

**OPTIMIZACIÓN TÉRMICA Y ECONÓMICA DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO QUE
APROVECHA EL CALOR RESIDUAL DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN
INTERNA**

JESUS EDUARDO SANCHEZ DAZA

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
PROGRAMA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
BUCARAMANGA**

2021 - I

**OPTIMIZACIÓN TÉRMICA Y ECONÓMICA DE UN CICLO RANKINE ORGÁNICO QUE
APROVECHA EL CALOR RESIDUAL DE LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

JESUS EDUARDO SÁNCHEZ DAZA

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de
INGENIERO EN ENERGÍA**

Director: PhD LUIS SEBASTIÁN MENDOZA CASTELLANOS

Co-directora: PhD ANA LISBETH GALINDO NOGUERA

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BUCARAMANGA
PROGRAMA DE INGENIERÍA EN ENERGÍA
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS
BUCARAMANGA**

2021 - 1

Nota de aceptación:

Firma del Director

Firma del Calificador

Firma del Calificador

AGRADECIMIENTOS

A mis padres por su amor y apoyo incondicional en todo mi proceso.

Al PhD Sebastián Mendoza, PhD Ana Lisbeth Galindo Noguera y Elkin Gutiérrez por su ayuda, paciencia, tiempo y dedicación para el desarrollo de este proyecto.

A mis amigos y compañeros que he formado a lo largo de estos años dentro de la universidad por acompañarme en este proceso.

DEDICATORIA

*A mis padres, familiares, amigos y profesores como fruto del esfuerzo y los sacrificios que han
hecho por verme salir adelante*

CONTENIDO

RESUMEN.....	11
INTRODUCCIÓN.....	13
JUSTIFICACIÓN.....	15
1. MARCO REFERENCIAL	18
1.1. MARCO CONCEPTUAL.....	18
1.2. MARCO CONTEXTUAL	38
1.3. ANTECEDENTES	41
1.4. MARCO LEGAL.....	44
2. OBJETIVOS	48
2.1. OBJETIVO GENERAL.....	48
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	48
3. METODOLOGÍA.....	49
4. DESARROLLO	51
4.1. Modelamiento matemático y termodinámico del ciclo ORC	51
4.2. Modelamiento de costos y análisis económico del ciclo ORC.....	68
4.3. Balance energético y modelación de costos del motor de combustión interna.....	70
4.4. Análisis termodinámico y económico del sistema Motor Diesel - ORC.....	78
4.5. Balance energético del motor de combustión interna a carga parcial.....	79
4.6. Análisis ambiental del sistema.....	80
4.7. Selección del fluido de trabajo.....	82
4.8. Optimización por medio de ModeFrontier	83
5. RESULTADOS	86
5.1 Resultados del motor de combustión interna.....	86
5.2 Resultados del motor de combustión interna a cargas parciales.....	86
5.3 Resultados termodinámicos del ciclo ORC	87
5.4 Resultados económicos del ciclo ORC.....	88
5.5 Resultados del sistema Motor – ORC.....	90
5.6 Resultados ambientales de la implementación del ORC	91

5.7	Resultados comparativos de todos los fluidos	92
5.8	Resultados de todos los fluidos variando las condiciones de diseño	96
5.9	Resultados del Tolueno variando sus condiciones de diseño	99
5.10	Resultados del Benceno variando sus condiciones de diseño	102
6.	CONCLUSIONES	107
7.	RECOMENDACIONES	110
8.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111
9.	ANEXOS	117

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Documentos publicados por año utilizando Waste-Heat-Recovery como palabras claves.	15
Figura 2. Documentos publicados por año utilizando Waste-Heat-Recovery-ORC como palabras claves.....	15
Figura 3. Resultados en cogeneración por tecnología en el sector de la industria.	17
Figura 4. Curvas características un motor de combustión interna.	20
Figura 5. Caracterización de las pérdidas de energía en los motores Otto y Diesel.	21
Figura 6. Ciclo de funcionamiento de un motor a Diesel. Fuente:.....	22
Figura 7. Fotografía de una central Diesel de 10 kW.....	24
Figura 8. Diagrama de Sankey de un motor de combustión interna.	25
Figura 9. Diagrama T-s y del ciclo Rankine convencional.	26
Figura 10. Diagrama de un ciclo ORC.....	28
Figura 11. Diagrama T-s de un ciclo ORC.	28
Figura 12. Diagrama T-s del agua y de algunos fluidos orgánicos a diferentes temperaturas.	29
Figura 13. Diagrama T-s de los diferentes tipos de fluidos.	32
Figura 14. Esquema general de un algoritmo genético.	37
Figura 15. Cuota de mercado global por aplicación de los ciclos ORC para el 2018.....	39
Figura 16. Cuota de mercado de las aplicaciones de los ciclos ORC a mini escala.....	39
Figura 17. Porcentajes de la capacidad instalada total del uso de los ciclos ORC para la recuperación de calor residual.....	40
Figura 18. Metodología de trabajo utilizada	50
Figura 19. Perfil de temperaturas y calores asumidos en el evaporador.	54
Figura 20. Diagrama de bloques del algoritmo programado para el modelamiento del ciclo ORC	67
Figura 21. Esquema básico de la central utilizada para la obtención de datos.....	71
Figura 22. Esquema del sistema de medición de temperatura en el sistema.....	72
Figura 23. Sistema de medición del flujo másico de aire en el motor	73
Figura 24. Medidor de flujo másico de combustible.....	74
Figura 25. Diagrama simplificado del sistema Motor – ORC.....	76
Figura 26. Clasificaciones de seguridad para los refrigerantes según el estándar 34 de la ASHRAE.....	82
Figura 27. Flujo de trabajo de ModeFrontier para el análisis del rendimiento del sistema Motor – ORC.	85
Figura 28. Eficiencia y costo nivelado de los diferentes fluidos seleccionados.....	92
Figura 29. Porcentaje de aumento en la eficiencia y de ahorro de costo nivelado de energía del motor por la implementación del ORC con los diferentes fluidos seleccionados.	93
Figura 30. Costo nivelado y eficiencia del ciclo ORC para los 5 fluidos con mejor rendimiento	94

Figura 31. Energía generada anual y años en lo que se retorna la inversión del ciclo ORC para los 5 fluidos con mejor rendimiento	95
Figura 32. Correlación de Pearson para cada una de las variables de diseño del ciclo, la eficiencia y costo nivelado del ciclo en función de todos los fluidos seleccionados.	96
Figura 33. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC en función de la presión del ciclo.....	97
Figura 34. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC en función de la temperatura de entrada de los gases de escape.....	98
Figura 35. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC en función de la temperatura de condensación del ciclo.	98
Figura 36. Correlación de Pearson para cada una de las variables de diseño, la eficiencia y costo nivelado del ciclo para el Tolueno.....	99
Figura 37. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de entrada de los gases de escape	100
Figura 38. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de condensación del ciclo.....	101
Figura 39. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la presión del ciclo.....	101
Figura 40. Correlación de Pearson para cada una de las variables de diseño, la eficiencia y costo nivelado del ciclo para el Benceno	103
Figura 41. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de entrada de los gases de escape	104
Figura 42. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de condensación del ciclo.....	104
Figura 43. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la presión del ciclo.....	105

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Potencial instalado de auto y cogeneración por segmento.....	16
Tabla 2. Categorías del calor residual.....	18
Tabla 3. Emisiones de las centrales térmicas de generación de energía eléctrica a partir de diferentes combustibles.....	22
Tabla 4. Clasificación de los motores de combustión interna a Diesel.....	23
Tabla 5. Comparación de los ciclos a vapor y ORC.....	30
Tabla 6. Características de algunos fluidos orgánicos utilizados en los ciclos ORC y el agua.....	31
Tabla 7. Indicadores de rendimiento del ciclo ORC.....	66
Tabla 8. Identificación del motor de combustión interna utilizado.....	70
Tabla 9. Coeficientes para el calor específico de los gases de escape función de la temperatura.....	75
Tabla 10. Coeficientes para el calor específico del aire seco en función de la temperatura.....	76
Tabla 11. Datos para el análisis económico del motor de combustión interna.....	77
Tabla 12. Factores de emisión para el combustible Diesel comercial.....	80
Tabla 13. Características principales de los fluidos seleccionados.....	83
Tabla 14. Caracterización del motor Diesel utilizado y de sus gases de escape.....	86
Tabla 15. Resultados de las características de los gases de escape a carga parcial del motor de combustión interna utilizado.....	87
Tabla 16. Resultados termodinámicos del ciclo ORC para cada uno de los fluidos seleccionados.....	87
Tabla 17. Resultados económicos del ciclo ORC para cada uno de los fluidos seleccionados.....	88
Tabla 18. Resultados más importantes de la implementación del ciclo ORC al motor de combustión interna.....	90
Tabla 19. Resultados del análisis ambiental del ciclo ORC y del sistema Motor-ORC.....	91

RESUMEN

La presente propuesta de investigación pretende exponer la optimización del aprovechamiento de los calores residuales de motores de combustión interna (Diesel), para aumentar la generación de energía eléctrica implementando un Ciclo Orgánico Rankine (ORC). El modelo termodinámico está desarrollado en el lenguaje de programación Python y la optimización se realizó implementando la herramienta computacional ModeFrontier. El modelo matemático fue programado a fin de optimizar el ciclo termodinámico, maximizando la potencia de salida y minimizando el costo nivelado de la energía del Ciclo Rankine Orgánico (ORC).

Para la construcción del modelo matemático, se utilizaron las siguientes condiciones de entrada: la temperatura en [°C], el caudal másico en [kg/s] y capacidad calorífica [J/kg-K] de los gases de escape, lo que permite modelar el calor residual proveniente del motor de combustión interna (Diesel). Asimismo, se consideró en el modelo matemático parámetros fijos de diseño, tales como: la eficiencia isentrópica de la bomba y la turbina, la eficiencia del generador, la temperatura de condensación, la presión de trabajo del ciclo y los coeficientes globales de transferencia usados en el evaporador y condensador.

El modelo matemático desarrollado, permite simular y calcular los balances termodinámicos en la turbina, la bomba, el condensador y el evaporador, lo que permite determinar el comportamiento y rendimiento global del Ciclo Orgánico Rankine (ORC). Se realiza también, un análisis económico evaluando los costos relacionados al ciclo termodinámico ORC para determinar el punto de equilibrio (año en el que se recupera la inversión) en función de los ahorros obtenidos por la implementación del ciclo, para finalmente, realizar un análisis de impacto ambiental en función de las emisiones de CO₂ equivalentes que se dejan de emitir por la implementación del ciclo ORC.

La plataforma ModeFrontier fue aplicada en esta investigación para implementar un algoritmo genético dentro del modelo matemático para así, seleccionar el fluido de trabajo que tenga la mejor relación rendimiento-costo y seleccionando sus mejores condiciones de operación en función de la presión de la bomba, la temperatura de saturación y la temperatura de entrada de los gases, este última varía con respecto al porcentaje de carga del motor.

El tolueno y el benceno fueron los fluidos que mostraron los mejores resultados en la relación rendimiento – costo, el tolueno presenta mejores resultados termodinámicos, alcanzando una eficiencia

de 21.85% y una potencia eléctrica de 3.6 kW, todo esto con un costo nivelado de energía de 0,101 USD/kWh-año y un retorno de la inversión en 8,17 años. Por otra parte, el Benceno presenta mayor viabilidad económica, teniendo un costo nivelado de 0,088 USD/kWh-año y un retorno de la inversión en 6,54 años, con esto, alcanza una eficiencia de 21,27% y una potencia eléctrica de 3,5 kW. Cuando se variaron las condiciones de operación del ciclo, se encontró que la configuración que mejor aprovecha los gases de escape y tiene la mejor relación rendimiento – costo consta de una presión del ciclo al 90% de la presión crítica, una temperatura de condensación de 30°C, el motor trabajando a carga nominal y el Benceno como fluido de trabajo, con esta configuración obtenemos una eficiencia de 21,79%, una potencia eléctrica de 4,7 kW, un costo nivelado de energía de 0,06644 USD/kWh-año del ciclo ORC y un retorno de la inversión de 4,4 años, a la vez, un aumento en la eficiencia del motor de 4,29%, una disminución en su costo nivelado de 9,43% y una disminución de 13,03% en el consumo de combustible.

INTRODUCCIÓN

Según la Agencia Internacional de Energía, la reducción de los gases efecto invernadero es un problema que ha venido ganando cada vez más fuerza y voz. Según el reporte de la Agencia Internacional de Energía, las emisiones acumuladas para el 2018 se encuentra en 31.33 Giga Toneladas de CO₂ equivalentes, donde el 38.88% provienen del sector industrial [1].

Estas emisiones directas provenientes del sector industrial son el resultado de diversos procesos, incluida la combustión in situ de combustibles fósiles para generar calor y energía, el uso no energético de los mismos y los procesos químicos utilizados en la producción de hierro, acero y cemento [2]. Los combustibles fósiles, continúan siendo la principal fuente de generación de energía en el mundo y los principales contribuyentes al calentamiento global. Siendo el sector industrial el mayor emisor, representando casi el 40% de las emisiones de CO₂ globales en 2018 [3], [4].

La eficiencia energética, aparece como una alternativa para mitigar los gases de efecto invernadero producidos por el sector industrial, aprovechando el calor residual (calor sensible) desechado a la atmosfera por la mayoría de sus procesos y equipos. En los motores de combustión interna, Diesel, tan solo alrededor del 34% de la energía es aprovechada y el otro 66% es liberado en mayor medida a través de calores residuales [5]. De acuerdo con lo anterior, las investigaciones están centradas en el aprovechamiento de estos calores residuales, para emplearlas en procesos industriales que permitan generar energía eléctrica y así aumentar la eficiencia energética y disminuir la contaminación ambiental.

Actualmente, existen tecnologías que permiten el aprovechamiento de los calores residuales, siendo los ciclos combinados los más utilizados, sin desconocer la existencia de otras tecnologías como el Ciclo Orgánico Rankine; esta tecnología se adapta a fuentes de calor de baja temperatura (350 °C), pues estos ciclos se caracterizan por emplear fluidos de trabajo que presentan puntos de ebullición menores al del agua, lo cual hace que se requiera menos energía para que pueda ser empleada en las turbinas generadoras [6].

De acuerdo con lo expuesto anteriormente, el presente trabajo de grado está enmarcado en la proposición de un modelo matemático de ciclo ORC, que aproveche el calor residual de los motores de combustión interna. El modelo programado en el lenguaje Python, determinará los balances termodinámicos de los equipos involucrados en el ciclo ORC, sus costos asociados y su costo nivelado

de energía, así como, los asociados al sistema Motor-ORC para analizar la viabilidad de la implementación del ciclo; por último, realiza un análisis de impacto ambiental a partir de las emisiones actuales del motor y las emisiones evitadas por la implementación del ciclo. Este ciclo es optimizado por medio de ModeFRONTIER en función de un algoritmo genético que fue implementado automáticamente con esta herramienta y tendrá como función objetivo minimizar el costo nivelado y maximizar la eficiencia.

JUSTIFICACIÓN

En la literatura científica se ha visto un creciente interés en las investigaciones relacionadas a revalorizar el calor residual proveniente de los procesos residuales, este crecimiento se puede evidenciar en la figura 1, donde se muestra un aumento en los últimos 15 años sobre las investigaciones que tienen a Waste-Heat-Recovery como palabras claves.

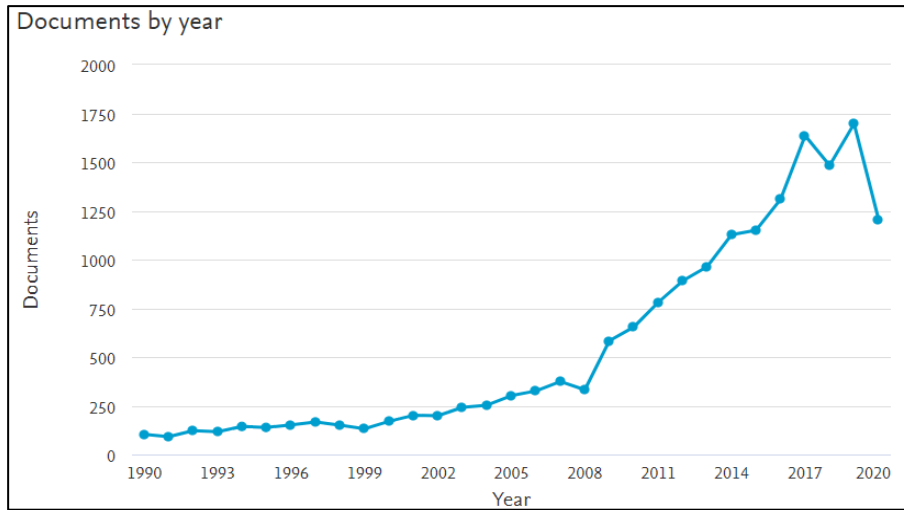


Figura 1. Documentos publicados por año utilizando Waste-Heat-Recovery como palabras claves. Fuente: Scopus

De igual manera, en la figura 2 se puede evidenciar también el mismo crecimiento durante los últimos 15 años, sobre las investigaciones que tienen a Waste-Heat-Recovery-ORC como palabras claves, mostrando que el Ciclo Orgánico Rankine ORC ha despertado interés dentro la literatura científica para su implementación dentro del aprovechamiento de calor residual.

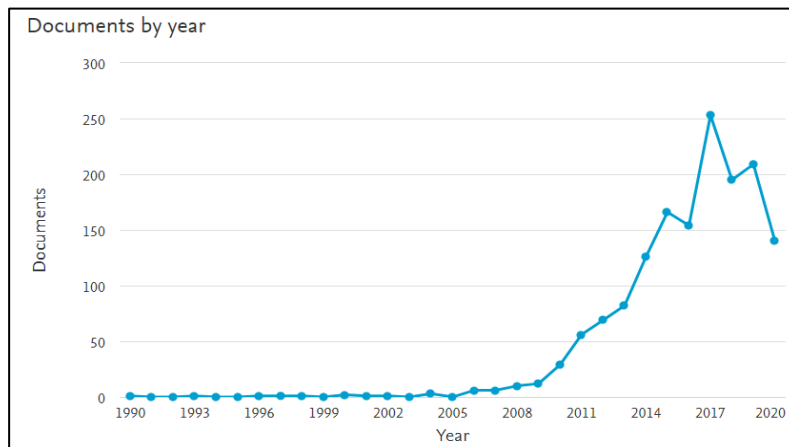


Figura 2. Documentos publicados por año utilizando Waste-Heat-Recovery-ORC como palabras claves. Fuente: Scopus

Dentro del contexto del sector industrial, la competitividad resulta esencial en el crecimiento y mejoramiento de los procesos productivos, buscando revalorizar en este caso las fuentes de calor residual, para aumentar la eficiencia energética, como para disminuir el impacto ambiental. De acuerdo con A. Mahmoudi et.al, [7] el 50% de la energía que se utiliza en el mundo se desperdicia en forma de calor y de acuerdo con el informe de Technavio, el mercado mundial de las tecnologías de recuperación de calor residual está destinado a crecer en 16,8 mil millones USD durante 2019-2023 progresando a una tasa compuesta anual de más del 6% durante el período de pronóstico [8].

Según Forman, C. et al [9], del consumo global de energía primaria se pierde un 53% en la conversión de combustibles fósiles en energía eléctrica, situación muy influenciada por el sector industrial. De estas pérdidas energéticas en las maquinas alternativas, el 63% son representadas por corrientes de calor residual que alcanzan temperaturas iguales o mayores a 300°C con un potencial energético de 3.367 TWh. Por otro lado, el 20% alcanzan temperaturas entre 100 y 300°C con un potencial de 1.772 TWh y el 17% restante con temperaturas menores a 100°C con un potencial de alrededor de 3.722 TWh. Evidenciando así, el potencial que tiene el sector industrial para ser utilizado en procesos de cogeneración, aumentando así la eficiencia de estos.

De acuerdo con la Unidad de planeación minero-energética (UPME), Colombia para el año 2014, a través del Consorcio HART-RE, realizó un estudio sobre el inventario de la capacidad instalada de autogeneración y cogeneración en las áreas interconectadas del país, para los sectores del petróleo, industria manufacturera, comercial y público [10] mostrados en la Tabla 1.

Tabla 1. Potencial instalado de auto y cogeneración por segmento. Fuente: [10]

Sector	Autogeneración [MW]	Cogeneración [MW]	Emergencia [MW]	Total [MW]
Industria	234	596.7	136.4	967.1
Petróleo	955	95	4.3	1,054,3
Comercial/Público	4.1	0	65	69.1
Total	1.193	691.7	205.7	2.090

Como se puede observar en la Tabla 1, para el 2014 el sector industrial colombiano tenía 597 MWe de potencia instalada que tiene un potencial de aprovechamiento energético para la cogeneración por medio de ciclos complementarios como el Ciclo Rankine Orgánico. Esta capacidad efectiva

neta es comparable con la segunda central de generación térmica más grande en Colombia, la cual es Termoeléctrica La Sierra, que cuenta con 460 MWe de potencia instalada en ciclo combinado.

