350 K.

Sin embargo, esto no garantiza que sea la condición óptima de trabajo, pues se deben tener otros factores en consideración tales como la relación de presiones absolutas y flujo másico, los cuales se verán en las siguientes gráficas. A su vez, se analizará el punto de operación 2, el cual trabaja a una presión absoluta de evaporación de 2 MPa y una temperatura de 330 K.

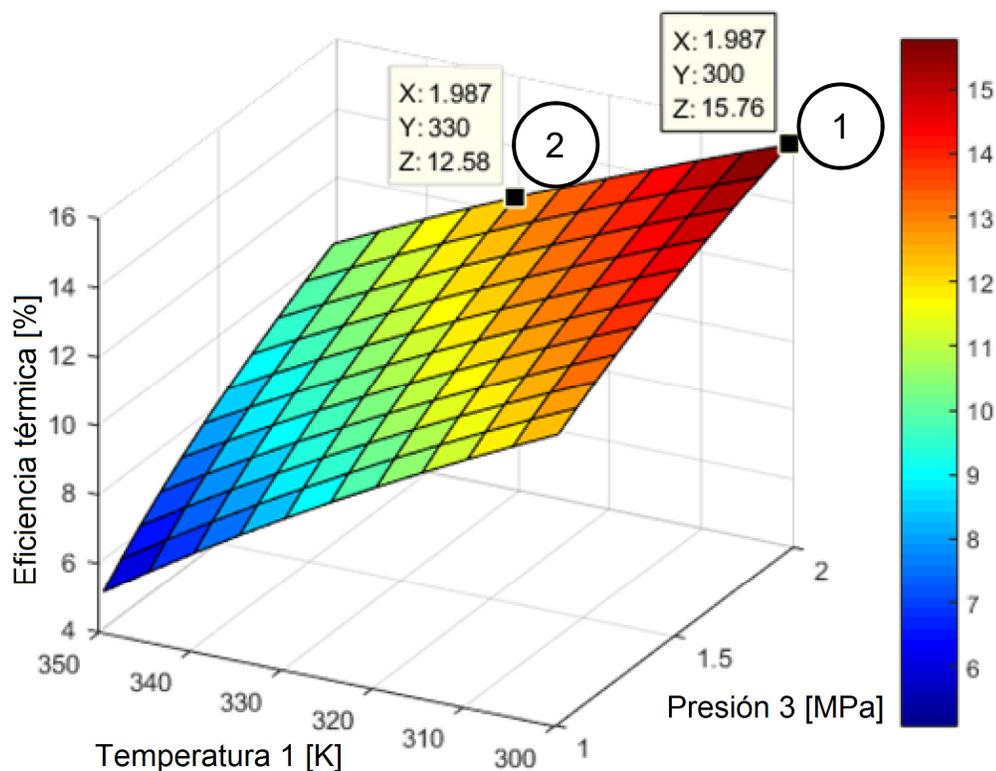


Figura 4.3 – Eficiencia térmica del ciclo Rankine orgánico. Elaboración propia.

4.1.2 Relación de presiones

Como se mencionó previamente, se deben considerar otros factores también importantes para seleccionar el punto de operación óptimo. Entre ellos, la relación de presiones queda limitada técnicamente por las características de la turbina. Wang *et al.* [28] sugieren que la relación de presiones en la turbina no exceda de un valor de 8.

Según la Figura 4.4, se observa que mientras menor sea la diferencia entre la presión absoluta de evaporación y presión de condensación, la relación de presiones también disminuye. Asimismo, la relación de presiones para el punto de operación 1 es de 20, lo cual es un valor bastante alto. Sin embargo, para el punto de operación 2, la relación de presiones es menor a 8.

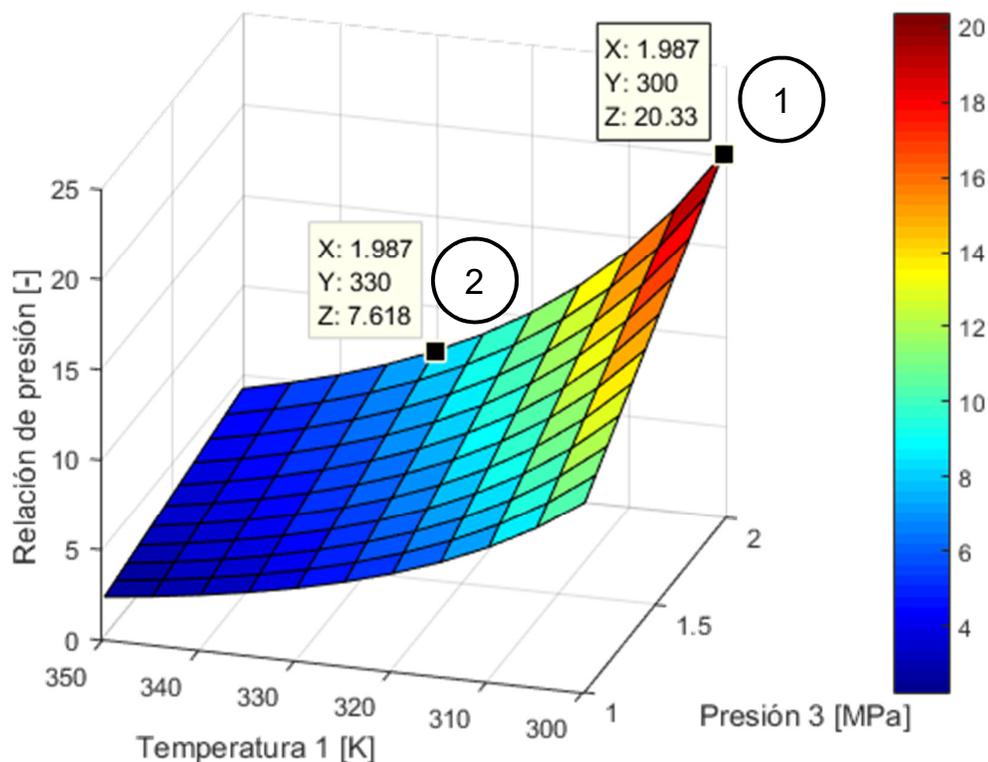


Figura 4.4 – Relación de presiones del ciclo Rankine orgánico. Elaboración propia.

4.1.3 Flujo másico

En la Figura 4.5 se observa la tendencia del flujo másico en función de la temperatura de condensación y presión absoluta de evaporación. Para el punto de operación 1 se obtiene un flujo másico de 2.8 kg/s, mientras que para el punto de operación 2 se obtiene un flujo másico de 4 kg/s.