De acuerdo con el estudio de la UPME, el sector industrial colombiano implementa tecnologías que emiten calores residuales distribuidos de la siguiente manera: ciclos de caldera y turbina de vapor con un 60%, turbina de gas con 30% y finalmente motores de combustión interna con un 10% [10], tal y como se muestra en la figura 3.

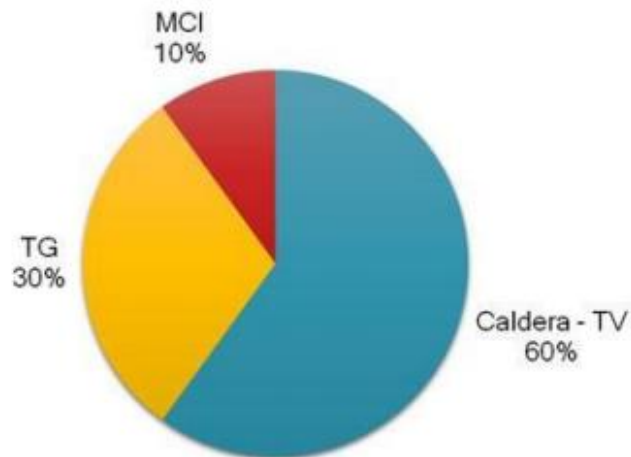


Figura 3. Resultados en cogeneración por tecnología en el sector de la industria. Fuente: [10]

Por lo que podemos inferir que, de acuerdo a la UPME, el sector industrial colombiano tenía en el 2014 un potencial de generación de energía eléctrica por medio de la cogeneración a partir de los motores de combustión interna de alrededor de 60 MWe. Con todo esto, sé que prevé que por el aumento del consumo energético industrial que ha tenido Colombia de forma sostenida estas últimas décadas, presentando una tasa promedio de crecimiento de 2,4% cada año según el Plan energético nacional 2020- 2050 [11], ese potencial sea mayor para los años más recientes y siga creciendo para los años venideros.

Por eso, se plantea atacar el problema de la ineficiencia energética de los procesos industriales y explotar el potencial energético de estos, específicamente aquellos involucrados con los motores de combustión interna, con una solución que ha demostrado tener eficacia en lo que se refiere al aprovechamiento del calor residual, el cual es los ciclos ORC [12].

1. MARCO REFERENCIAL

1.1. MARCO CONCEPTUAL

A continuación, se exponen los conceptos que fueron fundamentales para el desarrollo de este proyecto, los cuales son necesarios para la comprensión de este documento.

Calor residual:

El calor residual es la energía contenida en los productos y subproductos de un proceso y que no es utilizada de forma útil en dicho proceso, por ejemplo, los gases de escape que son liberados por el proceso de combustión en un motor de combustión interna [13].

El potencial de calor residual se clasifica comúnmente de acuerdo con su temperatura. Según DECC (Department of Energy and Climate Change of Imperial College) se han definido rangos de temperatura de la fuente de calor y del dissipador para considerarse una fuente de energía de alta, media y baja calidad para ser aprovechada, como se puede ver en la tabla 2 [14].

Tabla 2. Categorías del calor residual. Fuente: [14]

Calidad del calor residual	Fuente de calor	Sumidero
Alta	>500 °C	>250 °C
Media	250 – 500 °C	150 – 250 °C
Baja	<250 °C	<150 °C

El calor residual que liberan los procesos en cualquier calidad puede ser total o parcialmente utilizado por algún otro proceso o ser la fuente de energía de algún ciclo adicional, en vez de liberarlo o desaprovecharlo. También puede ser reutilizado en el mismo proceso si se agrega calor de compensación al sistema (como por ejemplo sucede cuando se utiliza un sistema de ventilación con recuperación de calor en un edificio) [13].

Las mayores fuentes individuales de generación de energía residual son las centrales de generación de potencia eléctrica y las plantas industriales tales como las refinerías de petróleo, la fabricación de metales pesados, la química, el cemento y el vidrio [14]. En una planta de generación de electricidad que utiliza combustibles fósiles como fuente de energía solo convierte

entre el 36 y 48% de la energía química del combustible en electricidad y el resto es calor residual [15].

El calor residual que es generado puede tener una variedad de usos, entre esos se encuentra la cogeneración, también denominado sistema combinado calor - potencia (CHP por sus siglas en inglés), para la producción de energía eléctrica por medio de ciclos como Rankine orgánico (ORC) que utilicen ese calor residual como fuente de energía; otro uso muy atractivo del calor residual es el precalentamiento de fluidos o materiales que alimentan un sistema antes que los mismos sean calentados a temperaturas elevadas, por ejemplo, el precalentamiento del aire de combustión y el precalentamiento del agua de alimentación de las calderas.

- **Motores de combustión interna:**

Un Motor de Combustión Interna (MCI) es un motor que produce energía térmica a partir de la combustión de un combustible con un oxidante (normalmente aire) en una cámara de combustión. Dentro de esta cámara, la expansión de los gases de alta temperatura y presión producidos por la combustión aplican fuerza directa a algún componente del motor. La fuerza se aplica típicamente a pistones, álabes de turbina, rotores o una boquilla. Esta fuerza mueve el componente a una distancia, transformando la energía química en trabajo útil [5].

Los MCI suelen funcionar con combustibles fósiles como el gas natural o productos del petróleo como la gasolina, el combustible Diesel o el fuel Oil. El proceso de combustión es la reacción química exotérmica de una sustancia llamada combustible, con un comburente que generalmente es el oxígeno del aire. Para que se desencadene la reacción es necesario que coexistan tres elementos: Combustible (material que arde), comburente (material que hace arder) y un desencadenante (suministra la energía requerida para alcanzar la temperatura de inicio de la combustión). La combustión genera luminiscencia, calor y gases que dependen de la composición de los elementos que intervienen en la reacción; ellos pueden ser: CO_2 , H_2O (como vapor), Hollín, NO_x , CO y otros [15].

Para discriminar el comportamiento de los motores de combustión interna, se utilizan las denominadas curvas características (Ver figura 4), estas representan los valores que toman la potencia, el par motor y el consumo específico de combustible a medida que varía el número de revoluciones del motor.

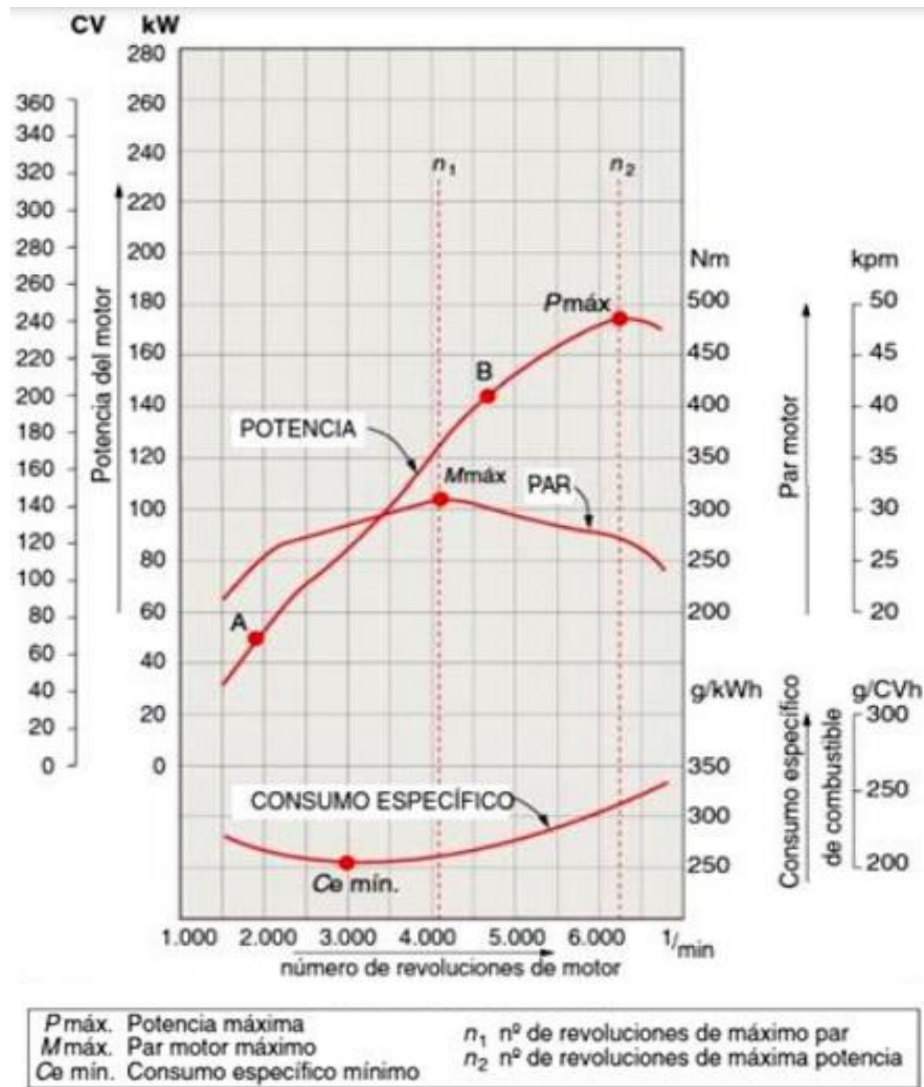


Figura 4. Curvas características un motor de combustión interna. Fuente: [16]

En el proceso de conversión de energía química en energía eléctrica no toda la energía del combustible es transformada en trabajo útil. Una buena parte se pierde, por lo que la energía aprovechable que se obtiene es menor a la inicial. Los motores de combustión interna convencionales convierten menos del 40% de la energía química del combustible en potencia útil, hablando de los motores a base de gasolina que funcionan con los ciclos Otto, tienen una eficiencia de entre el 20 y el 30%; un motor de gasóleo de ciclo Diésel viene a tener una eficiencia de entre el 25 y el 35% [5], [15]. La distribución de las pérdidas que causan este porcentaje de ineficiencia se puede caracterizar en la figura 5.

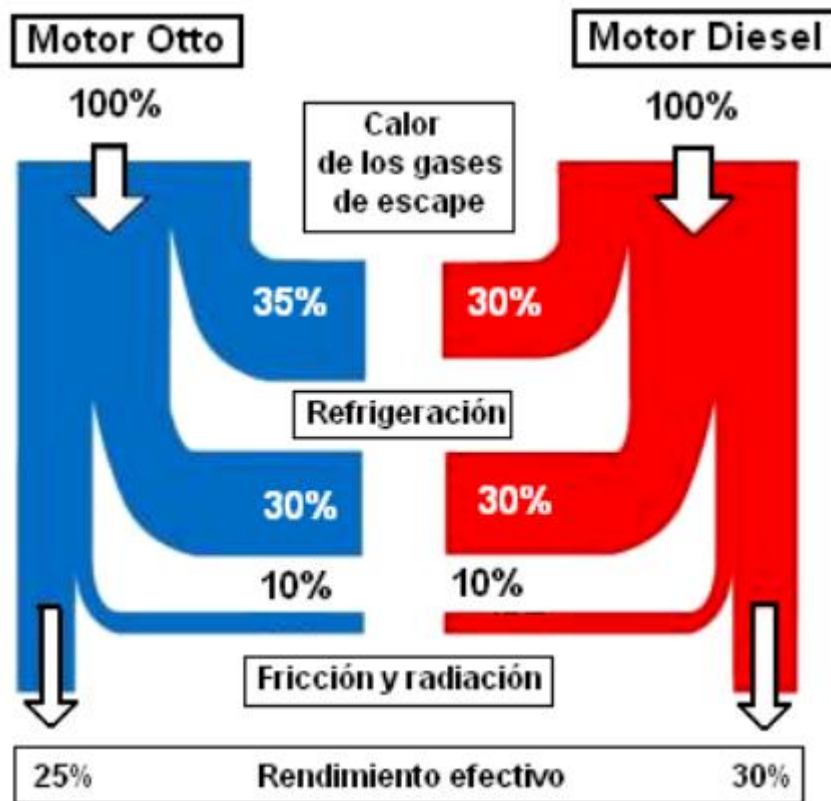


Figura 5. Caracterización de las pérdidas de energía en los motores Otto y Diesel. Fuente: [16]

Ligado a la ineficiencia de los motores de combustión interna y las impurezas de los combustibles diésel y la gasolina, los MCI generan gases contaminantes producto de la combustión tales como: el dióxido de carbono (CO_2), monóxido de carbono (CO), dióxido de azufre (SO_2), óxidos de nitrógeno (NOX) e hidrocarburos (HC), la composición, proporción y cantidad de estos gases contaminantes depende del tipo de combustible fósil utilizado, el ciclo de trabajo del motor, la potencia nominal del motor, el porcentaje de carga utilizado y el diseño del motor [16], En todo caso, en mayor o menor medida todos los motores emiten a la atmósfera dióxido de carbono. Suponiendo un rendimiento del 30 % sobre la energía primaria consumida, una central térmica para la producción de energía eléctrica emite aproximadamente lo que se observa en la tabla 3 en función del combustible utilizado.

Tabla 3. Emisiones de las centrales térmicas de generación de energía eléctrica a partir de diferentes combustibles. Fuente: [17]

Combustible	Emisiones de CO2 equivalente [kg/kWh]
Gas natural	0.68
Gas natural en ciclo combinado	0.54
Diesel	0.7
Carbón	1
Biomasa (leña o madera)	0.82

- **Motores de combustión interna a Diésel:**

El motor Diesel, es un motor térmico de combustión interna en el cual el encendido se logra por la temperatura elevada, que es producto de la compresión del aire en el interior del cilindro. Funciona mediante la ignición de la mezcla aire-gas sin chispa. La temperatura que inicia la combustión procede de la elevación de la presión que se produce en la compresión. El combustible Diesel se inyecta en la parte superior de la cámara de compresión a gran presión, de forma que se atomiza y se mezcla con el aire a alta temperatura y presión. Como resultado, la mezcla se quema muy rápidamente. Esta combustión ocasiona que el gas contenido en la cámara se expanda [15]. Este ciclo se puede evidenciar en la figura 6.

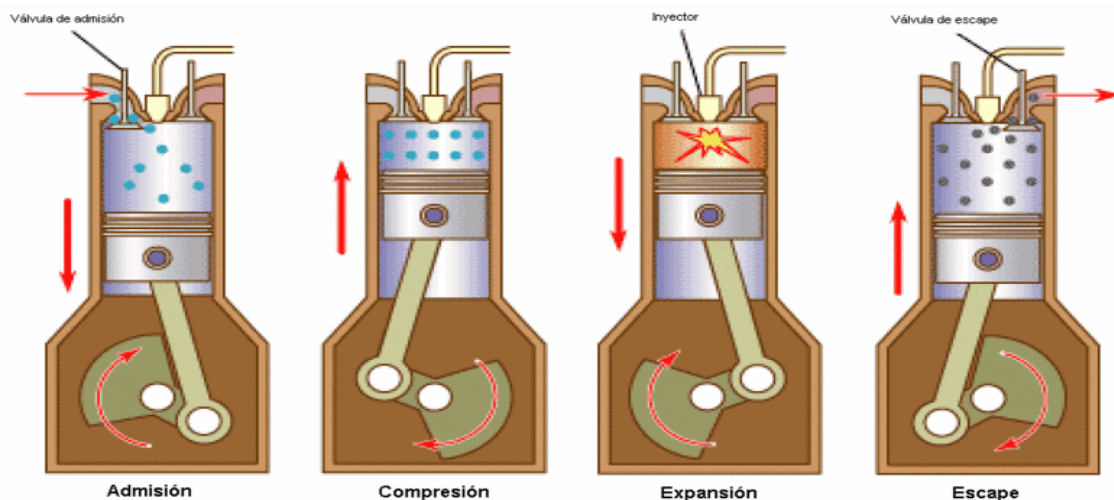


Figura 6. Ciclo de funcionamiento de un motor a Diesel. Fuente: Enciclopedia británica

Los motores de combustión interna a Diesel se clasifican dependiendo las siguientes características (ver tabla 4):

Tabla 4. Clasificación de los motores de combustión interna a Diesel. Fuente: [16]

Según:	
Aplicación	Generación de energía eléctrica, producción de energía mecánica y automovilístico
Ciclo de trabajo	Cuatro y dos tiempos
Control de la combustión	Inyección directa, con cámara de precombustión, con cámara de turbulencia, cámara auxiliar de reserva de aire
Disposición de los cilindros	En línea, en “V”, cilindros opuestos, cilindros radiales, cilindros en “W”
Número de cilindros	Monocilíndricos y policilíndricos
Tipo de refrigeración	Por agua y por aire
Sistema de alimentación	De aspiración natura y sobrealimentados

- **Motores de combustión interna a Diésel para la producción de energía eléctrica:**

Las centrales de generación eléctrica a Diesel por lo general están integradas por un conjunto de alternadores acoplados en paralelo a un sistema eléctrico y que son arrastrados por un conjunto de motores diésel. En estas centrales es habitual denominar “grupo” al conjunto integrado por el motor primario (máquina de combustión interna a Diesel) y el alternador que arrastra. Las centrales eléctricas diésel, están constituidas por una serie de grupos que, en función de su modelo y cantidad, marcaran la potencia de estas [8].



Figura 7. Fotografía de una central Diesel de 10 kW. Fuente: Tecnatom

Este tipo de centrales se presentan como una buena solución para centrales de medio a pequeño tamaño en sistemas eléctricos aislados, con condiciones geográficas particulares, como pueden ser islas alejadas de sistemas eléctricos nacionales, o para actividades industriales realizadas en áreas remotas y de difícil acceso, como por ejemplo en centros mineros. También tienen aplicación como centrales de reserva o apoyo para fuentes de energía renovables intermitentes, como la energía eólica y solar.

- **Calor residual de los motores de combustión interna**

El calor residual de un motor térmico se rechaza al medio ambiente ya sea a través de un intercambiador de calor o directamente a través de la expulsión de los gases resultante de la combustión. En un motor de combustión interna, se utilizan ambos: los gases de escape se descargan directamente al medio ambiente y los intercambiadores de calor se utilizan para rechazar el calor del refrigerante del motor y los enfriadores de aire y aceite [8].

En los motores de combustión interna, se pierde energía en forma de calor a través de los gases de escape.

Según Conklin y Szybist [18], del total de la energía proveniente del combustible, alrededor del 30% de esta es convertida en energía útil, el resto se considera calor residual que está distribuido

mayoritariamente entre la expulsión del fluido usado como refrigerante y los gases de escape; dependiendo de la carga en la que esté funcionando el motor, estas dos corrientes de calor residual pueden contener cantidades similares de energía.

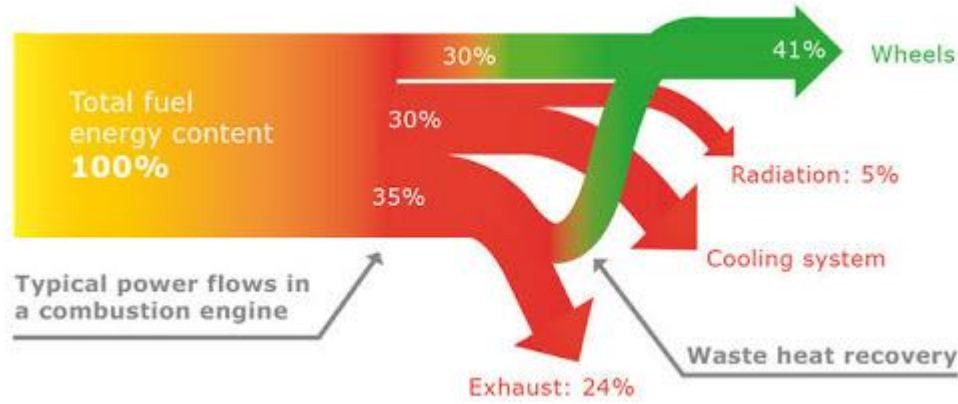


Figura 8. Diagrama de Sankey de un motor de combustión interna. Fuente: [18]

Como también se puede observar en la figura 8, utilizando una parte de la energía rechazada por los gases de escape del motor, se puede aumentar el porcentaje de energía útil proveniente de la combustión, ya que este flujo de energía puede ser utilizado como fuente de calor para ciclos como el ciclo Rankine Orgánico (ORC), pudiendo así aumentar la eficiencia en un 11%.

- **Ciclo Rankine:**

El ciclo de Rankine es un ciclo termodinámico que tiene como objetivo la conversión de calor en trabajo, constituyendo lo que se denomina un ciclo de potencia. Como cualquier otro ciclo de potencia, su eficiencia está acotada por la eficiencia termodinámica de un ciclo de Carnot que operase entre los mismos focos térmicos (límite máximo que impone el Segundo Principio de la Termodinámica) [19].

El ciclo Rankine utiliza un fluido de trabajo que alternativamente evapora y condensa, típicamente agua. Mediante la quema de un combustible, el vapor de agua es producido en una caldera a alta presión para luego ser llevado a una turbina donde se expande para generar trabajo mecánico en su eje (este eje, solidariamente unido al de un generador eléctrico, es el que generará la electricidad en la central térmica). El vapor de baja presión que sale de la turbina se introduce en un condensador, equipo donde el vapor se condensa y cambia al estado líquido (habitualmente el calor es evacuado mediante una corriente de refrigeración procedente del mar, de un río o de

un lago). Posteriormente, una bomba se encarga de aumentar la presión del fluido en fase líquida para volver a introducirlo nuevamente en la caldera, cerrando de esta manera el ciclo [19].

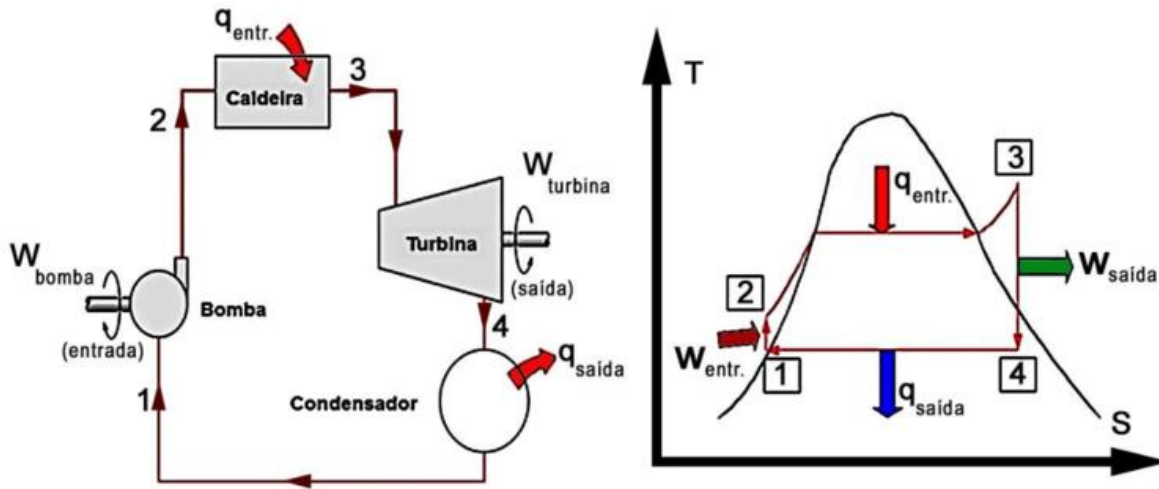


Figura 9. Diagrama T-s y del ciclo Rankine convencional. Fuente: [19]

- **Equipos utilizados en el ciclo Rankine:**

- **Expansores:** Un expansor es tipo de máquina que convierte la energía cinética procedente del flujo de fluido en energía mecánica, para la aplicación en sistemas a base del ciclo Rankine estas turbinas trabajan con vapor [19].

En general los expansores pueden ser clasificados en dos tipos: De velocidad como las turbinas y volumétricos como los de tornillo y los de Scroll. Según la clasificación de Guoquan Qiu [20], los tipos de expansores más usados en los ciclos Rankine y ciclos Rankine orgánicos son las turbinas, expansores de tornillo, expansores de Scroll y los motores neumáticos o expansores de paletas.

- **Intercambiadores de calor:** Son dispositivos diseñados para transferir calor entre 2 fluidos o entre un fluido y un sólido que está en contacto con dos fluidos. En los ciclos Rankine y ciclos Rankine orgánicos los intercambiadores de calor se utilizan como evaporadores y condensadores [19].

Los evaporadores se utilizan para la admisión o entrega de calor desde el foco caliente al fluido primario del ciclo Rankine [19].

Los condensadores tienen la función de enfriar el fluido primario para devolverlo a las

condiciones iniciales en las que la bomba puede volver a ponerlo en circulación [19].

Los intercambiadores de calor pueden clasificarse en base a su proceso de transferencia de calor, construcción, dirección y sentidos de flujos. Sin embargo, según Sampedro José [21] los intercambiadores de calor más utilizados en los ciclos Rankine son los intercambiadores de carcasa y tubo y los intercambiadores de placas.

- **Bomba hidráulica:** Es una máquina generadora que transforma la energía con la que es accionada (generalmente energía mecánica) en energía del fluido incompresible que mueve. El fluido incompresible puede ser líquido o una mezcla de líquidos y sólidos como puede ser el hormigón antes de fraguar o la pasta de papel. Al incrementar la energía del fluido, se aumenta su presión, su velocidad o su altura, todas ellas relacionadas según el principio de Bernoulli. En general, una bomba se utiliza para incrementar la presión de un líquido añadiendo energía al sistema hidráulico, para mover el fluido de una zona de menor presión a otra de mayor presión [22]
- **Ciclo Rankine Orgánico:** Los Ciclos Orgánicos Rankine denominados habitualmente por sus siglas en inglés “Organic Rankine Cycle” (ORC) son ciclos de tipo Clausius-Rankine en los que el fluido de trabajo es un fluido orgánico en vez de agua. Estos fluidos tienen propiedades termodinámicas críticas inferiores a las del agua, por lo que consiguen adaptarse mejor a fuentes de baja temperatura y, por tanto, tienen la posibilidad de generar energía mecánica o eléctrica en estas condiciones [19].

Los ORCs tienen una configuración más simple que los ciclos Rankine de vapor de agua. En la figura 10 se representa el esquema de flujo del Ciclo Rankine Orgánico simple, que consta de cuatro equipos básicos: evaporador, turbina o expansor, condensador y bomba, y en el diagrama T-s de la figura 11 se representan los cuatro procesos ideales que tienen lugar, así como las transferencias de energía en cada uno de los equipos.

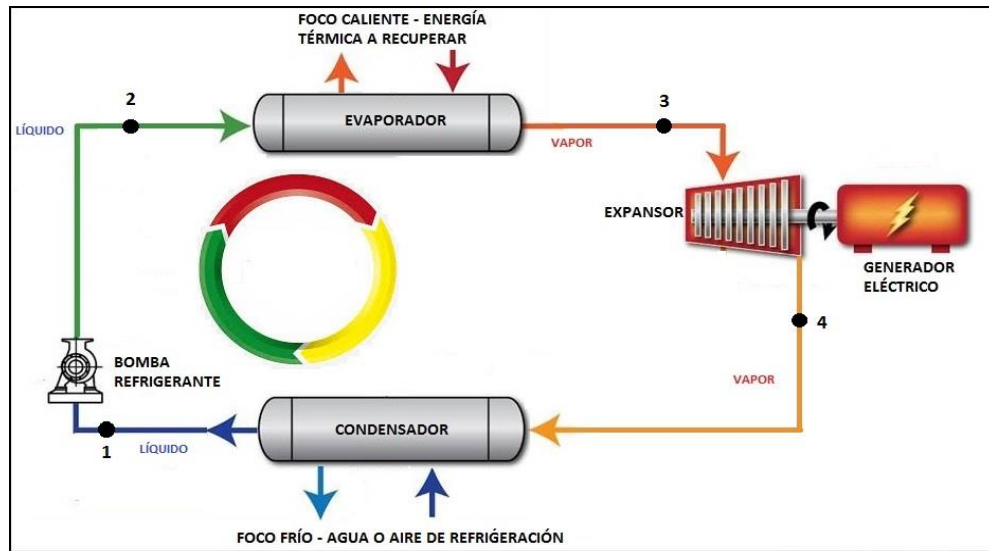


Figura 10. Diagrama de un ciclo ORC. Fuente: [20]

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

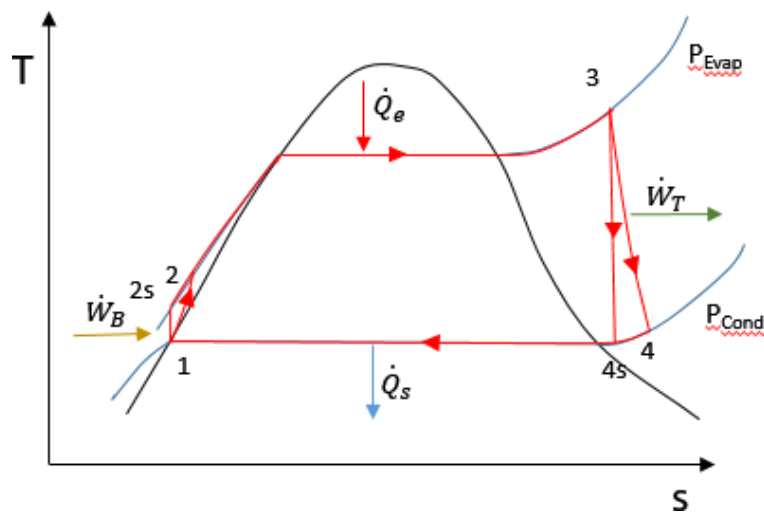


Figura 11. Diagrama T-s de un ciclo ORC. Fuente: [21]

Donde:

\dot{W}_B = Potencia aportada a la bomba.

\dot{Q}_e = Potencia térmica absorbida o entrante en el ciclo.

\dot{W}_T = Potencia cedida por la turbina o expansor.

\dot{Q}_s = Potencia térmica cedida o saliente del ciclo

- **Diferencias y ventajas del Ciclo Rankine orgánico frente al Ciclo Rankine de vapor**

Existen varias diferencias notables entre las curvas de saturación del agua y las de los fluidos orgánicos. Quizás la más importante y fácil de observar a primera vista es la diferencia de las propiedades críticas presión (P_{cr}) y temperatura (T_{cr}). Además de ello, la campana de saturación del agua presenta una pendiente negativa en la zona de vapor saturado que obligará a realizar un sobrecalentamiento abundante del vapor, de forma que, a la hora de la expansión en la turbina no se formen gotas de agua, es decir, evitando un trabajo de la turbina en zona bifásica [23].

La figura 12 presenta el diagrama T-S que compara los fluidos orgánicos más representativos de acuerdo con B. Tchanché [23], et al y el agua, representando la diferencia de entropía y temperatura que se necesita para lograr la campana de saturación.

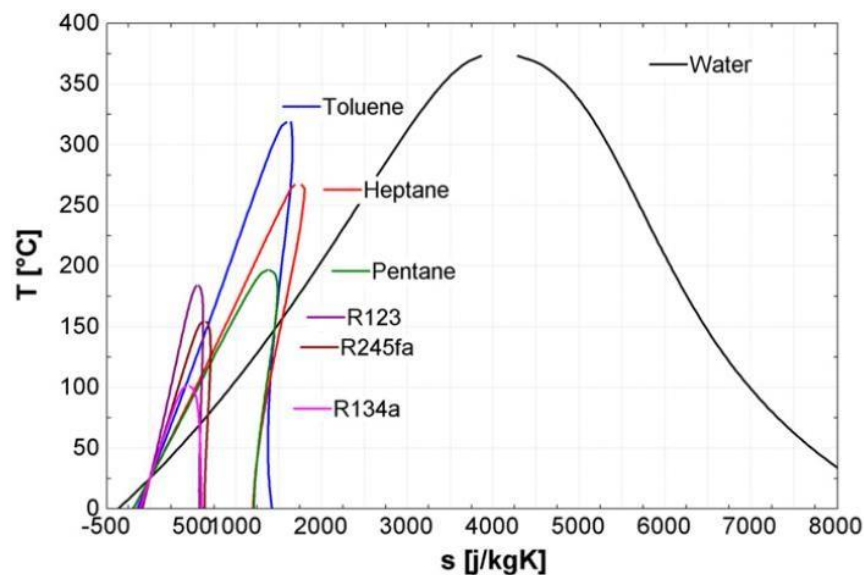


Figura 12. Diagrama T-s del agua y de algunos fluidos orgánicos a diferentes temperaturas. Fuente: [23]

Según B. Tchanché et al [23], los fluidos orgánicos presentan una serie de ventajas sobre el empleo del agua:

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

Tabla 5. Comparación de los ciclos a vapor y ORC. Fuente: [23]

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

Teniendo en cuenta la información anterior, en la tabla 6 se resumen las características de los fluidos orgánicos más utilizados en la literatura sobre los ciclos ORC, comparándolos con la del agua.

Tabla 6. Características de algunos fluidos orgánicos utilizados en los ciclos ORC y el agua. Fuente: [23]

Fluido	Punto de ebullición [°C]	Temperatura crítica [°C]	Presión crítica [kPa]	Calor específico [kJ/kg-K]
R245fa	15.3	154	3651	0.333
R123	27.6	183.68	3668	0.985
R141b	32	204.2	4250	1.16
Benceno	80.1	289	4894	1.881
Ciclohexano	49.2	238.57	4571	1.750
Tolueno	110.6	319	4126	1.125
Agua	100	374	22392.8	4.181

- **Clasificación de los ciclos Rankine orgánicos:**

Los ciclos Rankine orgánicos se puede clasificar dependiendo la posición del punto crítico respecto a las presiones máxima y mínima del ciclo, Según este criterio, los ciclos se clasifican en subcríticos, transcíticos y supercríticos.

- **Un ciclo subcrítico** tiene una presión máxima que es menor que la presión crítica. El proceso de evaporación se realiza a presión constante si el fluido primario es puro y con un deslizamiento de temperatura si se trata de una mezcla [24].

La definición entre ciclos transcíticos y supercríticos puede que no sea del todo clara. Sin embargo, en esta tesis se considera adecuada la definición de Jahar Sarkar [24], que lo define de la siguiente manera:

- **Ciclo transcítico** como un ciclo en el cual la presión máxima del ciclo orgánico es superior a la presión crítica del fluido primario. El fluido de trabajo se calienta en este caso, desde la zona de líquido subenfriado hasta la zona de vapor sobrecalentado
- **Los ciclos supercríticos** tienen la admisión y cesión de calor, ambas por encima de la presión y temperaturas críticas [24].

Tanto los ciclos transcíticos como supercríticos son interesantes debido a que logran mayores eficiencias que los subcríticos si la fuente de calor tiene una temperatura relativamente alta para el fluido orgánico empleado. Sin embargo, suelen requerir componentes más caros que los de

los ciclos subcríticos, debido a las presiones que han de resistir. Además, suelen requerir bombas multietapa con lo que la potencia neta se ve a menudo reducida por un mayor consumo de las bombas [24].

- **Fluidos orgánicos:**

Uno de los mayores retos que existe a la hora de aplicar un ciclo orgánico Rankine a una determinada aplicación es la elección del fluido orgánico más eficiente.

Los fluidos que pueden emplear los ciclos ORC son refrigerantes que se pueden clasificar en CFCs (clorofluorocarburos), HCFCs (hidrofluorocarburos), HFCs (hidrofluorocarburos) e hidrocarburos, aunque la actual normativa prohíbe el uso de CFCs y de HCFCs [25].

Los fluidos de trabajo de ORC también se pueden clasificar como húmedos, secos o isentrópicos, dependiendo de su comportamiento durante la expansión adiabática del vapor seco en el diagrama de Temperatura-Entropía. Existen dos distintas definiciones para clasificar los fluidos de trabajo basándose en la forma del diagrama de fase T-S. La primera definición se basa en la pendiente de la curva de vapor de saturación en los diagramas de T-S: para un fluido húmedo es negativo, para un fluido seco es positivo y para un fluido isentrópico es infinito [26]. (Ver Figura 13)

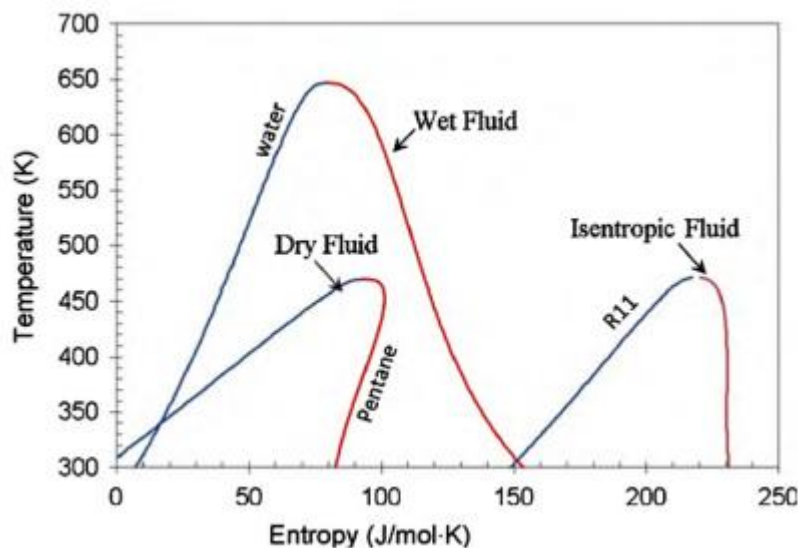


Figura 13. Diagrama T-s de los diferentes tipos de fluidos, fluidos secos (p. Ej., Isopentano), húmedos (p. Ej., Agua) e isentrópicos (p. Ej., R11). Fuente: [21]

La segunda definición se basa en el estado final después de una etapa de expansión adiabática (isentrópica). Para el caso de fluidos húmedos el estado final está dentro de la región de dos fases líquido + vapor (es decir, vapor mezclado con gotas de líquido) En el segundo caso (isoentrópico), al comenzar la expansión desde un punto de alta temperatura de la línea de saturación de vapor, la expansión se extiende junto con la línea de equilibrio y, por lo tanto, también terminan en la línea de saturación, donde solo se puede encontrar vapor seco. Para fluidos secos, después de la expansión isoentrópica el fluido termina fuera de la línea de saturación del vapor, donde el fluido siempre se va a encontrar en una zona de vapor sobrecalentado [26].

Los fluidos pueden ser puros o mezclas. Cuando se trabaja con un fluido puro la temperatura de cambio de fase a una presión dada permanece constante. Cuando se trabaja con una mezcla de fluidos, la temperatura de cambio de fase a una presión dada se desliza, es decir, no es isoterma. El motivo del empleo de mezclas de fluidos es alcanzar un mayor ajuste con las temperaturas de los focos caliente y frío. Por ejemplo, mientras que un fluido puro no varía su temperatura durante el cambio de fase, los fluidos secundarios si lo hacen, lo que origina que se pase de un salto de temperaturas entre ambos fluidos que es mayor en un principio a uno menor al final [19].

- **Optimización:**

La optimización se puede definir como la selección del mejor elemento (con respecto a algún criterio) de un conjunto de elementos disponibles. De forma general, la optimización incluye el descubrimiento de los "mejores valores" de alguna función objetivo dado un dominio definido, incluyendo una variedad de diferentes tipos de funciones objetivo y diferentes tipos de dominios. En el caso más simple, un problema de optimización consiste en maximizar o minimizar una función real eligiendo sistemáticamente valores de entrada (tomados de un conjunto permitido) y computando el valor de la función [27].

Un problema de optimización puede ser representado de la siguiente forma:

Dada: Una función $f: A \rightarrow R$.

Buscar: Un elemento x_0 en A tal que $f(x_0) \leq f(x)$ para todo x en A («minimización») o tal que $f(x_0) \geq f(x)$ para todo x en A («maximización»).

Tal formulación es llamada un problema de optimización, muchos problemas teóricos y del mundo real pueden ser modelados mediante este esquema general. Problemas formulados usando esta técnica en los campos de física y visión por computadora se refieren a la técnica como minimización de la energía, hablando del valor de la función f representando la energía del sistema que está siendo modelado. Típicamente, A es algún subconjunto del espacio euclídeo R^n , con frecuencia delimitado por un conjunto de restricciones, igualdades o desigualdades que los elementos de A tienen que satisfacer. El dominio A de f es llamado el espacio de búsqueda o el conjunto de elección, mientras que los elementos de A son llamados soluciones candidatas o soluciones factibles [27].

La función f es llamada, diversamente, función objetivo, función de costo (minimización), función de utilidad (maximización), función de utilidad indirecta (minimización), o, en ciertos campos, función de energía, o energía funcional. Una solución factible que minimice (o maximice, si este es el propósito) la función objetivo, es llamada una solución óptima [27].