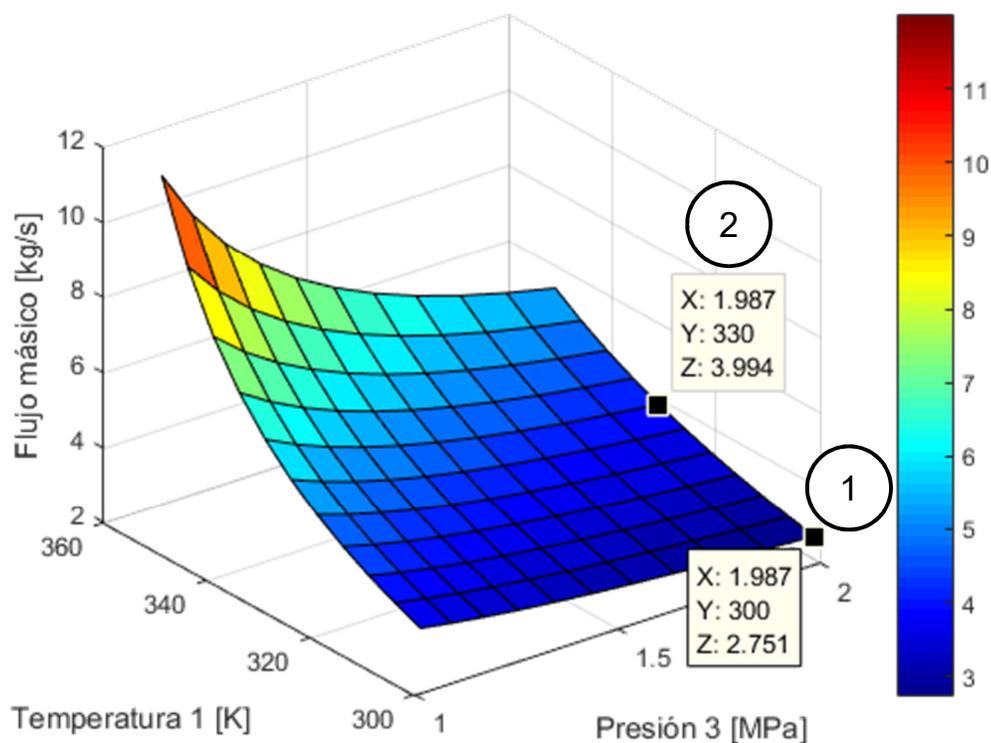


Figura 4.5 – Flujo másico del ciclo Rankine orgánico. Elaboración propia.

4.1.4 Calor del evaporador

Se observa en la Figura 4.6 que mientras mayor sea la relación de presiones absolutas, menor será el calor del evaporador. Para el punto de operación 1 se requiere una menor (635 kW) transferencia de calor de parte de los gases de combustión. Mientras que para el punto de operación 2 se necesita una mayor de transferencia de calor (795 kW).

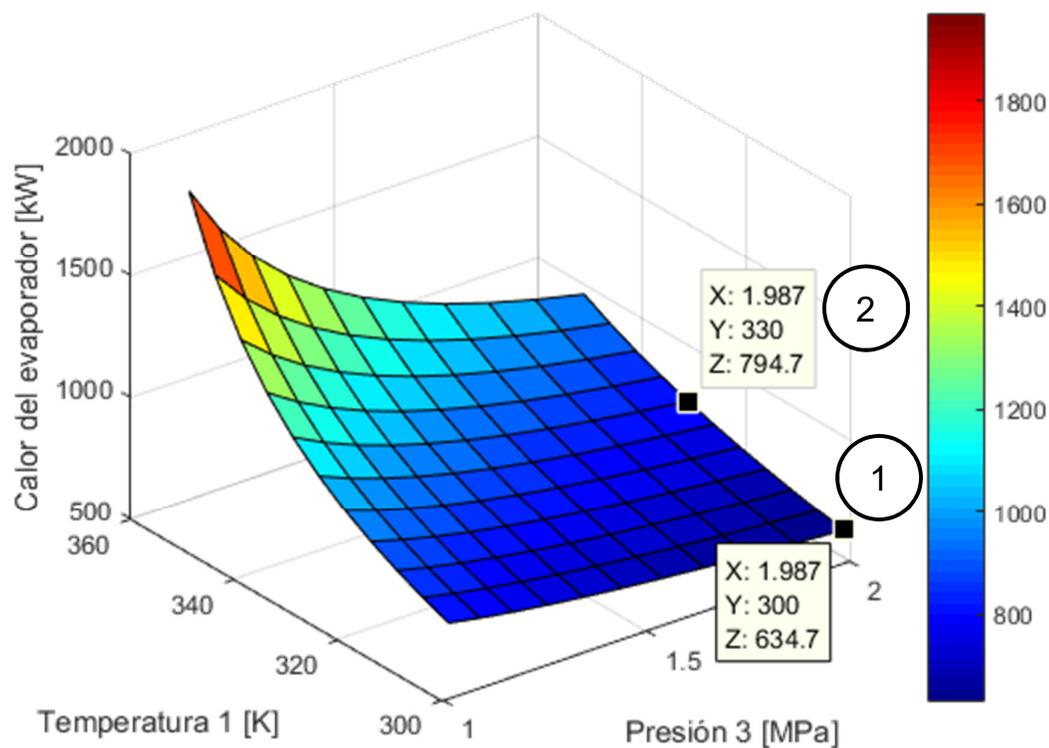


Figura 4.6 – Calor del evaporador del ciclo Rankine orgánico. Elaboración propia.

4.1.5 Potencia de la turbina y la bomba

Para el cálculo se consideró que la potencia neta deberá ser de 100 kW. A su vez, la potencia de la bomba será directamente proporcional a la diferencia de presiones entre el evaporador y el condensador y al flujo másico que circule por el ORC según la ecuación (1.5).

Por ello, como se observa en la Figura 4.7, la potencia requerida por la bomba para el punto de operación 1 será menor a la requerida en el punto de operación 2. Sin embargo, esta diferencia solo es de 2 kW. Similarmente, las potencias generadas por las turbinas en ambos puntos de operación son similares.

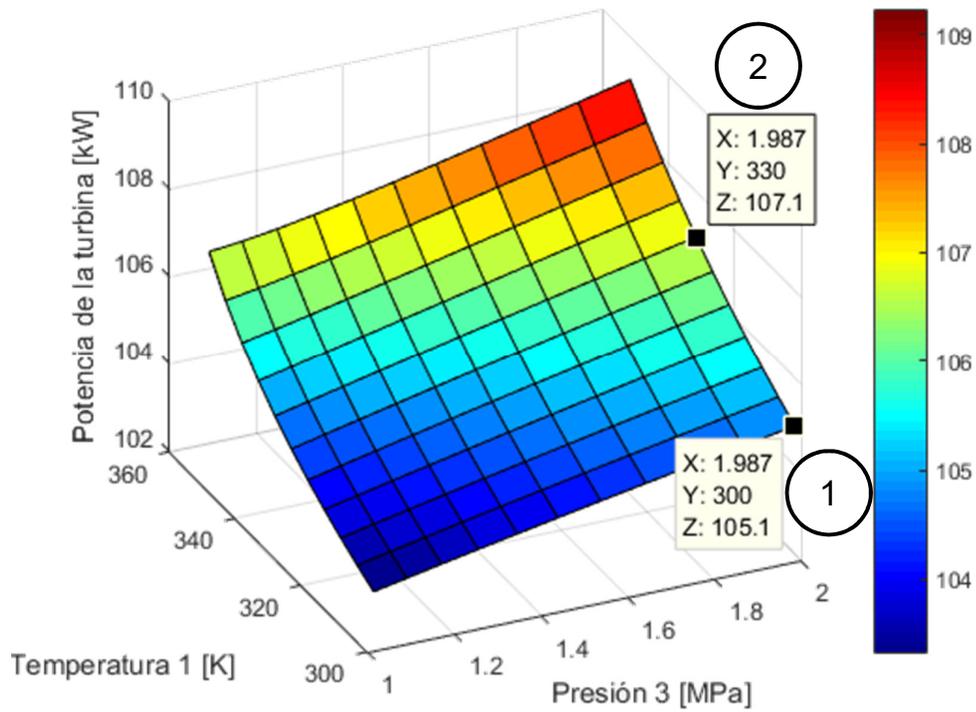


Figura 4.7 – Potencia de la turbina del ciclo Rankine orgánico. Elaboración propia.