- **Optimización multiobjetivo:**

En las ciencias como en la ingeniería se dan, en muchas ocasiones, problemas que requieren encontrar el óptimo simultáneo de dos o más funciones objetivo. Problemas con estas características se denominan problemas de optimización multiobjetivo (MOP) o de multicriterio. El problema está en que normalmente no existe un elemento del conjunto factible que produzca un óptimo de forma simultánea para cada uno de los r objetivos que componen la función objetivo vectorial. Esto se debe a la existencia de conflictos entre los objetivos, que hace que la mejora de uno de ellos pueda dar lugar a un empeoramiento de algún otro, a diferencia de los problemas de optimización con un único objetivo, el concepto de óptimo es ahora relativo y será necesario decidir de alguna forma cuál es la mejor solución (o cuáles son las mejores soluciones) al problema [28].

En términos matemáticos, el problema de optimización multiobjetivo puede establecerse de la siguiente forma:

Encontrar un vector $x^* = [x^*_1, x^*_2, \dots, x^*_n]^T$ de resultados que satisfaga las m restricciones de una función $g(x)$ y las p restricciones de una función $h(x)$ y optimice la función vectorial $f(x) = [f(x)_1, f(x)_2, \dots, f(x)_k]^T$

Para tratar el problema comentado del conflicto entre objetivos se han utilizado diversos métodos [28]:

- **Métodos basados en el concepto de eficiencia de Pareto:** Es una situación en la que ningún criterio individual o de preferencia puede mejorar sin empeorar al menos otro criterio individual o de preferencia o sin perderlo.
- **Métodos basados en la combinación de objetivos:** En el que se optimizará el valor obtenido mediante la suma de los valores correspondientes a los distintos objetivos, multiplicados cada uno por un coeficiente de peso. Estos coeficientes de peso establecerán la importancia relativa de cada objetivo.
- **Métodos basados en la asignación de prioridades:** Estos métodos tienen en común que establecen unas prioridades entre los distintos objetivos, teniéndose en cuenta su importancia relativa durante el proceso de optimización.

Todos los métodos anteriores han sido utilizados por distintos autores en combinación con los algoritmos evolutivos, que se han mostrado como una herramienta muy adecuada para resolver este tipo de problemas. Estos métodos pueden englobarse en lo que se conoce como **MOEA** (Multi-Objective Evolutionary Algorithms, en español algoritmos evolutivos multiobjetivo).

- **Algoritmos genéticos:**

Los algoritmos evolutivos son métodos de optimización y búsqueda de soluciones basados en los postulados de la evolución biológica. En ellos se mantiene un conjunto de entidades que representan posibles soluciones, las cuales se mezclan, y compiten entre sí, de tal manera que las más aptas son capaces de prevalecer a lo largo del tiempo, evolucionando hacia mejores soluciones cada vez [29].

Los algoritmos genéticos (AG) funcionan entre el conjunto de soluciones de un problema llamado fenotipo, y el conjunto de individuos de una población natural, codificando la información de cada solución en una cadena, generalmente binaria, llamada cromosoma. Los símbolos que forman la cadena son llamados genes. Cuando la representación de los cromosomas se hace con cadenas de dígitos binarios se le conoce como genotipo. Los cromosomas evolucionan a través de iteraciones, llamadas generaciones. En cada generación, los cromosomas son evaluados usando alguna medida de aptitud. Las siguientes generaciones

(nuevas cromosomas), son generadas aplicando los operadores genéticos repetidamente, siendo estos los operadores de selección, cruzamiento, mutación y reemplazo.

Un algoritmo genético puede presentar diversas variaciones, dependiendo de cómo se decide el reemplazo de los individuos para formar la nueva población. En general, el pseudocódigo consiste en los siguientes pasos [29], tal y como se puede ver en la figura 14:

- **Inicialización:** Se genera aleatoriamente la población inicial, que está constituida por un conjunto de cromosomas los cuales representan las posibles soluciones del problema.
- **Evaluación:** A cada uno de los cromosomas de esta población se aplicará la función de aptitud para saber cómo de "buena" es la solución que se está codificando.
- **Condición de término:** El AG se deberá detener cuando se alcance la solución óptima, pero esta generalmente se desconoce, por lo que se deben utilizar otros criterios de detención. Normalmente se usan dos criterios: correr el AG un número máximo de iteraciones (generaciones) o detenerlo cuando no haya cambios en la población. Mientras no se cumpla la condición de término se hace lo siguiente:
 - **Selección:** Después de saber la aptitud de cada cromosoma se procede a elegir los cromosomas que serán cruzados en la siguiente generación.
 - **Recombinación o cruzamiento:** La recombinación es el principal operador genético, representa la reproducción sexual, opera sobre dos cromosomas a la vez para generar dos descendientes donde se combinan las características de ambos cromosomas padres.
 - **Mutación:** Modifica al azar parte del cromosoma de los individuos, y permite alcanzar zonas del espacio de búsqueda que no estaban cubiertas por los individuos de la población actual.
 - **Reemplazo:** Una vez aplicados los operadores genéticos, se seleccionan los mejores individuos para conformar la población de la generación siguiente.

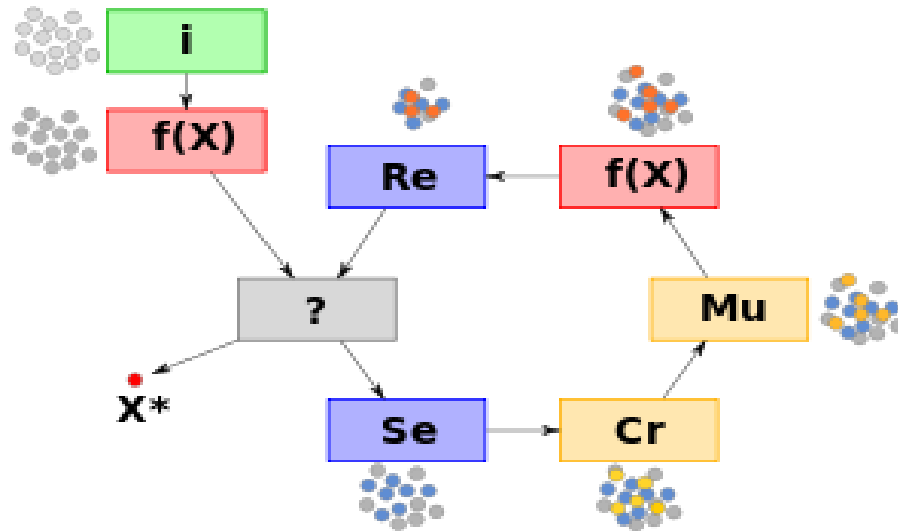


Figura 14. Esquema general de un algoritmo genético. *i*: inicialización, *f(X)*: evaluación, *?*: condición de término, *Se*: selección, *Cr*: cruzamiento, *Mu*: mutación, *Re*: reemplazo, *X**: mejor solución. **Fuente:** [29]

- **Correlación de Pearson:**

El coeficiente de correlación de Pearson, pensado para variables cuantitativas (escala mínima de intervalo), es un índice que mide el grado de covariación entre distintas variables, El coeficiente de correlación de Pearson es un índice de fácil ejecución e, igualmente, de fácil interpretación. Sus valores absolutos oscilan entre 0 y 1. Esto es, si tenemos dos variables X e Y, y definimos el coeficiente de correlación de Pearson entre estas dos variables como R_{xy} entonces, $0 \leq R_{xy} \leq 1$, lo que significa que el coeficiente siempre va a variar entre 0 y 1 [30].

Hemos especificado los términos "valores absolutos" ya que en realidad si se contempla el signo el coeficiente de correlación de Pearson oscila entre -1 y $+1$. No obstante ha de indicarse que la magnitud de la relación viene especificada por el valor numérico del coeficiente, reflejando el signo la dirección de tal valor. En este sentido, tan fuerte es una relación de $+1$ como de -1 . En el primer caso la relación es perfecta positiva y en el segundo perfecta negativa, decimos que la correlación entre dos variables X e Y es positiva cuando en la medida que aumenta una de ellas aumenta la otra y se dice que la relación es negativa cuando en la medida que aumenta una variable disminuye la otra [30].

1.2. MARCO CONTEXTUAL

Según el reporte *ORC Waste Heat to Power Market Size* hecho por Global Market Insights el tamaño del mercado de la recuperación de energía residual por medio de ciclos ORC se valoró en más de USD 10 mil millones en 2020 y se prevé que su instalación acumulada supere los 5 MW para 2027. El marco de políticas de apoyo junto con una inversión creciente hacia el desarrollo de infraestructura industrial aumentará las oportunidades de mercado. Además, las principales industrias intensivas en energía (EII), como el cemento, la pulpa y el papel, la fabricación y la petroquímica, entre otras, tienen un alto potencial de recuperación de calor residual, lo que impulsará el crecimiento de este mercado durante el próximo año [31].

La industria de la recuperación de calor residual de los procesos para generar energía eléctrica por medio de un ciclo ORC, ha sido testigo de un crecimiento lento en el año fiscal 2020, esto debido a la pandemia de COVID-19 en todo el mundo. Además, el déficit de suministro de materias primas y mano de obra ha afectado moderadamente el calor residual de ORC para alimentar a los fabricantes de equipos y ha afectado aún más las estadísticas de mercado de la tecnología de forma adversa. Sin embargo, se prevé que la industria se recuperará en la primera mitad de 2021, debido a la flexibilización de los protocolos de bloqueo junto con la liberación de varias vacunas para frenar la propagación del virus [31].

Para el 2018 el segmento de aplicaciones geotérmicas ha dominado el mercado de los ciclos ORC, tal como se muestra en la figura 15. La razón principal del dominio del segmento geotérmico se debe a la gran capacidad de estos proyectos geotérmicos en comparación con otros segmentos de aplicaciones. Los países con alto potencial geotérmico, como los EE. UU., Turquía, Kenia, Nueva Zelanda e Indonesia, han tomado medidas importantes para utilizar el potencial geotérmico disponible en los respectivos países [32].

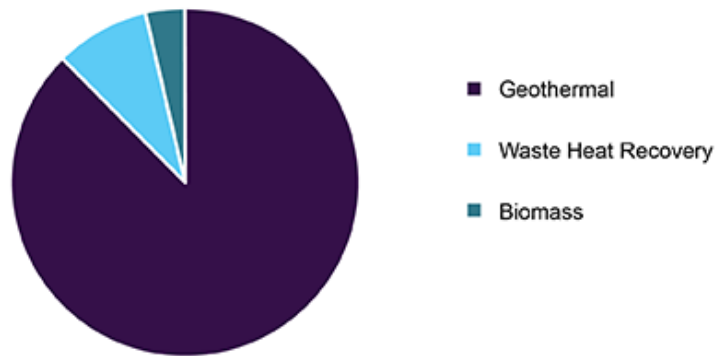


Figura 15. Cuota de mercado global por aplicación de los ciclos ORC para el 2018, Aplicaciones geotérmica tienen el 74.8 % del mercado, el calor residual tiene el 18.9 % y el de la biomasa tiene el 6.3%. **Fuente:** [32]

Haciendo un énfasis en el uso de los ciclos ORC a mini escala, que son aquellos con capacidad instalada entre 10 y 100 kWe, para el año 2017 había 4.950 kWe de capacidad instalada en 93 centrales eléctricas en el mundo [26]. Para aplicaciones de mini escala, según Pál, T [33] se puede considerar como promedio un costo de inversión de 10,000 €/kWe. En consecuencia, el tamaño de ese mercado para el 2017 de este sector es relativamente bajo, cerca de 50 millones de euros. Y en discrepancia con la cuota de mercado de los ciclos ORC en cualquier escala (Véase figura 15) el calor de los procesos industriales como fuente de calor para ciclos ORC reclama una abrumadora mayoría, como se muestra en la Figura 16.

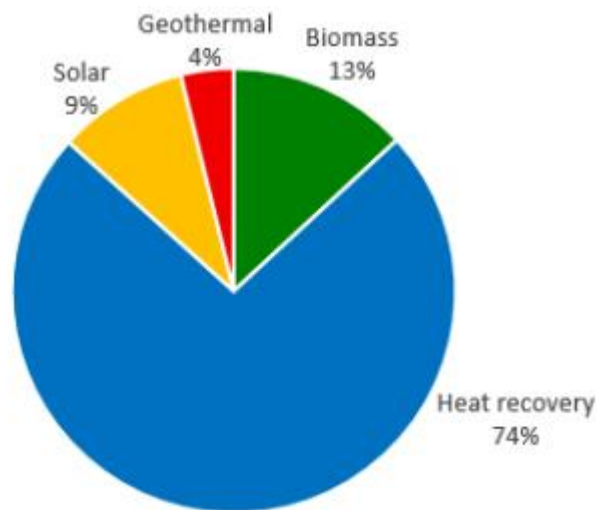


Figura 16. Cuota de mercado de las aplicaciones de los ciclos ORC a mini escala. **Fuente:** [33]

En lo que se refiere al uso de los ciclos ORC para aplicaciones de mini escala, la principal aplicación es en gran parte la recuperación de calor de turbinas y motores diésel o de gas, con el

65% de la capacidad total instalada [33] tal y como se muestra en la figura 17. De acuerdo con Tartière y Astolfi, para el año 2017 se encontraban 376 MW de capacidad instalada en el mundo y 39 MW de nueva capacidad en construcción, posicionándose en ese año en una etapa temprana, pero pasando ya la etapa de demostración/prototipo [34].

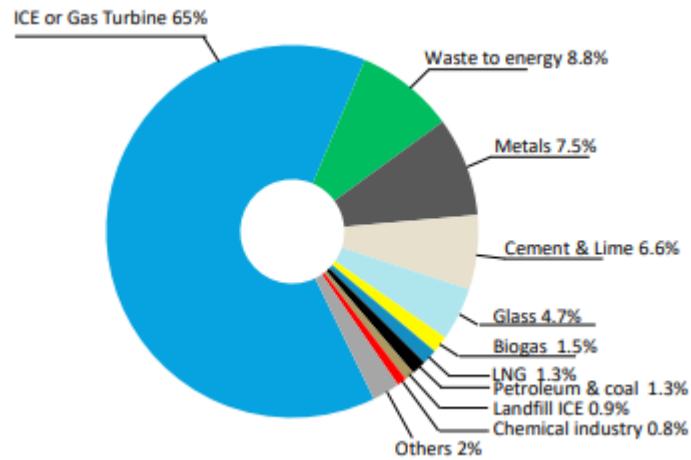


Figura 17. Porcentajes de la capacidad instalada total del uso de los ciclos ORC para la recuperación de calor residual. Fuente: [34]

1.3. ANTECEDENTES

La investigación en Colombia acerca de la generación de energía mediante ORC es muy limitada, no se encuentra mucha literatura especializada sobre esta tecnología y entre las encontradas se puede destacar un estudio hecho por la Escuela de Ingeniería de Antioquia. Esta realizó un estudio de factibilidad para la implementación de un ORC en pozos de extracción de petróleo ubicados en los llanos orientales de Colombia, donde se estudió el agua como fluido geotérmico durante la extracción del crudo, cuya temperatura oscilaba entre 118 °C y 82 °C con caudales de hasta 2,38 m³/s; como conclusión se encontró que un equipo comercial de ORC de 280 kW produciría en uno de los campos de extracción 1165,1 MWh anuales con un costo de generación de 0.102 USD/kWh [35]. En una investigación conjunta entre las universidades de Oviedo en España, la Universidad Nacional de Medellín y la Universidad de Antioquia, se realizó un estudio acerca de la implementación de un ORC en la cementera Portland, cuyo resultado fue que el 19.2% del calor desechado en las chimeneas podía ser aprovechado generando unos 5,5 GWh/año en energía eléctrica y 23,7 GWh/año de energía térmica [36].

En la literatura internacional los ciclos ORC tienen un mayor desarrollo e investigación. Guopeng Yu, et al. [37], realizó un modelo ORC, basado en datos experimentales implementando un motor Diesel, donde concluyó que es posible aumentar la eficiencia térmica del conjunto ICE-ORC en un 6.1%, recuperando entre el 66,7 y el 81,6% de los gases de escape y utilizando el fluido R245fa como fluido de trabajo. También, pudo observar que el punto de operación del sistema ORC, se encuentra cuando el motor opera a condiciones nominales, obteniendo una potencia para el caso de estudio de 14,5 kW, una eficiencia de recuperación de hasta un 9,2% y una eficiencia de exergía de hasta un 21,7%. Zhou, N, et al. [38] construyó un sistema experimental para la recuperación de calor de los gases de combustión a baja temperatura basado en el ciclo de Rankine orgánico (ORC), y se demostró que utilizando el fluido R123 la eficiencia del ciclo es alrededor del 8,5% y la eficiencia de recuperación de calor puede aumentar hasta en un 22%. Zhao, M., et al [39] evaluó el rendimiento de un motor Diesel integrado con un sistema ORC, encontrando que el incremento de potencia neta, la reducción del consumo de combustible específico y la mejora de la eficiencia térmica del motor con el sistema ORC pueden ser de hasta 4,13 kW, 3,61 g/(kW-h) y 0,66 %, respectivamente. Zhang, Y. et al [40] construyó un sistema experimental basado en ORC que aprovecha los gases de

escape de un motor Diesel, encontrando que el máximo de la potencia de salida es de 10,38 kW y la mayor eficiencia ORC y la eficiencia general del sistema son respectivamente 6,48% y 43,8%, que se alcanzan con 250 kW de potencia del motor Diesel.

Vaja y Gambarotta [41] realizaron un análisis termodinámico de un ciclo ORC que utiliza los gases de escape de un motor de combustión interna como fuente de calor, demostrando que se puede incrementar en un 12% la eficiencia global del ciclo. Cipollone, R., [42] analizó una unidad de potencia basado en un ciclo ORC acoplado a un motor Diesel, probando que la cadena de conversión de energía no es despreciable en absoluto y la eficiencia neta total de la unidad de potencia fue de alrededor del 2-3% con respecto al 10% de eficiencia termodinámica. Douvartzides y Karmalis [43] realizaron la simulación de un ciclo ORC que aprovecha los gases de escape de un motor de combustión interna que utiliza gas natural como combustible, encontrando que utilizando el fluido R32 la eficiencia total de la planta puede ser aumentada en 5.52% y reducir el consumo de combustible en un 12.69%.

La elección del fluido de trabajo es un tema crítico para estos tipos de sistemas, en la literatura se han hecho estudios evaluando una gran cantidad de fluidos de trabajo. Wei, F., et al [44] realizó un análisis económico de un ORC convencional y un ORC con recuperador, encontrando que la potencia neta de estos ciclos tiene un mejor rendimiento utilizando fluidos secos. Hung., et al [45] investigó las eficiencias de los ORC utilizando benceno, amoníaco, R11, R12, R134a y R113 como fluidos de trabajo. Llegaron a la conclusión de que los fluidos isentrópicos eran los más adecuados para recuperar el calor residual a baja temperatura.

Thurairaja, K., et al [46] realizó la evaluación del rendimiento de los ORC para diferentes fluidos de trabajo, concluyendo que MD2M y ciclopentano para rangos de temperatura de 50 - 100 °C, butano, neopentano y R245fa para 100 - 150 °C, etanol, metanol y propano para 150-200 °C y agua, m-xileno y p-xileno para 200 - 320 °C son los mejores fluidos de trabajo para la extracción de energía. Wang, E. H., et al [47] realizó el estudio del rendimiento de nueve fluidos de trabajo orgánicos puros en un ciclo ORC que aprovecha el calor residual de los motores de combustión interna, los resultados indican que los fluidos R11, R141b, R113 y R123 manifiestan rendimientos termodinámicos ligeramente más altos que los demás; sin embargo, el R245fa y el R245ca son los fluidos de trabajo más respetuosos con el medio ambiente.

En la literatura también se pueden encontrar investigación sobre optimización de los sistemas ORC utilizando algoritmos de optimización de uno o varios objetivos. Xi et al. [48] realizaron una optimización de un solo objetivo para mejorar la eficiencia exergética de diferentes sistemas ORC utilizando un algoritmo genético. Wang et al., [49] optimizaron los sistemas ORC utilizando un algoritmo genético de un solo objetivo para mejorar la generación de energía. Estos demostraron que la potencia de salida se puede aumentar hasta 50 kW con isobutano como fluido de trabajo. Zare [50] analizó diferentes sistemas ORC desde puntos de vista termoeconómico para seleccionar los sistemas adecuados. Además, optimizó los sistemas mediante la optimización de un solo objetivo utilizando el algoritmo directo proporcionado por el software EES. Peris, B., [51] realizó una optimización termo económica de un ciclo ORC sobre la base de una aplicación experimental, revelando la influencia del fluido orgánico, la arquitectura del ciclo, los parámetros geométricos de los componentes principales o la estrategia de control utilizada para obtener la mejor solución rentable. Los principales resultados muestran que mediante una optimización multivariable utilizando ratios de rentabilidad como función objetivo, se puede diseñar una solución más económica y potente adaptada a cada proyecto específico. J Wang et al, [52] llevaron a cabo la optimización multiobjetivo de un ciclo ORC con R134a como fluido de trabajo para lograr el diseño de optimización del sistema desde los aspectos termodinámicos y económicos utilizando un algoritmo genético de clasificación-II (NSGA-II).

A pesar de que hay una investigación reciente sobre la optimización multiobjetivo del rendimiento termo-económico los ciclos ORC-MCI, no existe registro sobre la utilización de herramientas como ModeFrontier para la optimización de estos, la mayoría de los investigadores utilizan parametrizaciones y algoritmos genéticos.

1.4. MARCO LEGAL

1. Artículo 80 de la constitución política [53]:

La carta magna establece en su artículo 80, que el estado planificará el manejo y aprovechamiento de los recursos naturales, para garantizar su desarrollo sostenible, su conservación, restauración o sustitución. Además de prevenir y controlar los factores de deterioro ambiental, imponer sanciones de ley y exigir la reparación de los daños que se llegaren a causar.

2. Artículo 334 de la constitución política [54]:

Esta disposición establece por mandato legal, que le corresponde al estado la dirección general de la economía, por lo que este se encuentra plenamente facultado para intervenir en la explotación de los recursos naturales, en el uso del suelo, en la producción, distribución, utilización y consumo de los bienes, y en los servicios públicos y privados, para racionalizar la economía con el fin de conseguir el mejoramiento de la calidad de vida de los habitantes, la distribución equitativa de las oportunidades y los beneficios del desarrollo y la preservación de un ambiente sano.

3. Ley 99 de 1993 [55]:

Ley mediante la cual se creó el Ministerio del Medio Ambiente, hoy denominado de ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial. Su artículo 5 dispuso sus respectivas funciones, entre las cuales se encuentra la de promover la formulación de planes de reconversión industrial ligados a la implantación de tecnologías ambientalmente sanas, así como también promover, en coordinación con las entidades competentes y afines, la realización de programas de sustitución de los recursos naturales no renovables, para el desarrollo de tecnologías de generación de energías no contaminantes ni degradantes.

4. Ley 697 de 2001 [56]:

Disposición legal mediante la cual se fomenta el uso racional y eficiente de la energía, se promueve la utilización de energías alternativas y se dictan otras disposiciones.

Declaró el Uso Racional y Eficiente de la Energía (URE) como un asunto de interés social, público y de conveniencia nacional, pues era indispensable regular y asegurar el abastecimiento energético pleno y oportuno. En adición, se buscó promover la competitividad de la economía

colombiana, la protección al consumidor, el uso de energías no convencionales y un verdadero desarrollo sostenible, amigable con el medio ambiente y protector de los recursos naturales.

Más adelante se expidió el Decreto 3683 de 2003, el cual reglamentó la mencionada ley y creo la CIURE o comisión intersectorial de uso racional y eficiente de la energía, con el objeto de servir como instancia de asesoría, consulta y apoyo al ministerio de minas y energías en lo concerniente a las políticas sobre el uso racional y eficiente de la energía y demás formas de energía no convencionales.

5. Ley 1715 del 2014 [57]:

La Ley 1715 de 2014 tiene por objeto promover el desarrollo y la utilización de las Fuentes No Convencionales de Energía, principalmente aquellas de carácter renovable, en el sistema energético nacional, mediante su integración al mercado eléctrico, su participación en las Zonas No Interconectadas y en otros usos energéticos como medio necesario para el desarrollo económico sostenible, la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y la seguridad del abastecimiento energético.

La mencionada disposición estableció también como aporte importante el fomento a la inversión, investigación y desarrollo en tecnologías limpias para la producción de energía y eficiencia energética, suficientes para dar respuesta a la demanda nacional; pues esta realizó una invitación mediante incentivos tributarios y arancelarios a las empresas del sector privado, con fin de incluirlas en el desarrollo de energías renovables no convencionales y amigables con el medio ambiente.

6. Artículo 174 de la Ley 1955 de 2019 [58]:

Por medio de esta disposición legal, fue expedido el plan nacional de desarrollo 2018-2022, cuyo artículo 174, nos importa en la temática presente, debido a que este estableció incentivos para la generación de energía eléctrica con fuentes no convencionales- FNCE.

En busca de fomentar la Investigación, desarrollo e inversión en el ámbito de la producción de energía eléctrica con FNCE y la gestión eficiente de la energía, se dispuso lo siguiente:

“Los obligados a declarar renta que realicen directamente inversiones en este sentido tendrán derecho a deducir de su renta, en un período no mayor de 15 años, contados a partir del año

gravable siguiente en el que haya entrado en operación la inversión, el 50% del total de la inversión realizada.

El valor para deducir por este concepto en ningún caso podrá ser superior al 50% de la Renta Líquida del contribuyente, determinada antes de restar el valor de la inversión”.

7. Art. 255 - Decreto 624 de 1989: Estatuto Tributario de Colombia, el cual ha sido modificado por el decreto Nacional 3258 de 2002 y las leyes 383 de 1997, 488 de 1998 y 863 de 2003 [59].

El artículo 255 del estatuto tributario de Colombia, estableció como incentivo, un descuento para las personas jurídicas que realizaran inversiones en pro del control, conservación y mejoramiento del medio ambiente, las cuales:

“Tendrán derecho a descontar de su impuesto sobre la renta a cargo el 25% de las inversiones que hayan realizado en el respectivo año gravable, previa acreditación que efectúe la autoridad ambiental respectiva, en la cual deberá tenerse en cuenta los beneficios ambientales directos asociados a dichas inversiones. No darán derecho a descuento las inversiones realizadas por mandato de una autoridad ambiental para mitigar el impacto ambiental producido por la obra o actividad objeto de una licencia ambiental”.

8. Decreto 1625 de 2016: Decreto único reglamentario en materia tributaria [60]:

Mediante este decreto fueron regulados los incentivos tributarios para aquellos contribuyentes que realizan Inversiones en el control del medio ambiente, su conservación y mejoramiento. Dichas inversiones consisten en la implementación de sistemas que busquen una disminución verificable de la demanda de recursos naturales renovables, prevenir y/o reducir la generación y/o mejoramiento de la calidad de residuos líquidos, emisiones atmosféricas o residuos sólidos, así como la implementación de proyectos de preservación y restauración de la diversidad biológica y el medio ambiente.

Así las cosas, el artículo 1.2.1.18.52 estableció los requisitos que debe cumplir todo contribuyente que pretenda la procedencia del descuento por inversiones en control del medio ambiente o conservación y mejoramiento de este, los cuales consisten en los siguiente:

- A. Que quien realice la inversión sea persona jurídica.
- B. Que la inversión en control del medio ambiente o conservación y mejoramiento del medio ambiente sea efectuada directamente por el contribuyente.
- C. Que la inversión se realice en el año gravable en que se solicita el correspondiente descuento.
- D. Que previamente a la presentación de la declaración de renta y complementario en la cual se solicite el descuento de la inversión, se obtenga certificación de la autoridad ambiental COMPETENTE en la que se acredite que:
 - La inversión corresponde a control del medio ambiente o conservación y mejoramiento del medio ambiente.
 - Que la inversión no se realiza por mandato de una autoridad ambiental para mitigar el impacto ambiental producido por la obra o actividad objeto de una licencia ambiental.
- E. Que se acredite mediante certificación del representante legal y del Revisor Fiscal y/o Contador Público, según el caso, el valor de la inversión en control del medio ambiente o conservación y mejoramiento del medio ambiente, así como el valor del descuento por este concepto”.

9. Resolución 41286 del 30 de diciembre de 2016 [61]:

El Ministerio de Minas y Energía adoptó mediante la resolución 41286 del 30 de diciembre de 2016 el PLAN DE ACCION INDICATIVO, PAI 2017 - 2022, para el desarrollo del programa de uso racional y eficiente de la energía PROURE. Como lo define su artículo 2, el objetivo inmediato del plan de acción es establecer las acciones estratégicas y sectoriales necesarias para alcanzar las metas de eficiencia energética, en línea con los compromisos internaciones en materia ambiental.

2. OBJETIVOS

2.1. OBJETIVO GENERAL

Desarrollar un modelo matemático para evaluar y optimizar el desempeño termodinámico y económico de la recuperación de calor en motores Diesel por medio de Ciclos Orgánicos Rankine (ORC).

2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- ✓ Seleccionar los fluidos de trabajo adecuados para la utilización en el ciclo orgánico Rankine de acuerdo con sus propiedades termodinámicas, bajo impacto ambiental y menores riesgos de seguridad.
- ✓ Modelar el Ciclo Orgánico Rankine (ORC) a partir de las condiciones de operación del generador Diesel, que permita seleccionar los fluidos orgánicos con mayor desempeño termodinámico.
- ✓ Evaluar las condiciones óptimas de operación del ORC a partir del fluido orgánico que permita maximizar la producción de energía eléctrica y minimizar el costo nivelado de la energía mediante el software ModeFrontier.

3. METODOLOGÍA

Inicialmente para determinar el balance termodinámico del proceso de recuperación de calor a través de los Ciclos Orgánicos Rankine (ORC), es necesario recurrir a la literatura especializada para caracterizar el comportamiento del Motor de Combustión Interna, y modelar el calor residual procedente de estos. De la misma manera, se recurre a la literatura para caracterizar termodinámica y económicamente todo el Ciclo Orgánico Rankine (ORC) para después modelar y analizar el sistema Motor – ORC.

Para modelar el ciclo ORC, del motor de combustión interna y modelar el sistema Motor – ORC, se utilizó el lenguaje de programación Python, lenguaje de código abierto, multiparadigma y multiplataforma, lo cual lo convierte en el lenguaje ideal para el modelamiento de cualquier sistema físico y su fácil interpretación. Debido a las características libres de este lenguaje, se pudo utilizar la librería CoolProp, lo cual es una librería especializada para determinar las propiedades termodinámicas de todos los fluidos.

Después de tener el modelo matemático y termodinámico del Ciclo Rankine Orgánico acoplado a los calores residuales de los motores de combustión interna, se procede a elegir los fluidos de trabajos que serán candidatos a utilizar en el ciclo ORC, y así escoger el fluido que mejor aproveche los calores residuales del motor, para esta elección, se tuvo en cuenta factores ambientales en función de su potencial de calentamiento global y destrucción de capa de ozono y teniendo en cuenta también las recomendaciones de seguridad de la ASHRAE estándar 34

Para completar el modelamiento del sistema Motor – ORC, se obtuvieron datos de operación y de placa de un sistema de generación de energía eléctrica compuesto por un motor de combustión interna Diesel y un generador eléctrico. A partir de estos datos y la caracterización hecha de estos motores se obtuvieron las variables de temperatura, flujo masico y capacidad calorífica que simulan el calor residual generado por los gases de escape de este motor.

Finalmente, se utilizó la herramienta ModeFrontier, lo cual es una plataforma de optimización de diseño multidisciplinar, que incorpora distintos modelos de optimización para acoplarlos a cualquier modelo programado en los lenguajes de programación que soporta la misma. Por medio de ModeFrontier, se utilizó de forma automática un algoritmo genético incorporado en él, esto con el fin de encontrar las mejores condiciones de trabajo del ciclo ORC que maximicen la eficiencia del ciclo y minimice el costo nivelado de energía, las mejores condiciones de

trabajo del ciclo están en función de la presión y la temperatura de saturación del ciclo, el fluido de trabajo y la temperatura entrada de los gases de escape.

Esta metodología de trabajo se puede ver explicada en pasos en la figura 18.

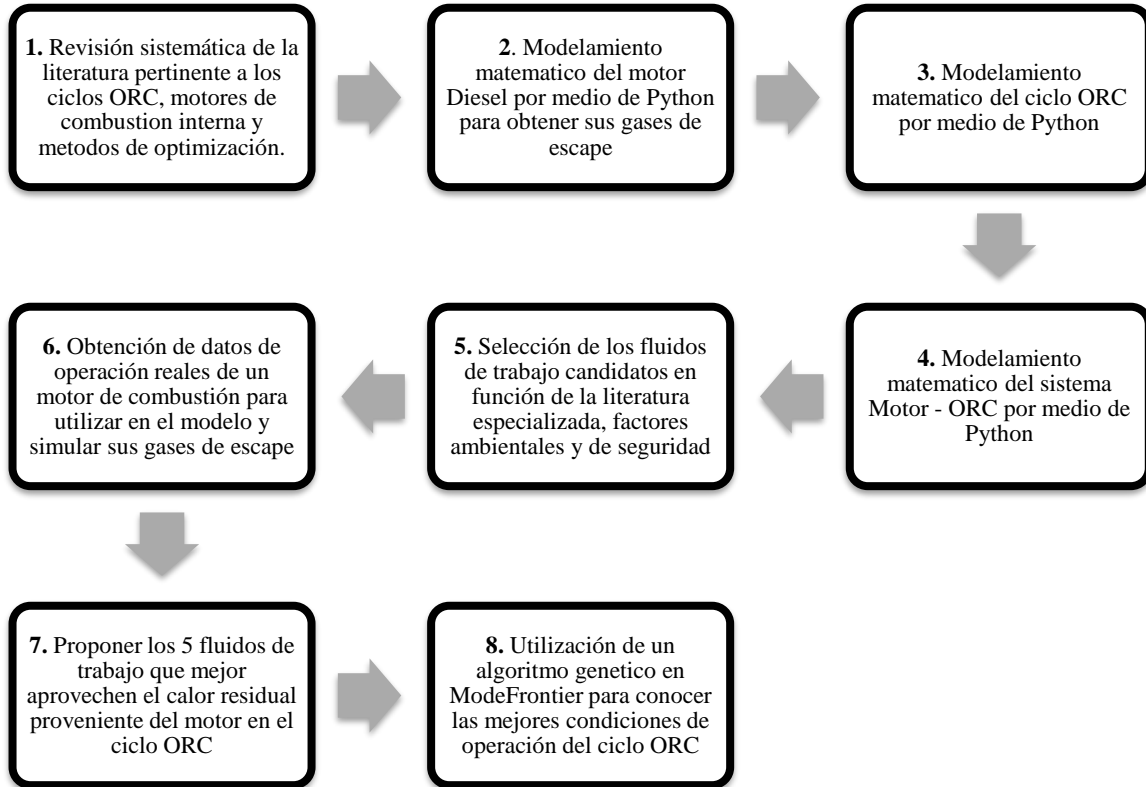


Figura 18. Metodología de trabajo utilizada

4. DESARROLLO

4.1. Modelamiento matemático y termodinámico del ciclo ORC

Para desarrollar el modelo matemático y termodinámico del ciclo, se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones, tales como:

- Los fluidos de trabajo implementados en el modelo son secos e isentrópicos para asegurar un estado de vapor a la salida de turbina
- Los equipos se consideran adiabáticos para despreciar las pérdidas de calor
- Se desprecian las pérdidas de carga dentro de los equipos y se trabajará en régimen permanente.
- El tipo de ciclo será subcrítico, debido a que con este se obtienen los costos más económicos [24]

Para obtener un completo análisis termodinámico del ciclo ORC y poder iniciar con el modelo, es necesario imponer unas condiciones fijas de diseño, tales como:

- La temperatura de condensación del fluido de trabajo o la temperatura a la salida del condensador se estimó en 40 °C, debido a que según Fontalvo-Lascan, A [62] es una temperatura razonable para la mayoría de los fluidos orgánicos.
- Basado en el modelo matemático implementado por F. Heberle [63], se determinó que la eficiencia isoentrópica de la bomba y la turbina se tomaran en 65% y 80% respectivamente. Además, se estableció que la eficiencia del generador será del 95%, siendo un valor promedio de la mayoría de estos equipos.
- Basado en el modelo matemático del ciclo termodinámico ORC realizado por White, M. T. [64], se tomaron los coeficientes globales de transferencia de calor en el evaporador y condensador de 99 W/m²-K y 764 W/m²-K, necesarios para el cálculo de las áreas efectivas de los intercambiadores de calor
- Para el balance energético en el evaporador y condensador se utilizaron 30 °C y 5°C como diferencia mínima de temperatura en el Punto Pinch del evaporador y condensador respectivamente de acuerdo con Noguera, A. L. G. [65]

- Por la naturaleza subcrítica que se escogió para el modelamiento de este ciclo, se utilizara como presión de salida de la bomba, el 90% de la presión crítica, lo cual es un valor aceptable para este tipo de ciclos.
- Para la refrigeración en el foco frío, el fluido implementado es agua y sus condiciones de entrada serán ambiente, que corresponden a una temperatura y presión de 15°C y 100 kPa respectivamente.

Por último, se tomaron como variables de entrada la temperatura de entrada del foco caliente en °C, el flujo másico del foco caliente en kg/s y la capacidad calorífica del foco caliente en J/kg-K, para así, simular el calor residual que proviene de los motores de combustión interna.

A partir de estas consideraciones, se calcula los balances energéticos en cada uno de los equipos y las variables más importantes (temperatura, presión y entalpia) en cada uno de los puntos del ciclo ORC, para finalizar con el cálculo del rendimiento del ciclo, de la siguiente manera:

- **Punto 1:** El ciclo termodinámico inicia a la salida condensador y sus variables vienen dadas por las condiciones de diseño del ciclo.

$$T_1 = T_{cond}$$

$$P_1 = f(T_{cond}, X = 0)$$

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

- **Punto 2:** En este punto del ciclo (Salida de la bomba), se inicia por determinar la presión imprimida por la bomba. Esta presión es dictada por el fluido y la naturaleza sub crítica del ciclo.

$$P_2 = 0.9 * P_{critica} = \Delta P_{bomba}$$

- **Balance energético en la bomba**

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

$$h_{2s} = w_{s,bomba} + h_1 \quad (2)$$

$$h_2 = \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{bomba}} + h_1 \quad (3)$$

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

Donde:

$w_{s,bomba}$ =Trabajo específico e isoentrópico de la bomba [J/kg]

w_{bomba} =Trabajo específico y real de la bomba [J/kg]

η_{bomba} =Eficiencia isoentrópica de la bomba [-]

h_1 = Entalpia específica en el punto 1 del fluido de trabajo [J/kg]

h_2 = Entalpia específica en el punto 2 del fluido de trabajo [J/kg]

v_1 = Volumen específico en el punto 1 del fluido de trabajo [m³/kg]

P_1 = Presión en el punto 1 [Pa]

P_2 = Presión en el punto 2 [Pa]

Con el balance energético de la bomba, se calcula la temperatura a la salida de la bomba o del punto 2 del ciclo a partir de la presión del ciclo y la entalpia en ese punto.

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

- **Punto 3:** Ubicada en la salida del evaporador, donde las condiciones están dadas por la presión de la bomba y la temperatura de evaporación a esa presión.

$$P_3 = P_2$$

$$T_3 = f(P_3, X = 1)$$

$$h_3 = f(T_3, X = 1)$$

- **Balance energético en el evaporador**

Para este trabajo, el proceso de transferencia de calor dentro del evaporador se divide en dos etapas: precalentamiento y evaporación. Para determinar el calor que se puede recuperar, así como los caudales máscicos del fluido de trabajo, es necesario realizar un balance de energía en el evaporador a partir del perfil de temperatura que se muestra en la figura 19.