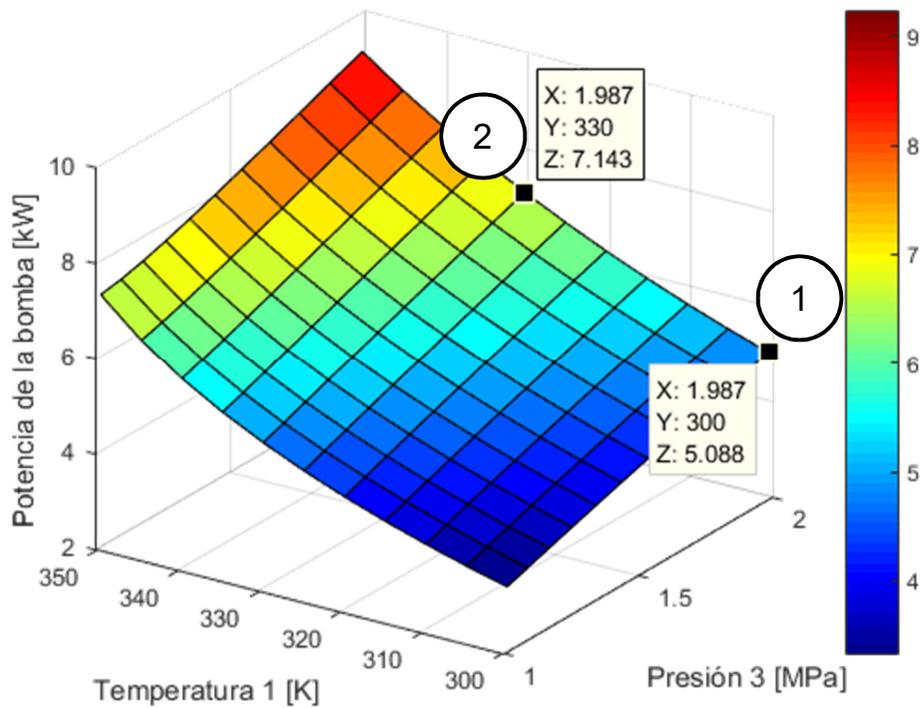


Figura 4.8 – Potencia de la bomba del ciclo Rankine orgánico. Elaboración propia.

4.2 Diseño del evaporador

Luego de seleccionar el punto óptimo de operación (punto de operación 2), se determinarán las propiedades termodinámicas y termofísicas para los gases de combustión y el refrigerante R123 necesarias para el diseño del evaporador.

Para ello, se tomarán como referencia los siguientes estados termodinámicos señalados en la Figura 4.9.

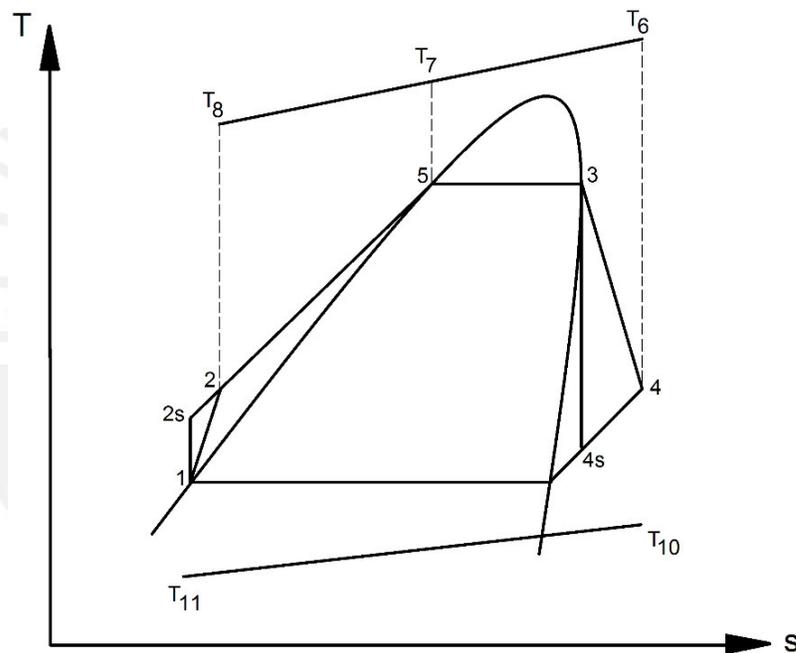


Figura 4.9 – Diagrama T-s para la condición de operación. Elaboración propia.

4.2.1 Condiciones de operación de los fluidos

Como se muestra en el esquema técnico (Figura 1.15), el refrigerante R123 circula por el interior de los tubos según las condiciones de operación mostradas en la Tabla 4.1. A su vez, los gases de combustión circulan por el lado de la coraza y sus condiciones de operación se muestran en la Tabla 4.2.

Tabla 4.1 – Condiciones de operación para el refrigerante R123. Elaboración propia.

| Condiciones de entrada | Símbolo | Valor |
|------------------------|-------------|---------|
| Temperatura de entrada | T_2 | 330 K |
| Temperatura de salida | T_3 | 420.5 K |
| Flujo másico | \dot{m}_R | 4 kg/s |

Tabla 4.2 – Condiciones de operación de los gases de combustión. Elaboración propia.

| Condiciones de entrada | Símbolo | Valor |
|------------------------|----------------|------------|
| Temperatura de entrada | T_6 | 740 K |
| Temperatura de salida | T_8 | 580 K |
| Flujo másico | \dot{m}_{gc} | 4.354 kg/s |

Tabla 4.3 – Propiedades termodinámicas del refrigerante R123 para las condiciones de operación óptima. Elaboración propia.

| Estado | Presión absoluta [MPa] | Temperatura [K] | Densidad [kg/m ³] | Entalpía específica [kJ/kg] | Calor específico [kJ/kg.K] |
|--------|------------------------|-----------------|-------------------------------|-----------------------------|----------------------------|
| 1 | 0.261 | 330 | 1378.4 | 259.64 | 1.062 |
| 2s | 2.005 | 331.2 | - | 260.90 | - |
| 2 | 2.005 | 331.9 | 1375.6 | 261.44 | 1.063 |
| 3 | 2.005 | 420.5 | 132.92 | 463.53 | 1.195 |
| 4s | 0.261 | 343 | - | 423.57 | - |
| 4 | 0.261 | 354 | - | 436.56 | - |
| 5 | 2.005 | 420.5 | 1053 | 363.42 | 1.381 |

4.2.2 Propiedades termofísicas del refrigerante R123

Asimismo, para calcular el coeficiente pelicular de los tubos sin cambio de fase son necesarias las propiedades del refrigerante R123, las cuales se determinan a una temperatura media entre la entrada y salida.

$$T_{b2} = \frac{T_5 + T_2}{2} = \frac{420 + 330}{2} = 375 \text{ K}$$

Para la temperatura T_{b2} , las propiedades del refrigerante R123 son las siguientes:

- Viscosidad dinámica

$$A = 5522 \frac{1}{\text{Pa} \cdot \text{s}}$$

$$C = 1.35$$

$$\mu_{b2} = \left(A \cdot \left(\frac{1}{C - \frac{T_{b2}}{T_c}} - 1 \right) \right)^{-1} = \left(5522 \cdot \left(\frac{1}{1.35 - \frac{375}{456.9}} - 1 \right) \right)^{-1}$$

$$\mu_{b2} = 2.03 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

- Conductividad térmica

$$a = \begin{bmatrix} 6.429 \cdot 10^{-2} \\ -5.305 \cdot 10^{-2} \\ 4.535 \cdot 10^{-5} \\ -1.399 \cdot 10^{-1} \\ 1.665 \cdot 10^{-1} \\ -1.627 \cdot 10^{-2} \\ 1.368 \cdot 10^{-1} \\ -1.833 \cdot 10^{-1} \\ 3.571 \cdot 10^{-2} \\ -2.312 \cdot 10^{-2} \\ 3.419 \cdot 10^{-2} \\ -7.573 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$b_1 = 5.695 \cdot 10^{-5} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}^2}$$

$$b_2 = -0.007788 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$c_1 = 0.486742 \cdot 10^{-2} \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

$$d = \begin{bmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \\ 2 \\ 2 \\ 2 \\ 3 \\ 3 \\ 3 \\ 4 \\ 4 \\ 4 \end{bmatrix} \quad t = \begin{bmatrix} 1.5 \\ 2 \\ 6 \\ 0 \\ 0.5 \\ 1.5 \\ 0 \\ 0.5 \\ 1.5 \\ 0 \\ 0.5 \\ 1.5 \end{bmatrix}$$