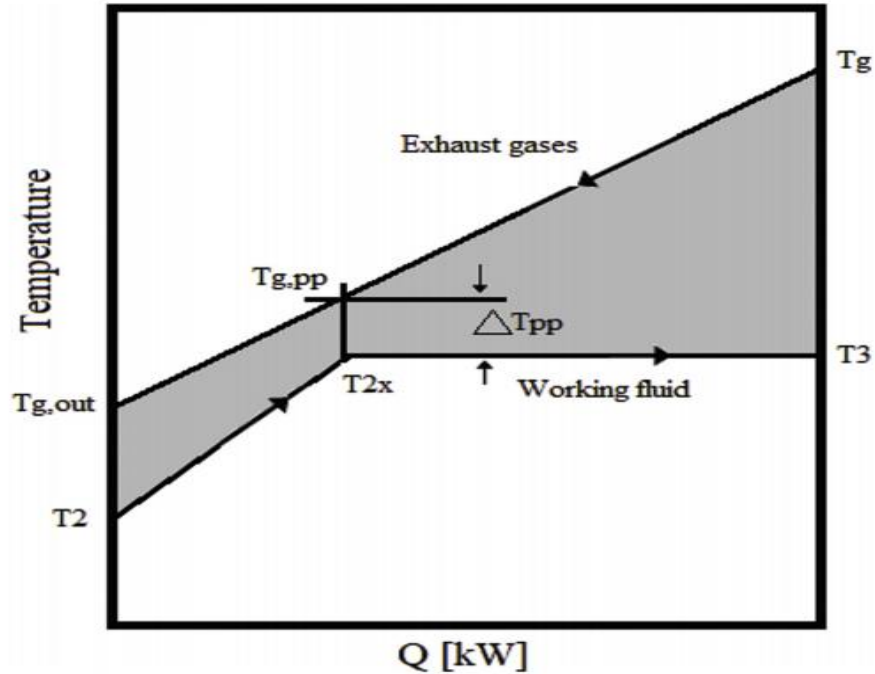


Figura 19. Perfil de temperaturas y calores asumidos en el evaporador. Fuente: [65]

El primer balance se hace en la zona de vaporación del fluido de trabajo y se realiza para obtener el fluido másico de trabajo necesario de la siguiente manera:

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_g * C_{pg} * (T_{ge} - T_{gpp})}{h_3 - h_{2x}} \quad (5)$$

Donde:

\dot{m}_f = Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

\dot{m}_g = Flujo másico de los gases de escape [kg/s]

C_{pg} = Capacidad calorífica de los gases de escape [J/kg-K]

T_{ge} = Temperatura de entrada de los gases de escape en el evaporador [°C]

T_{gpp} = Temperatura de los gases de escape en el punto pinch en el evaporador [°C]

h_3 = Entalpia específica en el punto 3 del fluido de trabajo [kJ/kg]

h_{2x} = Entalpia específica del fluido de trabajo en el punto pinch del evaporador [J/kg]

A la vez, la temperatura del gas en el Punto Pinch está dada por la siguiente expresión:

$$T_{gpp} = T_{2x} + \Delta T_{\min pp} \quad (6)$$

Donde:

T_{gpp} = Temperatura de los gases de escape en el punto pinch del evaporador [°C]

T_{2x} = Temperatura del fluido de trabajo en el punto pinch del evaporador [°C]

$\Delta T_{\min pp}$ = Delta mínimo de temperatura entre los gases de escape y el fluido de trabajo en el punto pinch del evaporador [°C].

Luego, el siguiente balance se hace en la zona de precalentamiento del fluido de trabajo y se realiza de la siguiente manera para encontrar la temperatura de salida del gas.

$$T_{gs} = T_{gpp} + \dot{m}_f * \frac{h_{2x} - h_2}{\dot{m}_g * C_{pg}} \quad (7)$$

Donde:

T_{gs} = Temperatura de salida de los gases de escape en el evaporador [°C]

T_{gpp} =Temperatura de los gases de escape en el punto pinch del evaporador [°C]

\dot{m}_f = Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

\dot{m}_g = Flujo másico de los gases de escape [kg/s]

C_{pg} =Capacidad calorífica de los gases de escape [J/kg-K]

h_2 = Entalpia específica en el punto 2 del fluido de trabajo [J/kg]

h_{2x} = Entalpia específica del fluido de trabajo en el punto pinch del evaporador [J/kg]

Si la temperatura de los gases de escape calculada previamente es menor que la temperatura mínima permitida para los gases de escape (120 °C) [64], es necesario disminuir el flujo masico del fluido de trabajo hasta que se satisfaga la condición impuesta, para este trabajo, se reduce el flujo masico en un 1% por cada iteración del programa.

Finalmente, el calor total utilizado y área efectiva necesaria en la zona evaporación se calculan de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_f * (h_3 - h_{2x}) \quad (8)$$

$$A_{evapora} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{U * \Delta T_{ml}} \quad (9)$$

Donde:

\dot{Q}_{evap} =Calor intercambiado entre el fluido de trabajo y gases de escape en la zona de evaporación del evaporador [W]

\dot{m}_f = Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

h_3 = Entalpia específica en el punto 3 del fluido de trabajo [J/kg]

h_{2x} = Entalpia específica del fluido de trabajo en el punto pinch del evaporador [J/kg]

ΔT_{ml} =Temperatura media logarítmica de la zona de evaporación del evaporador [°C]

U =Coeficiente global de transferencia de calor del evaporador en la zona de evaporación del evaporador [W/m²-K]

$A_{evapora}$ =Área efectiva de transferencia de calor en la zona de evaporación del evaporador [m²].

De igual manera, la temperatura media logarítmica para esta zona del evaporador se define como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{gpp} - T_{2x}) - (T_{ge} - T_3)}{LN \left(\frac{(T_{gpp} - T_{2x})}{(T_{ge} - T_3)} \right)} \quad (10)$$

Donde:

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica de la zona de evaporación del evaporador [°C]

T_{gpp} =Temperatura de los gases de escape en el punto pinch del evaporador [°C]

T_{2x} = Temperatura del fluido de trabajo en el punto pinch del evaporador [°C]

T_{ge} = Temperatura de entrada de los gases de escape en el evaporador [°C]

T_3 = Temperatura del fluido de trabajo en el punto 3 [°C]

Luego el calor total usado en la zona precalentamiento y área efectiva necesaria es:

$$\dot{Q}_{precal} = \dot{m}_f * (h_{2x} - h_2) \quad (11)$$

$$A_{precalent} = \frac{\dot{Q}_{precal}}{U * \Delta T_{ml}} \quad (12)$$

Donde:

\dot{Q}_{precal} =Calor intercambiado entre el fluido de trabajo y gases de escape en la zona de precalentamiento del evaporador [W]

\dot{m}_f = Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

h_{2x} = Entalpia específica del fluido de trabajo en el punto pinch del evaporador [J/kg]

h_2 = Entalpia específica en el punto 2 del fluido de trabajo [J/kg]

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica de la zona de precalentamiento [K]

U =Coeficiente global de transferencia de calor del evaporador en la zona de precalentamiento del evaporador [W/m²-K]

$A_{precalent}$ =Área efectiva de transferencia de calor en la zona de precalentamiento del evaporador [m²]

Y la temperatura media logarítmica de esta zona es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{gs} - T_2) - (T_{gpp} - T_{2x})}{LN \left(\frac{(T_{gs} - T_2)}{(T_{gpp} - T_{2x})} \right)} \quad (13)$$

Donde:

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica de la zona de precalentamiento del evaporador [°C]

T_{gs} =Temperatura de salida de los gases de escape [°C]

T_2 = Temperatura del fluido de trabajo en el punto 2 [°C]

T_{gpp} = Temperatura en el punto pinch del evaporador de los gases de escape [°C]

T_{2x} = Temperatura del fluido de trabajo en el punto pinch del evaporador [°C]

Por ende, el calor total recibido por los gases de escape por medio del evaporador y el área total efectiva necesaria se define como:

$$\dot{Q}_{evaporador} = \dot{Q}_{precal} + \dot{Q}_{evap} \quad (14)$$

$$A_{total} = A_{evapora} + A_{precalent} \quad (15)$$

Donde:

$\dot{Q}_{evaporador}$ =Calor total intercambiado en el evaporador [W]

\dot{Q}_{precal} =Calor total intercambiado en la zona de precalentamiento del evaporador [W]

\dot{Q}_{evap} =Calor total intercambiado en la zona de evaporación del evaporador [W]

A_{total} =Área total efectiva necesaria en el evaporador [m²]

$A_{evapora}$ = Área total efectiva necesaria en la zona de evaporación del evaporador [m²]

$A_{precalent}$ =Área total efectiva necesaria en la zona de precalentamiento del evaporador [m²]

• **Punto 4 – Salida de la turbina**

A la entrada de la turbina, el fluido orgánico va en forma gaseosa y presión alta. A su paso a través de la turbina este se expande, perdiendo presión y temperatura, a la vez que hace girar el rotor de la turbina.

Antes de la entrada a la turbina, se conocen estas propiedades:

$$s_{4s} = s_3$$

$$P_4 = P_1$$

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

- **Balance energético en la turbina**

$$w_{s,turb} = -(h_{4s} - h_3) \quad (16)$$

$$h_4 = h_3 - \eta_{turbina} * (h_3 - h_{4s}) \quad (17)$$

$$-w_{turbina} = h_4 - h_3 \quad (18)$$

Donde:

$w_{s,turb}$ = Trabajo específico e isoentrópico de la turbina [J/kg]

$w_{turbina}$ = Trabajo específico y real de la turbina [J/kg]

$\eta_{turbina}$ = Eficiencia isoentrópica de la turbina [-]

h_{4s} = Entalpia especifica e isoentrópica en el punto 4 del fluido de trabajo [J/kg]

h_3 = Entalpia especifica en el punto 3 del fluido de trabajo [J/kg]

h_4 = Entalpia especifica en el punto 4 del fluido de trabajo [J/kg]

Con este balance energético, se es capaz de calcular la temperatura a la salida de la turbina o del punto 4 del ciclo, a partir de la caída de presión en la turbina y la entalpia en ese punto.

$$T_4 = f(h_4, P_4)$$

- Balance energético en el condensador

Por los tipos de fluidos orgánicos escogidos (secos e isoentrópicos), se deberá modelar el condensador en función de este, si el fluido de trabajo es isoentrópico ($T_4=T_1$), no se considerará una zona de sobrecalentamiento en el condensador por la naturaleza del fluido, si el fluido es seco ($T_4>T_1$), se debe considerar una zona de sobrecalentamiento en el condensador.

- ✓ **Fluido isoentrópico:** Por la naturaleza de este tipo de fluidos, se realiza un solo balance masico en el condensador para hallar la cantidad de fluido masico de agua necesaria para la condensación del fluido de trabajo a 40 °C a la presión del punto 1 y 4. Por condición de diseño y por un fluido isoentrópico, la temperatura de salida del agua será:

$$T_{as} = T_4 - \Delta T_{\min pp} \quad (18)$$

Donde:

T_{as} =Temperatura de salida del agua del condensador [°C]

T_4 =Temperatura del fluido de trabajo en el punto 4 [°C]

$\Delta T_{\min pp}$ =Diferencia de temperatura mínima en el punto pinch del condensador [°C]

A la vez, fluido masico necesario de agua para la evaporación del fluido de trabajo se puede definir como:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_f * (h_4 - h_1)}{h_{as} - h_{ae}} \quad (19)$$

Donde:

\dot{m}_a =Flujo másico necesario de agua [kg/s]

\dot{m}_f =Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

h_4 = Entalpia especifica en el punto 4 del fluido de trabajo [J/kg]

h_1 = Entalpia especifica en el punto 1 del fluido de trabajo [J/kg]

h_{as} = Entalpia especifica de salida del agua [J/kg]

h_{ae} = Entalpia especifica de entrada del agua [J/kg]

Por último, el calor total transferido por el fluido de trabajo al agua estará dictado por:

$$\dot{Q}_{conden} = \dot{m}_f * (h_4 - h_1) \quad (20)$$

Donde:

\dot{Q}_{conden} =Calor intercambiado entre el fluido de trabajo y el agua en el condensador [W]

\dot{m}_f = Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

h_4 = Entalpia especifica en el punto 4 del fluido de trabajo [J/kg]

h_1 = Entalpia especifica en el punto 1 del fluido de trabajo [J/kg]

La ecuación (21), representa el área total efectiva que necesaria para la transferencia de calor:

$$A_{conden} = \frac{\dot{Q}_{conden}}{U * \Delta T_{ml}} \quad (21)$$

Donde:

$A_{evapora}$ =Área efectiva de transferencia de calor en el condensador [m²]

\dot{Q}_{conden} =Calor intercambiado entre el fluido de trabajo y el agua en el condensador [W]

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica en el condensador [°C]

U =Coeficiente global de transferencia de calor en el condensador [W/m²-K]

Donde la temperatura media logarítmica para esta transferencia es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - T_{ae}) - (T_4 - T_{as})}{LN \left(\frac{(T_1 - T_{ae})}{(T_4 - T_{as})} \right)} \quad (22)$$

Donde:

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica en el condensador [°C]

T_1 = Temperatura del fluido de trabajo en el punto 1 [°C]

T_{ae} =Temperatura de entrada del agua en el condensador [°C]

T_4 = Temperatura del fluido de trabajo en el punto 4 [°C]

T_{as} =Temperatura de salida del agua en el condensador [°C]

- ✓ **Fluido seco:** Por ser este tipo de fluido, el proceso de transferencia de calor se puede dividir en dos etapas: sobrecalentamiento y condensación. Para determinar el caudal masico necesario de agua y su temperatura de salida, se realiza un balance de energía en las dos zonas:

El primer balance se hace en la zona de condensación del fluido de trabajo y se realiza para

obtener el fluido masico del agua:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_f * (h_{4x} - h_1)}{h_{app} - h_{ae}} \quad (23)$$

Donde:

\dot{m}_a =Flujo másico necesario de agua [kg/s]

\dot{m}_f =Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

h_{4x} = Entalpia especifica en el punto pinch del fluido de trabajo en el condensador [J/kg]

h_1 = Entalpia especifica en el punto 1 del fluido de trabajo [J/kg]

h_{as} = Entalpia específica del agua en el punto pinch en el condensador [J/kg]

h_{ae} = Entalpia especifica de entrada del agua [J/kg]

Donde la temperatura del gas en el punto pinch está dado por:

$$T_{as} = T_4 - \Delta T_{\min pp} \quad (24)$$

Donde:

T_{as} =Temperatura de salida del agua del condensador [°C]

T_4 =Temperatura del fluido de trabajo en el punto 4 [°C]

$\Delta T_{\min pp}$ =Diferencia de temperatura mínima en el punto pinch del condensador [°C]

El siguiente balance se hace en la zona de sobrecalentamiento del fluido de trabajo y se realiza para encontrar la temperatura de salida del agua.

$$T_{as} = T_{app} + \dot{m}_f * \frac{h_4 - h_{x4}}{\dot{m}_a * C_{pa}} \quad (25)$$

Donde:

T_{as} =Temperatura de salida del agua del condensador [°C]

T_{app} =Temperatura del agua en el punto pinch del condensador [°C]

\dot{m}_f = Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

\dot{m}_a = Flujo másico necesaria del agua [kg/s]

C_{pa} =Capacidad calorífica del agua [J/kg-K]

h_4 = Entalpia específica en el punto 4 del fluido de trabajo [J/kg]

h_{4x} = Entalpia específica del fluido de trabajo en el punto pinch en el condensador [J/kg]

Si la temperatura, T_{as} , calculada previamente, es mayor que la temperatura mínima permitida para el agua antes de que se comience a evaporar a presión ambiente (100 °C), es necesario aumentar el flujo másico de agua para así satisfacer la anterior condición, este aumento va a corresponder a un 1% por cada iteración. Luego el calor total usado en la zona condensación y área efectiva necesaria es:

$$\dot{Q}_{conden} = \dot{m}_f * (h_{4x} - h_1) \quad (26)$$

$$A_{conden} = \frac{\dot{Q}_{conden}}{U * \Delta T_{ml}} \quad (27)$$

Donde:

\dot{Q}_{conden} =Calor intercambiado entre el fluido de trabajo y el agua de refrigeración en la zona de condensación del condensador [W]

\dot{m}_f =Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

h_{4x} = Entalpia específica del fluido de trabajo en el punto pinch del condensador [J/kg]

h_1 = Entalpia específica en el punto 1 del fluido de trabajo [J/kg]

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica de la zona de condensación del condensador [K]

U =Coeficiente global de transferencia de calor del condensador en la zona de condensación [W/m²-K]

A_{conden} =Área efectiva de transferencia de calor en la zona de condensación del condensador [m²]

De igual manera, la temperatura media logarítmica para esta zona se define como:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - T_{ae}) - (T_{x4} - T_{a pp})}{LN \left(\frac{(T_1 - T_{ae})}{(T_{x4} - T_{a pp})} \right)} \quad (28)$$

Donde:

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica en la zona de condensación del condensador [°C]

T_1 = Temperatura del fluido de trabajo en el punto 1 [°C]

T_{ae} = Temperatura de entrada del agua [°C]

T_{x4} = Temperatura del fluido de trabajo en el punto pinch del condensador [°C]

T_{app} = Temperatura del agua en el punto pinch del condensador [°C]

Entonces para la zona de sobrecalentamiento del condensador el calor total intercambiado y el área efectiva necesaria se definen como:

$$\dot{Q}_{sobrecal} = \dot{m}_f * (h_4 - h_{x4}) \quad (29)$$

$$A_{sobrecalent} = \frac{\dot{Q}_{sobrecal}}{U * \Delta T_{ml}} \quad (30)$$

Donde:

$\dot{Q}_{sobrecal}$ = Calor intercambiado entre el fluido de trabajo y el agua de refrigeración en la zona de sobrecalentamiento del condensador [W]

\dot{m}_f = Flujo másico del fluido de trabajo [kg/s]

h_{4x} = Entalpia específica del fluido de trabajo en el punto pinch del condensador [J/kg]

h_4 = Entalpia específica en el punto 4 del fluido de trabajo [J/kg]

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica de la zona de sobrecalentamiento del condensador [K]

U = Coeficiente global de transferencia de calor del condensador en la zona de sobrecalentamiento [W/m²-K]

$A_{sobrecalent}$ = Área efectiva de transferencia de calor en la zona de sobrecalentamiento del condensador [m²]

La temperatura media logarítmica en esta zona es:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{x4} - T_{app}) - (T_4 - T_{as})}{LN \left(\frac{(T_{x4} - T_{app})}{(T_4 - T_{sa})} \right)} \quad (31)$$

Donde:

ΔT_{ml} = Temperatura media logarítmica en la zona de sobrecalentamiento del condensador [°C]

T_{x4} = Temperatura del fluido de trabajo en el punto pinch del condensador [°C]

T_{app} = Temperatura del agua en el punto pinch del condensador [°C]

T_4 = Temperatura del fluido de trabajo en el punto 4 [°C]

T_{as} = Temperatura de salida del agua en el condensador [°C]

Para finalizar, el calor total suministrado por el fluido de trabajo en el condensador y el área total efectiva necesaria en el condensador es:

$$\dot{Q}_{condensador} = \dot{Q}_{sobrecal} + \dot{Q}_{conden} \quad (32)$$

$$A_{total} = A_{sobrecalent} + A_{conden} \quad (33)$$

Donde:

$\dot{Q}_{condensador}$ = Calor total intercambiado en el condensador [W]

$\dot{Q}_{sobrecal}$ = Calor total intercambiado en la zona de sobrecalentamiento del condensador [W]

\dot{Q}_{conden} = Calor total intercambiado en la zona de condensación del condensador [W]

A_{total} = Área total efectiva necesaria en el condensador [m²]

$A_{sobrecalent}$ = Área total efectiva necesaria en la zona de sobrecalentamiento del condensador [m²]

A_{conden} = Área total efectiva necesaria en la zona de sobrecalentamiento del condensador [m²]

- **Rendimiento del ciclo ORC**

Por último, y con todas las propiedades calculadas, en cada uno de los puntos del ciclo, se procede a calcular los siguientes indicadores de rendimiento, situados en la tabla 7

Tabla 7. Indicadores de rendimiento del ciclo ORC

Eficiencia térmica del ciclo	$\eta_{termica} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2}$	[%]	(34)
Trabajo hecho por la turbina	$\dot{W}_{turbina} = \dot{m}_f * w_{turbina}$	[kW]	(35)
Trabajo consumido por la bomba	$\dot{W}_{bomba} = \dot{m}_f * w_{bomba}$	[kW]	(36)
Trabajo neto	$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}$	[kW]	(37)
Potencia eléctrica generada	$\dot{W}_{electronica} = \dot{W}_{turbina} * \eta_{generador}$	[kWe]	(38)

Todo este modelo matemático y termodinámico del ciclo ORC se puede ver simplificado en el diagrama de bloques que se expone en la figura 20.