Por lo tanto,

$$\lambda_{0b2} = b_1 \cdot T_{b2} + b_2 = (5.695 \cdot 10^{-5}) \cdot 375 - 0.00778 = 0.014 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\Delta\lambda_{exb2} = \sum_{i=1}^{12} a_i \cdot \left(\frac{\rho_{b2}}{\rho_C}\right)^{d_i} \cdot \left(\frac{T_C}{T_{b2}}\right)^{t_i} = \sum_{i=1}^{12} a_i \cdot \left(\frac{1256.4}{550}\right)^{d_i} \cdot \left(\frac{456.9}{375}\right)^{t_i} = 0.046 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\lambda_{cb2} = c_1 \cdot e^{\left(-100 \cdot \left(\frac{T_C}{T_{b2}} - 1\right)^4 - 7.08535 \cdot \left(\frac{\rho_{b2}}{\rho_C} - 1\right)^2\right)}$$

$$\Delta\lambda_{cb2} = (0.486742 \cdot 10^{-2}) \cdot e^{\left(-100 \cdot \left(\frac{456.9}{375} - 1\right)^4 - 7.08535 \cdot \left(\frac{1256.4}{550} - 1\right)^2\right)} = 3.266 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\lambda_{b2} = \lambda_{0b2} + \Delta\lambda_{exb2} + \Delta\lambda_{cb2} = 0.014 + 0.046 + 3.266 \cdot 10^{-8} = 59.11 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

Por otro lado, para calcular el coeficiente pelicular de los tubos con cambio de fase, es necesario calcular las propiedades termofísicas del refrigerante R123 en el estado 5.

Por lo tanto,

- Viscosidad dinámica

$$\mu_5 = \left(A \cdot \left(\frac{1}{C - \frac{T_5}{T_C}} \right) - 1 \right)^{-1} = \left(5522 \cdot \left(\frac{1}{1.35 - \frac{420.5}{456.9}} \right) - 1 \right)^{-1} = 1.36 \cdot 10^{-4} Pa \cdot s$$

- Conductividad térmica

$$\lambda_{05} = b_1 \cdot T_5 + b_2 = (5.695 \cdot 10^{-5}) \cdot 420.5 - 0.00778 = 0.016 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\Delta\lambda_{ex5} = \sum_{i=1}^{12} a_i \cdot \left(\frac{\rho_5}{\rho_C}\right)^{d_i} \cdot \left(\frac{T_C}{T_5}\right)^{t_i} = \sum_{i=1}^{12} a_i \cdot \left(\frac{1053}{550}\right)^{d_i} \cdot \left(\frac{456.9}{420.5}\right)^{t_i} = 0.032 \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\Delta\lambda_{c5} = c_1 \cdot e^{\left(-100 \cdot \left(\frac{T_C}{T_5} - 1\right)^4 - 7.08535 \cdot \left(\frac{\rho_5}{\rho_C} - 1\right)^2\right)}$$

$$\Delta\lambda_{cb2} = (0.486742 \cdot 10^{-2}) \cdot e^{\left(-100 \cdot \left(\frac{456.9}{420.5} - 1\right)^4 - 7.08535 \cdot \left(\frac{1053}{550} - 1\right)^2\right)} = 1.292 \cdot 10^{-5} \frac{W}{m \cdot K}$$

$$\lambda_{b2} = \lambda_{0b2} + \Delta\lambda_{exb2} + \Delta\lambda_{cb2} = 0.016 + 0.032 + 1.292 \cdot 10^{-5} = 47.95 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

Tabla 4.4 – Propiedades termofísicas del refrigerante R123. Elaboración propia.

| Estado | Densidad [kg/m ³] | Viscosidad dinámica [Pa.s] | Conductividad térmica [W/m.K] |
|--------|----------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------|
| 5 | 1053 | 1.36 x 10 ⁻⁴ | 47.95 x 10 ⁻³ |
| b2 | 1256.4 | 2.03 x 10 ⁻⁴ | 59.11 x 10 ⁻³ |

4.2.3 Propiedades termofísicas de los gases de combustión

Para los cálculos posteriores del intercambiador de calor, se requerirán las propiedades termofísicas tales como viscosidad cinemática, viscosidad dinámica y conductividad térmica de los gases de combustión. Para ello, dichas propiedades se hallan a una temperatura media (T_b) entre la temperatura de entrada (T_6) y salida (T_8). Por lo tanto, la temperatura de salida de los gases de combustión se halla mediante un balance térmico.

$$Cp_{gc} = 1.156 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

$$T_8 = T_6 - \frac{\dot{m}_R \cdot (h_3 - h_2)}{\dot{m}_{gc} \cdot Cp_{gc}} = 740 - \frac{4 \cdot (460.29 - 259.53)}{4.354 \cdot 1.156} = 580 \text{ K}$$

Entonces, la temperatura media será,

$$T_b = \frac{T_6 + T_8}{2} = \frac{740 + 580}{2} = 660 \text{ K}$$

A su vez, los gases de combustión se encuentran ligeramente por encima de la presión atmosférica, por lo tanto, se puede considerar como una mezcla de gases ideales. Para ello, se debe determinar las propiedades de cada componente a dicha temperatura como se muestra en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5 – Propiedades termofísicas de cada elemento de los gases de combustión.
Elaboración propia.

| Elemento | Densidad [kg/m ³] | Calor específico [kJ/kg.K] | Viscosidad cinemática [m ² /s] | Viscosidad dinámica [Pa.s] | Conductividad térmica [W/m.K] |
|--------------------|-------------------------------|----------------------------|---|----------------------------|-------------------------------|
| Dióxido de Carbono | 0.8027 | 1.110 | 36.4 x 10 ⁻⁶ | 291 x 10 ⁻⁷ | 45.2 x 10 ⁻³ |
| Vapor | 0.3332 | 2.062 | 68.64 x 10 ⁻⁶ | 228 x 10 ⁻⁷ | 47.2 x 10 ⁻³ |
| Oxígeno | 0.5864 | 1.020 | 62.99 x 10 ⁻⁶ | 366 x 10 ⁻⁷ | 50.6 x 10 ⁻³ |
| Nitrógeno | 0.5133 | 1.089 | 60.74 x 10 ⁻⁶ | 309 x 10 ⁻⁷ | 47.8 x 10 ⁻³ |

4.2.3.1 Calor específico

El calor específico de los gases de combustión se halla mediante la ecuación (3.2), es decir, multiplicando el calor específico de cada componente puro por su fracción másica.

$$Cp_{gc} = (x_{1x} \cdot Cp_{1x} + x_{2x} \cdot Cp_{2x} + x_{3x} \cdot Cp_{3x} + x_{4x} \cdot Cp_{4x})$$

$$Cp_{gc} = (0.091 \cdot 1.110 + 0.074 \cdot 2.062 + 0.093 \cdot 1.020 + 0.742 \cdot 1.089) = 1.156 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

Se comprueba que el calor específico de los gases de combustión es igual al asumido previamente. Esto se consiguió luego de varias iteraciones con el fin de realizar un cálculo más exacto.

4.2.3.2 Viscosidad dinámica

Utilizando las ecuaciones (3.4) y (3.5), se procede a calcular la viscosidad dinámica.

$$\Phi_{12} = \left(\frac{M_{2x}}{M_{1x}}\right)^{1/2} = \left(\frac{18.015}{44.010}\right)^{1/2} = 0.64$$

$$\Phi_{21} = \Phi_{12}^{-1} = (0.64)^{-1} = 1.563$$

$$\Phi_{13} = \left(\frac{M_{3x}}{M_{1x}}\right)^{1/2} = \left(\frac{31.999}{44.010}\right)^{1/2} = 0.853$$

$$\Phi_{31} = \Phi_{13}^{-1} = (0.853)^{-1} = 1.173$$

$$\Phi_{14} = \left(\frac{M_{4x}}{M_{1x}} \right)^{1/2} = \left(\frac{28.014}{44.010} \right)^{1/2} = 0.798$$

$$\Phi_{41} = \Phi_{14}^{-1} = (0.798)^{-1} = 1.253$$

$$\Phi_{23} = \left(\frac{M_{3x}}{M_{2x}} \right)^{1/2} = \left(\frac{31.999}{18.015} \right)^{1/2} = 1.333$$

$$\Phi_{32} = \Phi_{23}^{-1} = (1.333)^{-1} = 0.75$$

$$\Phi_{24} = \left(\frac{M_{4x}}{M_{2x}} \right)^{1/2} = \left(\frac{28.014}{18.015} \right)^{1/2} = 1.247$$

$$\Phi_{42} = \Phi_{24}^{-1} = (1.247)^{-1} = 0.802$$

$$\Phi_{34} = \left(\frac{M_{4x}}{M_{3x}} \right)^{1/2} = \left(\frac{28.014}{31.999} \right)^{1/2} = 0.936$$

$$\Phi_{43} = \Phi_{34}^{-1} = (0.936)^{-1} = 1.069$$

$$\mu_{gc} = \frac{\frac{x_{1x} \cdot \mu_{1x}}{x_{1x} + x_{2x} \cdot \Phi_{12} + x_{3x} \cdot \Phi_{13} + x_{4x} \cdot \Phi_{14}} + \frac{x_{2x} \cdot \mu_{2x}}{x_{1x} \cdot \Phi_{21} + x_{2x} + x_{3x} \cdot \Phi_{23} + x_{4x} \cdot \Phi_{24}}}{\frac{x_{3x} \cdot \mu_{3x}}{x_{1x} \cdot \Phi_{31} + x_{2x} \cdot \Phi_{32} + x_{3x} + x_{4x} \cdot \Phi_{34}} + \frac{x_{4x} \cdot \mu_{4x}}{x_{1x} \cdot \Phi_{41} + x_{2x} \cdot \Phi_{42} + x_{3x} \cdot \Phi_{43} + x_{4x}}}$$

$$\mu_{gc} = 30.777 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

4.2.3.3 Conductividad térmica

Para calcular la conductividad térmica se empleará la ecuación desarrollada por Wassiljwa [20]. Donde se cumple que $A_{ij} = \Phi_{ij}$.

$$\lambda_{gc} = \frac{\frac{x_{1x} \cdot \lambda_{1x}}{x_{1x} + x_{2x} \cdot \Phi_{12} + x_{3x} \cdot \Phi_{13} + x_{4x} \cdot \Phi_{14}} + \frac{x_{2x} \cdot \lambda_{2x}}{x_{1x} \cdot \Phi_{21} + x_{2x} + x_{3x} \cdot \Phi_{23} + x_{4x} \cdot \Phi_{24}}}{\frac{x_{3x} \cdot \lambda_{3x}}{x_{1x} \cdot \Phi_{31} + x_{2x} \cdot \Phi_{32} + x_{3x} + x_{4x} \cdot \Phi_{34}} + \frac{x_{4x} \cdot \lambda_{4x}}{x_{1x} \cdot \Phi_{41} + x_{2x} \cdot \Phi_{42} + x_{3x} \cdot \Phi_{43} + x_{4x}}}$$

$$\lambda_{gc} = 47.747 \cdot 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K}$$

4.2.3.4 Viscosidad dinámica de los gases de combustión a T_w

A su vez, se debe calcular la viscosidad dinámica del fluido a la temperatura de la pared. Para ello, se deberá calcular la temperatura de la pared.

- Temperatura antes del cambio de fase

$$T_7 = \frac{\dot{m}_R \cdot (h_5 - h_2)}{\dot{m}_{gc} \cdot Cp_{gc}} + T_8 = \frac{4 \cdot (363.42 - 259.53)}{4.354 \cdot 1.156} + 580 = 663 \text{ K}$$

- Temperatura de la pared

$$T_w = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{T_8 + T_7}{2} + \frac{T_3 + T_2}{2} \right) = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{580 + 663}{2} + \frac{420.5 + 330}{2} \right) = 498 \text{ K}$$

Por lo tanto, se halla la viscosidad dinámica a la temperatura T_w mediante las ecuaciones (3.4) y (3.5) para mezclas de gases. A dicha temperatura cada componente tiene la siguiente viscosidad dinámica.

Tabla 4.6 – Viscosidad dinámica de cada elemento de los gases de combustión a T_w .
Elaboración propia.

| Elemento | Símbolo | Viscosidad dinámica [Pa.s] |
|--------------------|------------|----------------------------|
| Dióxido de Carbono | μ_{w1} | 230×10^{-7} |
| Vapor | μ_{w2} | 170×10^{-7} |
| Oxígeno | μ_{w3} | 302×10^{-7} |
| Nitrógeno | μ_{w4} | 257×10^{-7} |

Por lo tanto, la viscosidad dinámica de la mezcla de gases de combustión a la temperatura de la pared T_w es:

$$\mu_w = 25.331 \cdot 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

4.2.4 Geometría del evaporador

Una vez conocidas las propiedades termofísicas de los gases de combustión, se procede a definir las dimensiones geométricas del evaporador tipo coraza y tubos. A su vez, se debe definir el material, número de tubos y número de pasos del intercambiador.

Se seleccionaron tubos de $\frac{3}{4}$ " de cobre por sus buenas propiedades para este tipo de aplicación. Por lo tanto,

- Diámetro exterior

$$d_e = 19 \text{ mm}$$

- Diámetro interior

$$d_i = 16 \text{ mm}$$

- Conductividad térmica

$$k_c = 386 \frac{W}{m \cdot K}$$

- Área exterior

$$A_e = \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0.019)^2}{4} = 2.835 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

- Área interior

$$A_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} = \frac{\pi \cdot (0.016)^2}{4} = 2.011 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

A su vez, se utilizará un arreglo de tubos en triángulo con una distancia entre centros (P_T) de 1 pulgada. Por lo tanto, en base a la Tabla 1.3 y a un cálculo previo aproximado, se selecciona el diámetro de la coraza, número de tubos y número de pasos. Por lo tanto, se tienen las siguientes dimensiones.

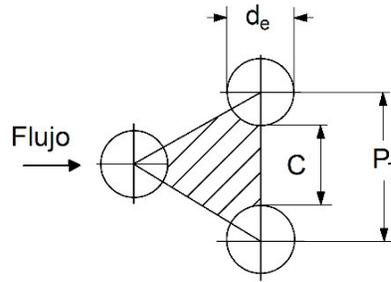


Tabla 4.7 – Parámetros geométricos para el diseño del evaporador. Elaboración propia.

| Parámetros geométricos para el evaporador | | |
|---|---------|----------|
| Parámetro | Símbolo | Valor |
| Diámetro interior de la coraza | D_s | 0.5 m |
| Número de tubos | N_t | 250 |
| Número de pasos | N_p | 2 |
| Espacio entre deflectores | B | 0.3 |
| Distancia entre centros de los tubos | P_T | 0.0254 m |

4.2.5 Coeficiente pelicular de la coraza

Si se cumple que $2 \times 10^3 < Re < 10^6$, se puede calcular el coeficiente pelicular de la coraza mediante las ecuaciones desarrolladas en el Capítulo 2.