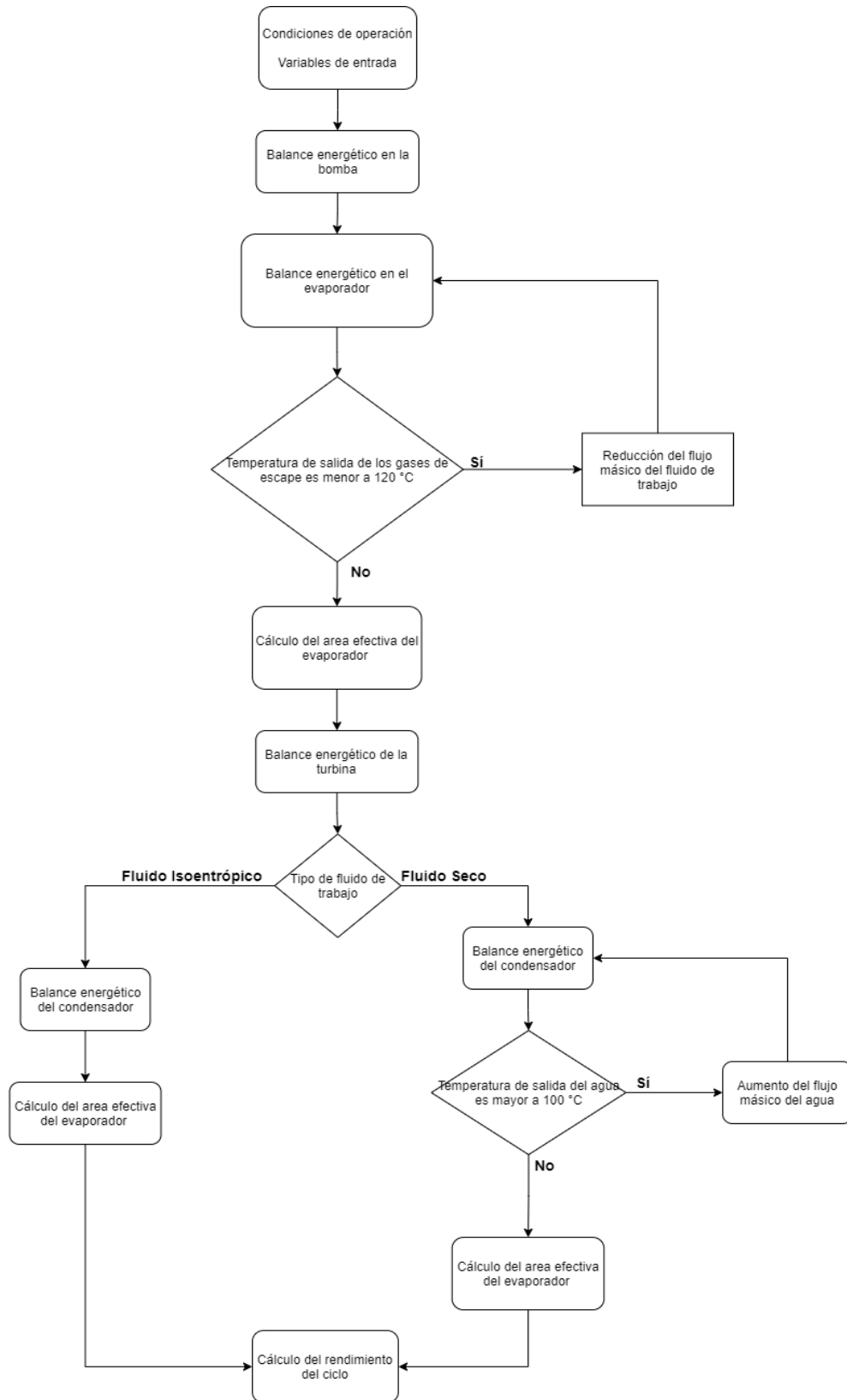


Figura 20. Diagrama de bloques del algoritmo programado para el modelamiento del ciclo ORC

4.2. Modelamiento de costos y análisis económico del ciclo ORC

El análisis económico del Ciclo Rankine Orgánico (ORC) se evaluó en función de los costos de inversión los equipos del ciclo ORC (USD), costos anuales operación y mantenimiento (USD/año), costo total unitario (USD/kW) y costo nivelado de energía eléctrica (USD/kWh-año).

- **Costo de los equipos del ciclo ORC:** Los costos relacionados con la inversión de un sistema ORC están asociados a cada uno de sus componentes principales, estimados mediante correlaciones matemáticas no lineales, generalmente con base en el área para evaporador y condensador, en la energía generada o consumida por la turbina, la bomba y el generador.
- ✓ **Intercambiadores de calor:** El costo de los intercambiadores de calor del ciclo (evaporador y condensador) está en función del área efectiva necesaria para la transferencia de calor, de acuerdo con Boz, B., & Diez, A [66] se determina como:

$$Z_{evapo} = 10.000 + 324 * (A_{evapor})^{0.91} \quad (39)$$

$$Z_{conden} = 10.000 + 324 * (A_{conden})^{0.91} \quad (40)$$

- ✓ **Turbina:** El costo de compra de la turbina se calcula en función del trabajo generado por este equipo como: [66]

$$\log_{10}Z_{turb} = 2.6259 + 1.4398 * \log_{10}(\dot{W}_{turbina}) - 0.1776 * \log_{10}(\dot{W}_{turbina})^2 \quad (41)$$

- ✓ **Bomba:** El costo de compra de la bomba se calcula en función del trabajo generado por este equipo como: [66]

$$\log_{10}Z_{bomba} = 3.3892 + 0.0536 * \log_{10}(\dot{W}_{bomba}) - 0.1538 * \log_{10}(\dot{W}_{bomba})^2 \quad (42)$$

- ✓ **Generador:** El costo de compra del generador se calcula en función de la potencia

eléctrica generada por este equipo [67].

$$Z_{genera} = 60 * (\dot{W}_{electrico})^{0.95} \quad (43)$$

Al estar estas correlaciones actualizadas al 2019, se actualizan al 2020 por medio del índice de costos de plantas de ingeniería química (CEPCI) que es el cual corresponde a 596.2 USD.

$$Z_{total} = (Z_{genera} + Z_{bomba} + Z_{evapo} + Z_{conden} + Z_{turb}) * \frac{CEPCI\ 2020}{CEPCI\ 2019} \quad (44)$$

Según Wei, F. et al [68], y por la naturaleza simple del ciclo ORC, los costos de operación y mantenimiento anuales del ciclo ORC serán de 1.5% de los costos totales de todos los equipos del ciclo. Por tanto, los costos totales de operación y mantenimiento y los de inversión para la implementación del ciclo ORC queda la siguiente manera.

$$COyM_{ORC} = Z_{total} * 0.015 \quad (45)$$

$$C_{total_{ORC}} = Z_{total} + COyM_{ORC} \quad (46)$$

El costo de inversión unitario fue definido de acuerdo con la ecuación 47, y de esta manera se determina el costo estimado del ciclo ORC en función de la potencia.

$$C_{inversionUni_{ORC}} = \frac{C_{total_{ORC}}}{\dot{W}_{neto}} \quad (47)$$

- **Costo nivelado de energía eléctrica del ciclo ORC:**

Para evaluar el costo de generación de la planta a lo largo de su vida útil, se realiza mediante el Costo Nivelado de Energía (LCOE), el cual se calcula mediante:

$$LCOE_{ORC} = \frac{CRF * C_{total_{ORC}} + COyM_{ORC}}{\dot{W}_{neto} * OP_{ORC}} \quad (47)$$

Donde el índice OP_{ORC} corresponde a las horas de operación anuales estimadas del ciclo ORC, las cuales se establecieron en 7500 horas [68] y el CRF corresponde al factor de recuperación de

capital y se calcula de la siguiente manera:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (48)$$

El índice n corresponde a los años de vida útil de proyecto y el índice i corresponde a la tasa de interés del proyecto, los cuales se adoptaron como 20 años y 6% respectivamente de acuerdo con Holik, M., et.al [69].

4.3. Balance energético y modelación de costos del motor de combustión interna

A partir de relaciones con la Universidad Federal de Itajubá en Brasil, se consiguieron datos de operación y de placa de un sistema de generación de energía eléctrica compuesto por un motor Diesel Mercedes Benz, un alternador sin escobillas Negrini, un panel de control eléctrico y un tablero de medición de temperatura y flujo de combustible, así como sus ecuaciones de balance para, así, poder calcular las variables que simulan el calor residual generado por los gases de escape de este motor (Temperatura, flujo másico y capacidad calorífica).

Los datos de operación obtenidos corresponden a un ensayo de operación hecho en la Universidad Federal de Itajubá y no a datos de operación a carga nominal del motor. En la tabla 8, se puede ver el resumen de identificación del motor Diesel utilizado y en la figura 21, se presenta un esquema general del sistema de generación utilizado.

Tabla 8. Identificación del motor de combustión interna utilizado.

Tipo de combustible	Diesel
Marca	Mercedes Benz
Tipo	OM 352
Potencia nominal [kW]	48
Número de placa	344.919.008-547032

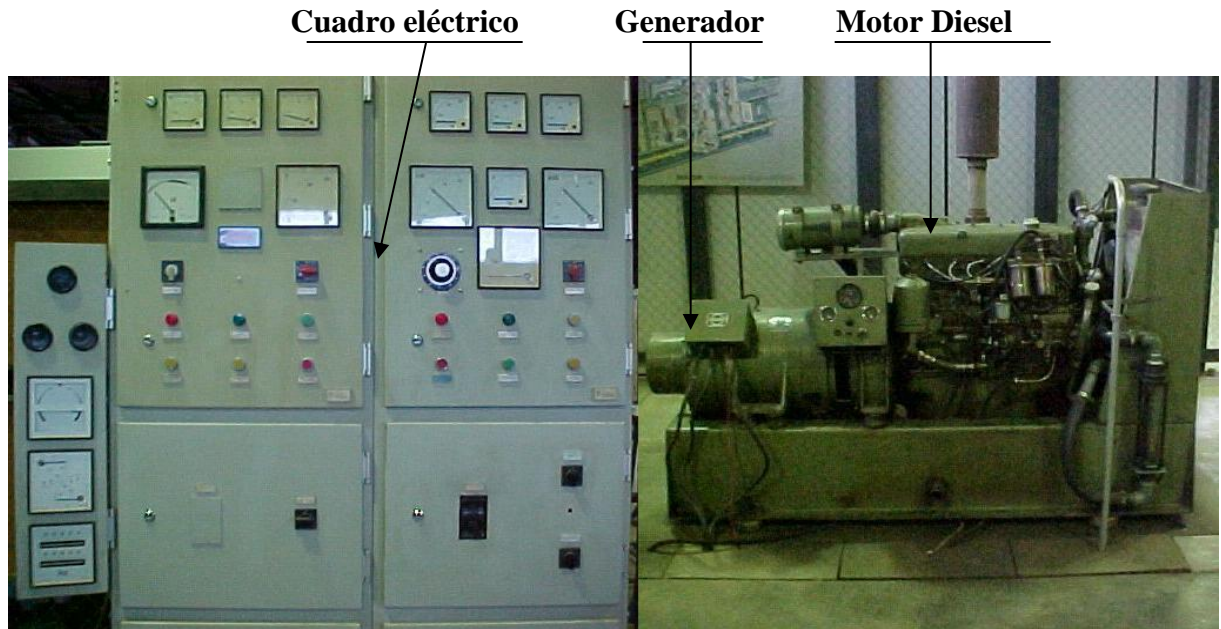


Figura 21. Esquema básico de la central utilizada para la obtención de datos

- **Temperatura de salida de los gases de escape**

Dentro del sistema de generación se tienen tres sensores de temperatura conectados a un termómetro digital usando un interruptor selector. El primer termopar se sumerge en la salida del radiador, para permitir la medición de la temperatura del agua que volverá a entrar al motor. El segundo termopar se instala en la salida de agua del motor (en consecuencia, en la entrada de agua del radiador) para poder medir la temperatura del agua que se enfriará. El tercer termopar se instala en la salida de escape (base del tubo de escape, junto al bloque motor) para medir la temperatura de los gases que salen del motor. Estas mediciones y equipos se pueden ver en la figura 22.

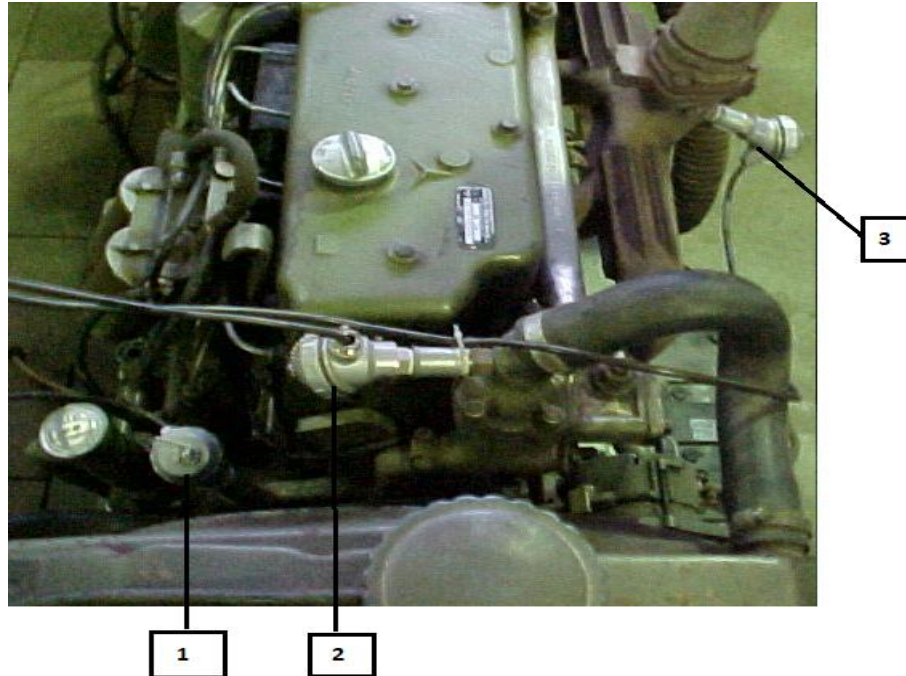


Figura 22. Esquema del sistema de medición de temperatura en el sistema, 1. Termopar a la salida del radiador, 2. Termopar a la entrada del radiador, 3. Termopar en la base de tubo de escape.

- **Flujo masico de los gases de escape**

A partir de un balance masico dentro del motor y un esquema de medición del flujo masico de aire y de combustible instalado en el motor (Figura 23 y 24 respectivamente), se realiza un balance másico en el motor para calcular cuánto es ese flujo masico de los gases de escape de este motor.

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{ar} + \dot{m}_{comb} \quad (49)$$

Donde \dot{m}_g corresponde al flujo masico de los gases de escape, \dot{m}_{ar} corresponde al flujo masico de aire y \dot{m}_{comb} al flujo masico de combustible.

La ecuación numero 50 representa como se hizo el cálculo del flujo masico que entra al motor de combustión interna

$$\dot{m}_{ar} = \frac{\pi d^2}{4} C \sqrt{\frac{2 \cdot \rho_{\acute{a}gua} \cdot g \cdot \Delta h_{\acute{a}gua}}{\rho_{ar}}} \quad (50)$$

Donde:

d = Diámetro del agujero [m] = 45 [mm]

C = Constante de orificio = 0,59

g = Gravedad local [m/s^2]

Δh = Diferencia de presión [m] = 298 [mm H₂O]

ρ_{ar} = Densidad del aire [kg/m^3]



Figura 23. Sistema de medición del flujo másico de aire en el motor

El flujo de aire se mide a través de la caída de presión en un orificio calibrado, que se coloca en la entrada de un depósito conectado al colector de admisión de aire del motor. El manómetro de agua mide la diferencia entre la presión externa (presión atmosférica local) y la presión dentro del tubo.

Por medio de un medidor de consumo de combustible y su densidad se calcula el flujo masico de combustible que el motor consume en este ensayo, esto expresado en la fórmula 51

$$\dot{m}_{comb} = \rho \frac{V}{\Delta t} \quad (51)$$

Donde:

ρ = Densidad del combustible = 833 [kg/m³]

V = Volumen de combustible [m³] = 75 ml = 0.000075 m³

Δt = Tiempo de flujo [s] = 24 segundos

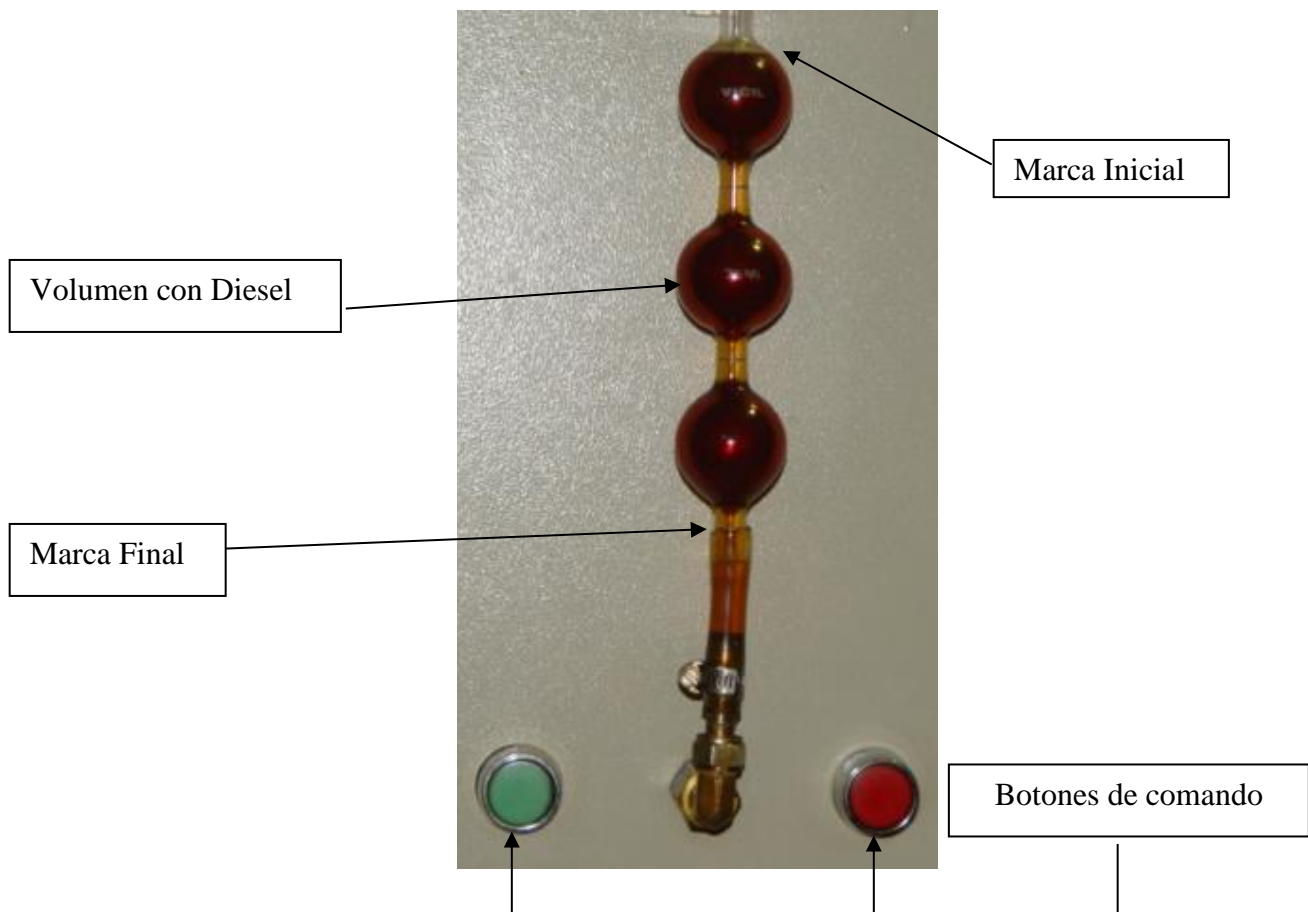


Figura 24. Medidor de flujo másico de combustible

Para medir el flujo masico de combustible, se enciende el motor para que funcione de forma normal, luego este empieza a consumir el Diesel contenido en el medidor de la Fig. 24 y se calibra el volumen entre la marca superior (inicial) y una marca inferior (final). Cuando la superficie del Diesel comienza a bajar de nivel y pasa la marca inicial, se pone en marcha un temporizador, que solo se detendrá cuando la superficie del aceite pase por la marca inferior (final). Inmediatamente

después, se suelta el ojal para que el motor se reponga con aceite del depósito. Por tanto, existe el volumen (calibrado) de Diesel consumido en un tiempo determinado.