- Diámetro equivalente en el lado de la coraza

$$D_e = \frac{4 \cdot \left(\frac{\sqrt{3} \cdot P_T^2}{4} - \pi \cdot \frac{d_e^2}{8} \right)}{\pi \cdot \left(\frac{d_e}{2} \right)} = \frac{4 \cdot \left(\frac{\sqrt{3} \cdot 0.0254^2}{4} - \pi \frac{0.019^2}{8} \right)}{\pi \cdot \left(\frac{0.019}{2} \right)} = 0.0184 \text{ m}$$

- Distancia libre entre tubos

$$C = P_T - d_e = 0.0254 - 0.019 = 0.0064 \text{ m}$$

- Área de flujo en el lado de la coraza

$$A_e = \frac{D_s \cdot C \cdot B}{P_T} = \frac{0.5 \cdot 0.0064 \cdot 0.3}{0.0254} = 0.0378 \text{ m}^2$$

- Flujo de masa por unidad de área

$$G_e = \frac{\dot{m}_{gc}}{A_e} = \frac{4.354}{0.0378} = 115.189 \frac{kg}{m^2 \cdot s}$$

- Número de Reynolds

$$Re_e = \frac{G_e \cdot D_e}{\mu_{gc}} = \frac{115.189 \cdot 0.0184}{3.078 \cdot 10^{-5}} = 6.902 \cdot 10^4$$

Como se observa, el número de Reynolds hallado se encuentra dentro del rango válido para la correlación. Por lo tanto,

- Número de Prandtl

$$Pr_e = Cp_{gc} \cdot \frac{\mu_{gc}}{\lambda_{gc}} = 1156 \cdot \frac{3.078 \cdot 10^{-5}}{0.048} = 0.745$$

Finalmente, el coeficiente pelicular de la coraza es

$$h_e = 0.36 \cdot (Re_e)^{0.55} \cdot (Pr_e)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_{gc}}{\mu_w}\right)^{0.14} \cdot \frac{\lambda_{gc}}{D_e}$$

$$h_e = 0.36 \cdot (6.902 \cdot 10^4)^{0.55} \cdot (0.745)^{1/3} \cdot \left(\frac{3.078 \cdot 10^{-5}}{2.533 \cdot 10^{-5}}\right)^{0.14} \cdot \frac{47.747 \cdot 10^{-3}}{0.0184}$$

$$h_e = 398.3 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.2.6 Coeficiente pelicular de los tubos sin cambio de fase

Para el cálculo del coeficiente pelicular se usará la correlación de Gnielinski, la cual es válida para $Re > 10^4$ y flujo turbulento. Una vez conocidas todas las propiedades termofísicas necesarias, se procede a calcular el coeficiente pelicular.

- Área total por paso

$$A_{tp} = A_i \cdot \frac{N_t}{N_p} = (2.011 \cdot 10^{-4}) \cdot \frac{250}{2} = 0.025 m^2$$

- Velocidad promedio

$$v_{mb2} = \frac{\dot{m}_R}{\rho_{b2} \cdot A_{tp}} = \frac{4}{1256.4 \cdot 0.025} = 0.127 \frac{m}{s}$$

- Número de Reynolds

$$Re_{b2} = \frac{\rho_{b2} \cdot v_{mb2} \cdot d_i}{\mu_{b2}} = \frac{1256.4 \cdot 0.127 \cdot 0.016}{2.032 \cdot 10^{-4}} = 1.253 \cdot 10^4$$

Como el número de Reynolds es mayor que 10^4 , se procede a calcular el número de Nusselt.

- Número de Prandtl

$$Pr_{b2} = C_{p_{b2}} \cdot \frac{\mu_{b2}}{\lambda_{b2}} = 1131 \cdot \frac{2.032 \cdot 10^{-4}}{59.11 \cdot 10^{-3}} = 3.887$$

- Número de Nusselt

$$f_{b2} = (1.58 \cdot \ln(Re_{b2}) - 3.28)^{-2} = (1.58 \cdot \ln(1.253 \cdot 10^4) - 3.28)^{-2} = 0.00739$$

$$Nu_{b2} = \frac{\left(\frac{f_{b2}}{2}\right) \cdot (Re_{b2} - 1000) \cdot Pr_{b2}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{b2}}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (Pr_{b2}^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$Nu_{b2} = \frac{\left(\frac{0.00739}{2}\right) \cdot (1.253 \cdot 10^4 - 1000) \cdot 3.887}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{0.00739}{2}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot (3.887^{\frac{2}{3}} - 1)} = 77.576$$

Finalmente, el coeficiente pelicular de los tubos para el refrigerante R123 sin cambio de fase es:

$$h_{iA} = \frac{Nu_{b2} \cdot \lambda_{b2}}{d_i} = \frac{77.576 \cdot 59.11 \cdot 10^{-3}}{0.016} = 286.592 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Además, la resistencia adicional debido al ensuciamiento y otros problemas es:

$$R_{fLA} = 6 \cdot 10^{-4} \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia sin considerar la resistencia adicional por ensuciamiento es:

$$U_{cA} = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_{iA}} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_c} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U_{cA} = \frac{1}{\frac{0.019}{0.016 \cdot 286.6} + \frac{0.019 \cdot \ln\left(\frac{0.019}{0.016}\right)}{2 \cdot 386} + \frac{1}{398.3}} = 150.185 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Mientras que el coeficiente global de transferencia considerando la resistencia adicional por ensuciamiento es:

$$U_{fA} = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_{iA}} + \frac{d_e \cdot R_{fLA}}{d_i} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_c} + R_{fLA} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U_{fA} = \frac{1}{\frac{0.019}{0.016 \cdot 286.6} + \frac{0.019 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0.016} + \frac{0.019 \cdot \ln\left(\frac{0.019}{0.016}\right)}{2 \cdot 386} + 6 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{398.3}}$$

$$U_{fA} = 125.46 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Entonces, la longitud necesaria para esta sección A se halla de la siguiente manera:

- Calor transferido

$$Q_A = \dot{m}_R \cdot (h_5 - h_2) = 4 \cdot (363.42 - 259.53) = 415.56 \text{ kW}$$

- Temperatura media logarítmica

$$T_{mlA} = \frac{(T_8 - T_2) - (T_7 - T_5)}{\ln\left(\frac{T_8 - T_2}{T_7 - T_5}\right)} = \frac{(580 - 330) - (663 - 420.5)}{\ln\left(\frac{580 - 330}{663 - 420.5}\right)} = 246 \text{ K}$$

- Factor de corrección

$$R_A = \frac{T_7 - T_8}{T_5 - T_2} = \frac{663 - 580}{420.5 - 330} = 0.912$$

$$P_A = \frac{T_5 - T_2}{T_7 - T_2} = \frac{420.5 - 330}{663 - 330} = 0.272$$

$$F_A = 1$$

- Área superficial requerida

$$A_{sA} = \frac{Q_A}{U_{fA} \cdot T_{mlA} \cdot F_A} = \frac{415.56 \cdot 10^3}{125.46 \cdot 246 \cdot 1} = 13.441 \text{ m}^2$$

- Longitud requerida

$$L_A = \frac{A_{sA}}{\pi \cdot d_e \cdot N_t} = \frac{13.441}{\pi \cdot 0.019 \cdot 250} = 0.9 \text{ m}$$

- Caída de presión en los tubos

$$f_{eA} = e^{(0.576 - 0.19 \cdot \ln(Re_e))} = e^{(0.576 - 0.19 \cdot \ln(6.902 \cdot 10^4))} = 0.214$$

$$\Delta p_{iA} = \left(4 \cdot f_{eA} \cdot \frac{L_A \cdot N_p}{d_i} + 4 \cdot N_p \right) \cdot \frac{\rho_{b2} \cdot v_{mb2}^2}{2}$$

$$\Delta p_{iA} = \left(4 \cdot 0.214 \cdot \frac{0.9 \cdot 2}{0.016} + 4 \cdot 2 \right) \cdot \frac{1256 \cdot 0.127^2}{2} = 1.053 \text{ kPa}$$

4.2.7 Coeficiente pelicular de los tubos para cambio de fase

Para el cálculo del coeficiente pelicular de los tubos, se utilizarán las ecuaciones desarrolladas en el Capítulo 2. Para ello, es necesario calcular el número de Reynolds para el estado de líquido saturado (estado 5).

- Flujo másico por unidad de área

$$G_R = \frac{\dot{m}_R}{A_{tp}} = \frac{4}{0.025} = 159.155 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$$

- Número de Reynolds en función de la calidad

$$Re_B(x) = G_R \cdot \frac{(1-x) \cdot d_i}{\mu_5}$$

- Número de Prandtl en el estado 5

$$Pr_5 = Cp_5 \cdot \frac{\mu_5}{\lambda_5} = 1381 \cdot \frac{1.364 \cdot 10^{-4}}{47.949 \cdot 10^{-3}} = 3.929$$

- Coeficiente pelicular para líquido saturado

$$h_l = 0.023 \cdot (Re(x))^{0.8} \cdot (Pr_5)^{0.4} \cdot \frac{\lambda_5}{d_i}$$

- Número de Froude

$$Fr_5 = \frac{G_R^2}{g \cdot \rho_5^2 \cdot d_i} = \frac{(159.155)^2}{(9.81) \cdot (1053)^2 \cdot (0.016)} = 0.146$$

Como $Fr > 0.04$ es válida la correlación utilizada.

- Factor de corrección para tubos horizontales

$$K_{FR} = 1$$

- Número de convección

$$C_0(x) = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{\rho_3}{\rho_5}\right)^{0.5} \cdot K_{FR}$$

- Número de evaporización

$$\dot{Q} = \frac{\dot{m}_R \cdot (h_3 - h_5)}{A_{tp}} = \frac{4 \cdot (460.29 - 363.42)}{0.025} = 1.542 \cdot 10^4 \frac{kW}{m^2}$$

$$B_0 = \frac{\dot{Q}}{G_R \cdot (h_3 - h_5)} = 1$$

- Constantes adimensionales

$$C_1 = 0.6683 \quad C_2 = -0.2$$

$$C_3 = 1058 \quad C_4 = 0.7$$

$$C_5 = 0.3 \quad F_{fl} = 1.4$$

- Coeficiente pelicular de los tubos para dos fases

$$h_B = (C_1 \cdot (C_0(x))^{C_2} \cdot (25 \cdot Fr_5)^{C_5} + C_3 \cdot (B_0)^{C_4} \cdot F_{fl}) \cdot (h_l(x))$$

- Coeficiente pelicular promedio de los tubos para dos fases

$$h_{iB} = \int_0^1 h_B(x) dx = 98.147 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

- Resistencia adicional por ensuciamiento

$$R_{fIB} = 5.1 \cdot 10^{-4} \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

Por lo tanto, el coeficiente global de transferencia sin considerar la resistencia adicional por ensuciamiento es:

$$U_{cB} = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_{iB}} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_c} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U_{cB} = \frac{1}{\frac{0.019}{0.016 \cdot 98.147} + \frac{0.019 \cdot \ln\left(\frac{0.019}{0.016}\right)}{2 \cdot 386} + \frac{1}{398.3}} = 68.427 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Mientras que el coeficiente global de transferencia considerando la resistencia adicional por ensuciamiento es:

$$U_{fB} = \frac{1}{\frac{d_e}{d_i \cdot h_{iB}} + \frac{d_e \cdot R_{fIA}}{d_i} + \frac{d_e \cdot \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2 \cdot k_c} + R_{fIA} + \frac{1}{h_e}}$$

$$U_{fB} = \frac{1}{\frac{0.019}{0.016 \cdot 98.147} + \frac{0.019 \cdot 5.1 \cdot 10^{-4}}{0.016} + \frac{0.019 \cdot \ln\left(\frac{0.019}{0.016}\right)}{2 \cdot 386} + 5.1 \cdot 10^{-4} + \frac{1}{398.3}}$$

$$U_{fB} = 63.574 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Entonces, la longitud necesaria para esta “sección B” se halla de la siguiente manera:

- Calor transferido

$$Q_B = \dot{m}_R \cdot (h_3 - h_5) = 4 \cdot (460.29 - 363.42) = 387.48 \text{ kW}$$

- Temperatura media logarítmica

$$T_{mLB} = \frac{(T_6 - T_3) - (T_7 - T_5)}{\ln\left(\frac{T_6 - T_3}{T_7 - T_5}\right)} = \frac{(740 - 420.5) - (663 - 420.5)}{\ln\left(\frac{740 - 420.5}{663 - 420.5}\right)} = 246 \text{ K}$$

- Factor de corrección

$$F_B = 0.9$$

- Área superficial requerida

$$A_{SB} = \frac{Q_B}{U_{fB} \cdot T_{mLB} \cdot F_B} = \frac{387.48 \cdot 10^3}{63.574 \cdot 279.2 \cdot 0.9} = 24.254 \text{ m}^2$$

- Longitud requerida

$$L_B = \frac{A_{SB}}{\pi \cdot d_e \cdot N_t} = \frac{24.254}{\pi \cdot 0.019 \cdot 250} = 1.6 \text{ m}$$

- Caída de presión en los tubos

$$f_{eB} = e^{(0.576 - 0.19 \cdot \ln(Re_e))} = e^{(0.576 - 0.19 \cdot \ln(6.902 \cdot 10^4))} = 0.214$$

$$\Delta p_{iB} = \left(4 \cdot f_{eB} \cdot \frac{L_B \cdot N_p}{d_i} + 4 \cdot N_p\right) \cdot \frac{\rho_{b2} \cdot v_{mb2}^2}{2}$$

$$\Delta p_{iB} = \left(4 \cdot 0.214 \cdot \frac{1.6 \cdot 2}{0.016} + 4 \cdot 2\right) \cdot \frac{1256 \cdot 0.127^2}{2} = 1.835 \text{ kPa}$$

- Longitud total del intercambiador de calor

$$L_T = L_A + L_B = 0.9 + 1.6 = 2.5 \text{ m}$$

4.2.8 Resultados

Finalmente, la geometría del evaporador en base a los cálculos previos se muestra en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8 – Geometría final del evaporador.

| Geometría final del evaporador | | |
|-------------------------------------|--------------|---------------------|
| Parámetro | Símbolo | Valor |
| Diámetro interior de la coraza | D_s | 0.5 m |
| Número de tubos | N_t | 250 |
| Longitud total | L_T | 2.5 m |
| Área superficial requerida | A_s | 37.7 m ² |
| Diámetro exterior de los tubos | d_e | 19 mm |
| Diámetro interior de los tubos | d_i | 16 mm |
| Distancia entre centro de los tubos | P_T | 25 mm |
| Espacio entre deflectores | B | 0.3 m |
| Caída de presión en los tubos | Δp_i | 2.88 kPa |

CONCLUSIONES

1. Se diseñó el evaporador del ciclo Rankine orgánico, el cual cumple con la disponibilidad de espacio requerido y la caída de presión admisible. A su vez, el diseño propuesto garantiza la transferencia de calor de los gases de combustión hacia el refrigerante R123.

2. Se determinaron el diseño final del evaporador obteniéndose los siguientes resultados:

- Área superficial requerida : 37.7 m²
- Longitud requerida : 2.5 m
- Número de tubos : 250
- Número de pasos : 2
- Separación entre centros de tubos : 25 mm
- Diámetro interior de la coraza : 0.5
- Diámetro nominal de los tubos : ¾"
- Material de los tubos : Cobre

3. Se determinó el punto de operación óptimo en función de la temperatura de condensación y presión absoluta de evaporación. Para dicho punto se tuvieron los siguientes resultados:

- Presión absoluta de evaporación : 2 MPa
- Temperatura de condensación : 330 K
- Flujo másico del refrigerante R123 : 4 kg/s
- Eficiencia térmica : 12 %
- Relación de presiones : 7.6
- Calor del evaporador : 795 kW
- Potencia de la turbina : 107 kW
- Potencia de la bomba : 7 kW

4. Se concluyó que el aumento de la temperatura del refrigerante R123 a la entrada de la turbina beneficia la eficiencia térmica siempre y cuando la temperatura de condensación no sea demasiado baja.
5. Las condiciones iniciales que se deben cumplir para el correcto funcionamiento del sistema de recuperación de calor son las siguientes:
 - Temperatura de entrada de los gases de combustión : 740 K
 - Flujo másico de los gases de combustión : 4.35 kg/s
 - Fluido de trabajo : Refrigerante R123
 - Tipo de ORC : "O2", subcrítico.



BIBLIOGRAFÍA

- [1] G. Petrecca, *Energy Conversion and Management*, Springer International Publishing, 2014.
- [2] W. C. Turner y S. Doty, *Energy Management Handbook*, 8 ed., The Fairmont Press, 2012.
- [3] BCS, Incorporated, «Waste Heat Recovery: Technology and Opportunities in U.S. Industry,» 2008.
- [4] A. Duparchy, P. Leduc, G. Bourhis y C. Ternel, «Heat recovery for next generation of hybrid vehicles: Simulation and design of a Rankine cycle system,» *World Electric Vehicle Journal*, vol. 3, pp. 440-456, 2009.
- [5] B. Saleh, G. Koglbauer, M. Wendland y J. Fischer, «Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles,» *Energy*, vol. 32, n° 7, pp. 1210-1221, 2007.
- [6] H. Gao, C. Liu, C. He, X. Xu, S. Wu y Y. Li, «Performance Analysis and Working Fluid Selection of a Supercritical Organic Rankine Cycle for Low Grade Waste Heat Recovery,» *Energies*, vol. 5, pp. 3233-3247, 2012.
- [7] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman y A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 2007.
- [8] H. G. Zhang, E. H. Wang y B. Y. Fan, «Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery,» *Energy Conversion and Management*, vol. 65, pp. 438-447, 2013.
- [9] S. Kakaç y H. Liu, *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*, Segunda ed., CRC Press, 2002.
- [10] S. G. Kandlikar, «A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes,» *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, n° 1, pp. 219-228, 1990.
- [11] A. Müller, J. Winkelmann y J. Fischer, «Backone Family of Equation of State: 1. Nonpolar and Polar Pure Fluids,» *AIChE Journal*, vol. 42, n° 4, pp. 1116-1126, 1996.
- [12] R. Span, *Multiparameter equations of state*, Berlin: Springer, 2000.
- [13] T.-C. Hung, «Waste heat recovery of organic Rankine cycle using dry fluids,» *Energy Conversion and Management*, vol. 42, pp. 539-553, 2001.
- [14] Z. Q. Wang, N. J. Zhou, J. Guo y X. Y. Wang, «Fluid selection and parametric optimization of organic Rankine cycle using low temperatura waste heat,» *Energy*, vol. 40, pp. 107-115, 2012.

- [15] H. Chen, Y. Goswami y E. K. Stefanakos, «A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 3059-3067, 2010.
- [16] B. A. Younglove y M. O. McLinden, «An International Standard Equation of State for the Thermodynamic Properties of Refrigerant 123 (2,2-Dichloro-1,1,1-Trifluoroethane),» *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 23, pp. 731-779, 1994.
- [17] A. Laesecke, R. A. Perkins y J. B. Howley, «An improved correlation for the thermal conductivity of HCFC123 (2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane),» *Int. J. Refrig.*, vol. 19, nº 4, pp. 231-238, 1996.
- [18] U. Hammerschmidt, «Thermal conductivity of a wide range of alternative refrigerants measured with an improved guarded hot-plate apparatus,» *Int J Thermophys*, vol. 16, pp. 1203-1212, 1995.
- [19] G. Latini, L. Laurenti, F. Marcotullio y P. Pierpaoli, «Liquid dynamic viscosity: A general prediction method with application to refrigerants and refrigerant mixtures,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, nº 4, pp. 248-255, 1990.
- [20] B. E. Poling, J. M. Prausnitz y J. P. O'Connell, *The properties of gases and liquids*, New York: McGraw-Hill, 2001.
- [21] S. Calero, M. Wendland y J. Fischer, «Description of alternative refrigerants with BACKONE equations,» *Fluid Phase Equilibria*, vol. 152, pp. 1-22, 1998.
- [22] B. Saager, R. Hennenberg y J. Fischer, «Construction and Application of Physically Based Equations of State: I. Modification of the BACK Equation,» *Fluid Phase Equilibria*, vol. 72, pp. 41-66, 1992.
- [23] H. C. Hottel, G. C. Williams and C. N. Satterfield, *Thermodynamic Charts for Combustion Processes: Text*, New York: John Wiley & Sons, 1949.
- [24] J. M. Díaz y F. Payri, *Motores alternativos*, Valencia: Editorial Universidad Politécnica de Valencia, 2009.
- [25] I. Vaja y A. Gambarotta, «Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs),» *Energy*, vol. 35, pp. 1084-1093, 2010.
- [26] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.
- [27] Y. A. Cengel y M. A. Boles, «Thermodynamics an engineering approach,» London, McGraw-Hill, 2008, pp. 681-709.
- [28] E. H. Wang, H. G. Zhang, B. Y. Fan, M. G. Ouyang, Y. Zhao y Q. H. Mu, «Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery,» *Energy*, vol. 36, pp. 3406-3418, 2011.

- [29] L. Xiao, S.-Y. Wu, T.-T. Yi, C. Liu y Y.-R. Li, «Multi-objective optimization of evaporation and condensation temperatures for subcritical organic Rankine cycle,» *Energy*, vol. 83, pp. 723-733, 2015.
- [30] B. Saleh y M. Wendland, «Screening of pure fluids as alternative refrigerants,» *International Journal of Refrigerations*, vol. 29, pp. 260-269, 2006.
- [31] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. K. Al-Dadah y N. Moazami, «Parametric analysis and optimization of a small-scale radial turbine for Organic Rankine Cycle,» *Energy*, vol. 83, pp. 696-711, 2015.
- [32] V. Maizza and A. Maizza, "Working fluids in non-steady flows for waste energy recovery systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, no. 7, pp. 579-590, 1996.
- [33] V. Maizza and A. Maizza, "Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems," *Applied Thermal Engineering*, vol. 21, no. 3, pp. 381-390, 2001.
- [34] V. Maizza, "Organic Rankine-cycle turbine power plant utilizing low-temperature heat sources," *ASME Paper 80-GT-153*, p. 10, 1980.
- [35] M. O. Linden, «Thermodynamic properties of CFC alternatives: A survey of the available data,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 13, n° 3, pp. 149-162, 1990.
- [36] R. J. Goldstick and A. Thumann, *Principles of Waste Heat Recovery*, Atlanta, Ga: Fairmont Press, 1986.
- [37] ASHRAE, «ASHRAE Handbook - Chapter 29 - Refrigerants,» 2009, pp. 29.1-29.10.
- [38] G. Latini, P. Pierpaoli y F. Polonara, «Dynamic viscosity and thermal conductivity prediction of refrigerants and refrigerant mixtures,» de *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 1992.