- **Capacidad calorífica de los gases de escape**

Para el cálculo de la capacidad calorífica específica de los gases de escape de este motor, se utilizaron correlaciones en forma polinomial que fueron extraídas directamente de los documentos del motor, este se realiza mediante:

$$Cp_{gases,T} = Cp_{aire,T} + \frac{F}{1+F} * \theta_{Cp,T} \quad (52)$$

Donde F es la relación de masas entre el combustible y el aire, dado por:

$$F = \frac{\dot{m}_{combustible}}{\dot{m}_{aire}} \quad (53)$$

Y $\theta_{Cp,T}$ es una función polinomial dado por la ecuación 54 y donde sus coeficientes están expuestos en la tabla 9:

$$\theta_{Cp,T} = Cp_0 + Cp_1 * T + Cp_2 * T^2 + Cp_3 * T^3 + Cp_4 * T^4 + Cp_5 * T^5 \quad (54)$$

Tabla 9. Coeficientes para el calor especifico de los gases de escape función de la temperatura. Fuente: [70]

CP0 = -3,5949415 E+02
CP1 = +4,5163996 E+00
CP2 = +2,8116360 E-03
CP3 = -2,1708731 E-05
CP4 = +2.8688783 E-08
CP5 = -1.2226336 E-11

Por último, para el cálculo del calor específico del aire a temperatura constante se utiliza también una correlación polinomial dado por la ecuación 55 y donde sus coeficientes están expuestos en la tabla 10.

$$Cp_{aire,T} = C_0 + C_1 * T + C_2 * T^2 + C_3 * T^3 + C_4 * T^4 \quad (55)$$

Tabla 10. Coeficientes para el calor específico del aire seco en función de la temperatura. **Fuente:** [70]

$C0 = +1,0189134 \text{ E}+03$
$C1 = -1,3783636 \text{ E}-01$
$C2 = +1,9843397 \text{ E}-04$
$C3 = +4,2399242 \text{ E}-07$
$C4 = -3.7632489 \text{ E}-10$

Al tener todas las características necesarias (temperatura, flujo masico y calor específico) para modelar el calor residual del motor de combustión interna, se utilizarán estas para simular el calor de entrada o la fuente de energía del Ciclo Rankine Orgánico (ORC), tal y como se puede ver en el diagrama simplificado de la figura 25.

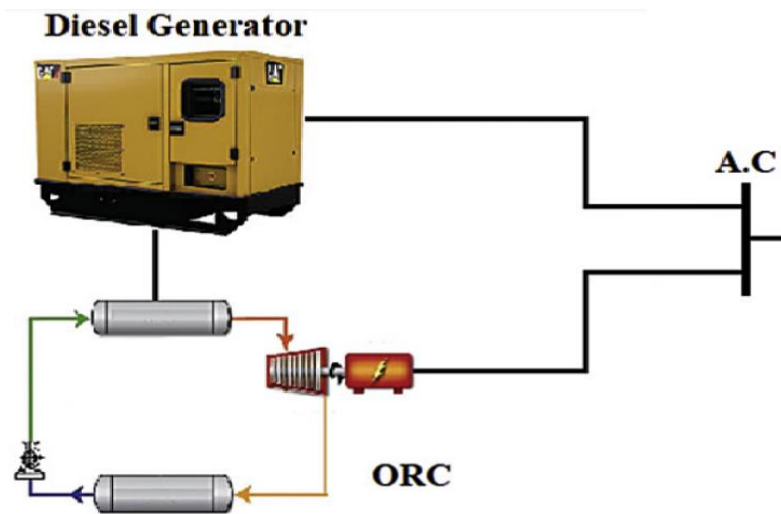


Figura 25. Diagrama simplificado del sistema Motor – ORC. **Fuente:** [65]

- **Eficiencia del motor de combustión interna**

Para analizar la viabilidad termo económica de la implementación del ciclo ORC a este sistema de generación de energía, es necesario calcular la eficiencia sola de este sistema, y luego analizar si la eficiencia se ha beneficiado o no con la implementación del ciclo.

$$\eta_{motor} = \frac{Potencia\ nominal_{motor}}{PCI * \dot{m}_{comb}} \quad (56)$$

Donde el *PCI* corresponde al poder calorífico inferior del combustible, en este caso el combustible es Diesel y tiene un valor aproximado de **42886.8 kJ/kg**

- **Costo nivelado de energía del motor de combustión interna**

Para realizar un análisis comparativo entre el sistema de generación de energía solo y el sistema de generación acoplado con el ciclo ORC que aprovecha sus gases de escape, se calcula de la siguiente manera el costo nivelado de energía del motor, teniendo en cuenta los datos recopilados en la tabla 11.

Tabla 11. Datos para el análisis económico del motor de combustión interna. Fuente: [71]

Parámetro	Valor
Costo de combustible [USD/L]	0.591
Costos de inversión del motor Diesel [USD/kW]	532
Costos anuales de operación y mantenimiento del motor Diesel [USD/MWh]	27

Por lo que el costo nivelado de energía eléctrica del motor de combustión interna a Diesel sin la implementación del ciclo ORC, se le debería sumar el costo de combustible que consume anualmente el motor.

$$LCOE_{motor} = \frac{CRF * C_{inversion_{motor}} + COyM_{motor} + Costo\ combus}{Potencia\ nominal_{motor} * OP_{ORC}} \quad (57)$$

4.4. Análisis termodinámico y económico del sistema Motor Diesel - ORC

Para observar la posibilidad de la implementación del ciclo ORC al sistema de generación de energía a base de un motor Diesel, es necesario analizar el rendimiento energético de todo el sistema Motor-ORC y realizar un análisis de viabilidad financiera en función del costo nivelado de energía del sistema y cuanto se reduce este por la implementación del ORC, por medio de las siguientes variables.

- **Eficiencia del sistema Motor Diesel – ORC**

$$\eta_{motor-ORC} = \frac{Potencia\ nominal_{motor} + \dot{W}_{neto}}{PCI * \dot{m}_{comb}} \quad (58)$$

- **Aumento en la eficiencia por la implementación del ciclo ORC**

$$\eta_{aumento} = \eta_{motor-ORC} - \eta_{motor} \quad (59)$$

- **Costo nivelado de energía del sistema Motor Diesel – ORC**

$$LCOE_{motor-ORC} = \frac{CRF * (C_{total_{ORC}} + C_{inversion_{motor}}) + (COyM_{ORC} + COyM_{motor}) + C_{comb}}{(\dot{W}_{neto} + Potencia\ nominal_{motor}) * OP_{ORC}} \quad (60)$$

- **Costo nivelado de energía ahorrado anual**

$$LCOE_{ahorrado} = LCOE_{motor} - LCOE_{motor-ORC} \quad (61)$$

- **Porcentaje reducido en el costo nivelado de energía**

$$\%_{ahorrado} = \left(\frac{LCOE_{ahorrado}}{LCOE_{motor}} \right) * 100 \quad (62)$$

- **Dinero ahorrado de forma anual**

$$Dinero_{ahorrado} = LCOE_{ahorrado} * ((\dot{W}_{neto} + Potencia_{motor}) * OP_{ORC}) \quad (63)$$

- **Años en los que se recupera la inversión**

$$PayBack = \frac{C_{total_{ORC}}}{Dinero_{ahorrado}} \quad (64)$$

4.5. Balance energético del motor de combustión interna a carga parcial

Para un análisis más profundo del sistema, se utilizaron un conjunto de regresiones elaboradas a partir de la información proporcionada por varios fabricantes (Cummins, Generac, Scania, Genmac, entre otros), según lo expuesto en la investigación de Noguera, A. L. G. [65], y se asumió que el consumo de combustible a carga nominal fue el obtenido en el ensayo expuesto anteriormente, para así obtener un aproximado del consumo de combustible del motor, el flujo masico y temperatura de los gases de escape a cargas parciales.

- Consumo de combustible a carga parcial:

$$\frac{Fc_{cp}}{Fc_n} = 0.9187 * \% carga + 0.0784 \quad (65)$$

Donde:

Fc_{cp} = Consumo de combustible a carga parcial [L/s]

- Flujo masico de combustible a carga parcial

$$\dot{m}_{fuelCP} = \frac{Fc_{cp}}{1000} * \rho_{fuel} \quad (66)$$

Donde:

\dot{m}_{fuelCP} = Flujo másico de combustible [L/s]

ρ_{fuel} = Densidad del combustible [kg/m³]

- Energía de los gases de escape a carga parcial

$$\frac{\dot{Q}_g}{Fc_{cp} * PCI} = 0.0003 * \% carga^2 - 0.0453 * \% carga + 0.3201 \quad (67)$$

Donde:

\dot{Q}_g = Calor de los gases de escape [kW]

- **Flujo masico de los gases de escape a carga parcial**

$$\dot{m}_g = \dot{m}_{fuelCP} + \dot{m}_{aire} \quad (68)$$

Donde:

\dot{m}_g = Flujo másico de los gases de escape [kg/s]

- **Temperatura de salida de los gases de escape**

$$T_g = \frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_g * Cp_{gases,T}} + T_{ambi} \quad (69)$$

Donde:

T_g =Temperatura de salida de los gases de escape [°C]

T_{ambi} = Temperatura ambiente= 15 [°C]

4.6. Análisis ambiental del sistema

El análisis ambiental del sistema Motor-ORC se realiza a partir de las emisiones de gases de efecto invernadero que se emiten por quema de combustible Diesel y las emisiones evitadas por la implementación del ORC, estas se calculan de acuerdo con los factores de emisión considerados en la herramienta de cálculo de la huella de carbono corporativa en Colombia [72]. Estos factores de emisión para el combustible Diesel comercial se pueden ver en la tabla 12.

Tabla 12. Factores de emisión para el combustible Diesel comercial. Fuente: [72]

Combustible	Factor de emisión del CO ₂ [kgCO ₂ /gal]	Factor de emisión del CH ₄ [gCH ₄ /gal]	Factor de emisión del N ₂ O [gN ₂ O/gal]
Diésel B10 Comercial	10,2765	0,0096	0,0058

Utilizando esos valores y el flujo volumétrico de combustible consumido se puede calcular las emisiones totales tanto del Motor como del sistema Motor-ORC y así calcular las emisiones evitadas de la siguiente manera.

- **Emisiones de gases de efecto invernadero del motor Diesel**

$$ECO_{2equiva}motor = FCO_2 + (FCH_4 * 25) + (FN_2O * 298) \quad (70)$$

Donde:

FCO_2 = Factor de emisión del CO₂

FCH_4 = Factor de emisión del CH₄

FN_2O = Factor de emisión del N₂O

- **Emisiones unitarias del motor Diesel**

$$ECO_{2equiva}unitarias_{motor} = \frac{ECO_{2equiva}motor}{Potencia\ nominal_{motor} * OP_{ORC}} \quad (71)$$

- **Emisiones unitarias del sistema motor Diesel – ORC**

$$ECO_{2equiva}unitarias_{sistema} = \frac{ECO_{2equiva}motor}{(\dot{W}_{neto} + Potencia\ nominal_{motor}) * OP_{ORC}} \quad (72)$$

- **Emisiones evitadas por la implementación del ciclo ORC**

$$ECO_{2equiva}evitadas = ECO_{2equiva}unitarias_{motor} - ECO_{2equiva}unitarias_{sistema} \quad (73)$$

- **Porcentaje de emisiones dejadas de emitir por la implementación del ciclo ORC**

$$\%ECO_{2equiv}evitadas = \frac{(ECO_{2equiva}unitarias_{motor} - ECO_{2equiva}unitarias_{sistema})}{ECO_{2equiva}unitarias_{motor}} * 100 \quad (74)$$

- **Equivalencia en arboles sembrados**

A partir de una equivalencia promedio de cuanto CO₂ equivalente absorbe un árbol de forma anual, correspondiente a 26.635 [kgCO₂equi/árbol-año] [73], se puede calcular a cuantos árboles sembrados equivale a la implementación del ciclo ORC a este motor.

$$Equivalencia_{\text{Arboles}} = \frac{ECO_{2\text{equiva}} \text{ evitadas}}{\text{Absorcion por árbol}} \quad (75)$$

4.7. Selección del fluido de trabajo

La selección del fluido de trabajo en un ciclo de Rankine orgánico (ORC) se considera un paso crítico a la hora de evaluar tanto económica como técnica, debido a que sus características termodinámicas influyen considerablemente en la eficiencia general del ciclo, su potencia neta y su costo. Además, aspectos como condiciones de operación, impacto ambiental, riesgos de seguridad, entre otros, deben ser considerados en su selección [74]. Para este trabajo de investigación, se consideró una lista de fluidos potenciales basados en [74],[75],[76]. Para la selección del fluido adecuado se deben considerar criterios como:

- **Potencial de calentamiento global (GWP):** Debe ser valores menores a 15000
- **Potencial de destrucción de ozono (ODP):** Debe ser muy cercano a cero, no mayor a 0.5
- **Clasificación de seguridad (Clasificación ASHRAE estándar 34):** El fluido no debe estar en la clase B3 (alta toxicidad e inflamabilidad) (Ver figura 26).

		SAFETY GROUP	
F L A M M A B I L I T Y	Higher Flammability	A3	B3
	Lower Flammability	A2 A2L	B2 B2L
	No Flame Propagation	A1	B1
		Lower Toxicity	Higher Toxicity
		INCREASING TOXICITY	

Figura 26. Clasificaciones de seguridad para los refrigerantes según el estándar 34 de la ASHRAE. Fuente: [77]

Teniendo en cuenta los criterios presentados y la investigación realizada, se seleccionaron 22 fluidos de trabajo para la simulación de un ORC subcrítico. La tabla 13 presenta los fluidos con sus principales características.

Tabla 13. Características principales de los fluidos seleccionados. Fuente: [78].

Fluido	Clasificación	Temperatura crítica [°C]	Presión crítica [kPa]	GWP (100)	ODP	ASHRAE 34
R717	Isoentrópico	132	11300	0	0	B2L
R245fa	Seco	154	3651	1030	0	B1
R123	Seco	183.68	3668	93	0.02	A1
R245ca	Seco	174.42	3925	716	0	B1
R141b	Seco	204.2	4250	725	0.12	A2
R134a	Isoentrópico	101.06	4059	1300	0	A1
R22	Isoentrópico	96.14	4990	1760	0.055	A1
R152a	Isoentrópico	113.26	4517	138	0	A2
RC318	Seco	115.23	2777	10300	0	A1
R236fa	Seco	124.92	3200	8060	0	A1
R236EA	Seco	139.29	3502	1330	0	A1
R227ea	Seco	102.8	2980	3350	0	A1
R124	Seco	122.28	3624	527	0.022	A1
R142b	Isoentrópico	137.1	4123	2310	0.07	A2
R290	Isoentrópico	96.7	4248	3.3	0	A3
Isopentano	Seco	187.78	3378	4	0	A3
Butano	Seco	152	3796	4	0	A3
Isobutano	Seco	134.7	3640	3	0	A3
n-Pentano	Seco	196.56	3358	4	0	A3
Benceno	Seco	289	4894	3	0	B2
Ciclopentano	Seco	238.57	4571	11	0	---
Tolueno	Seco	319	4126	3	0	A3

4.8. Optimización por medio de ModeFrontier

Para determinar las mejores condiciones de trabajo para el ciclo y aprovechar el calor residual del motor de combustión interna, se utilizó la herramienta Mode Frontier, el cual es una plataforma multidisciplinar de optimización de diseño (MDO), desarrollada por la casa de software italiana ESTECO SpA y sus algoritmos de optimización multiobjetivo se utilizan para optimizar el proceso de diseño de ingeniería, reducir el tiempo y costos, al tiempo que se obtienen mejores resultados [79]. Su entorno está basado en los flujos de trabajo y la figura 27 se ejemplifica como fue utilizado este entorno en el modelo matemático y termodinámico propuesto.

La plataforma ModeFrontier fue aplicada en esta investigación primeramente para realizar una iteración al modelo matemático propuesto con todos los fluidos propuestos (Tabla 10) y posteriormente para identificar las mejores de condiciones de operación para los fluidos que tengan

mejor relación rendimiento-costo, estas condiciones hacen referencia a la presión de la bomba, la temperatura de saturación del ciclo y temperatura de entrada de los gases de escape (simulando así como varía el calor residual al trabajar el motor a carga parcial). Para esto último, se utilizó la técnica de algoritmos genéticos multiobjetivo (MOGA) por medio de ModeFrontier, para así optimizar el rendimiento del ciclo, seleccionando el fluido que tenga la mejor relación rendimiento-costo y cuales condiciones de operación hacen óptimo el aprovechamiento del calor residual de este motor.

Para comenzar con la evaluación del sistema por medio de ModeFrontier, se corrió el modelo termodinámico, económico y ambiental del ciclo ORC y del sistema Motor – ORC con los fluidos orgánicos seleccionados, esto para conocer cuáles son los 5 fluidos con mayor rendimiento y con mayor viabilidad económica. Posteriormente, se utilizó el algoritmo genético con cada uno de estos fluidos para conocer cuáles son sus condiciones de operación óptimas, esto se hizo teniendo las siguientes variables de entrada del algoritmo genético:

- Fluido orgánico seleccionado
- Presión de la bomba, variándola entre el 70 y 95% de la presión crítica de cada fluido
- Temperatura de saturación del ciclo, variándola entre 30 y 50 °C
- Temperatura de entrada de los gases de escape, variándola entre los resultados obtenidos en el análisis del motor a carga parcial

Y como variables de salida, aquellas que evalúan el rendimiento del ciclo ORC:

- Potencia eléctrica generada
- Eficiencia

Las variables que intervienen en el análisis económico:

- Costo nivelado de energía
- Años de retorno de la inversión

Las variables evalúan el rendimiento de todo el sistema Motor – ORC:

- Porcentaje de aumento en la eficiencia del motor
- Porcentaje de disminución del costo nivelado de energía del motor

Y las variables que evalúan ambientalmente el sistema:

- Porcentaje de disminución del consumo de combustible del motor

- Emisiones evitadas por la implementación del ciclo ORC.

Como objetivo de optimización del algoritmo genético, se pretende minimizar el costo nivelado de energía del ciclo ORC y maximizar su eficiencia. El flujo de trabajo utilizado en la herramienta ModeFrontier con todas las variables anteriormente mencionadas, se puede apreciar en la figura 27.

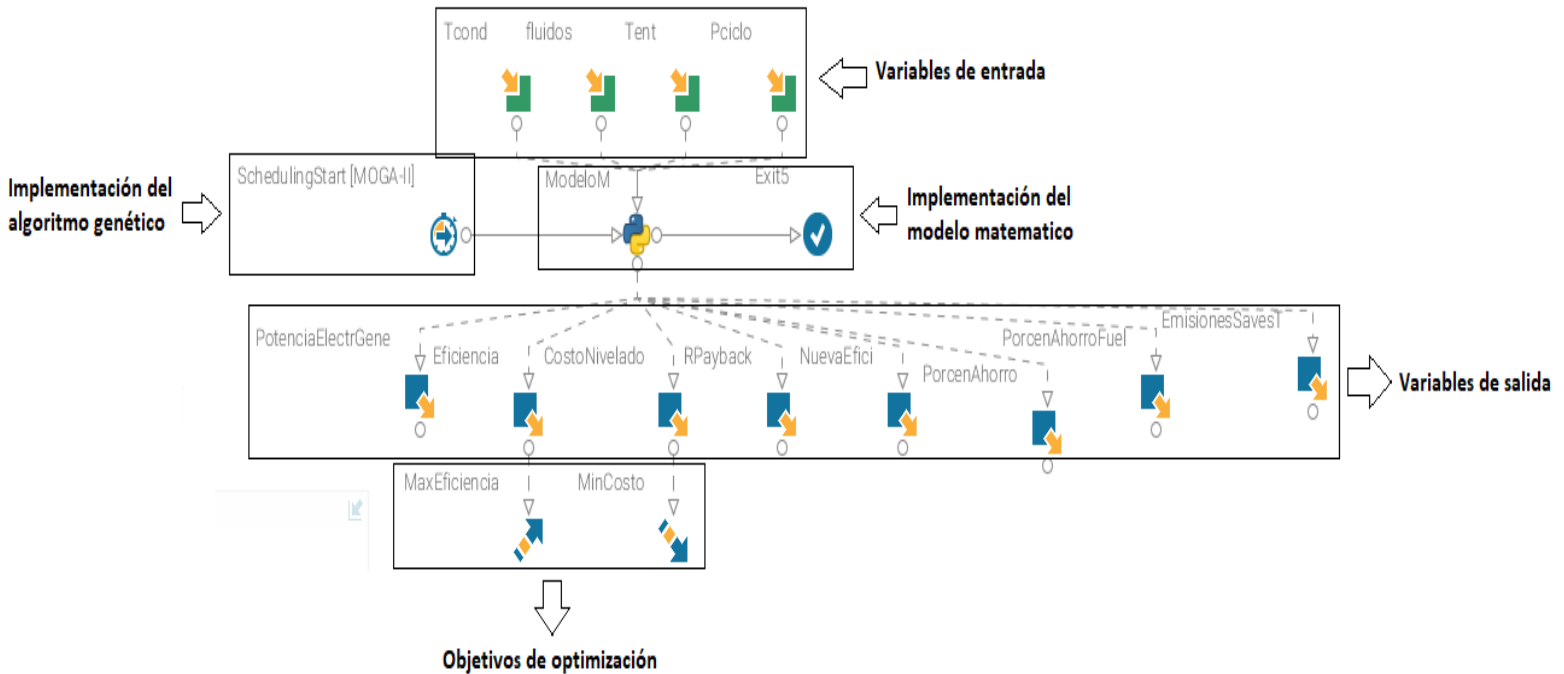


Figura 27. Flujo de trabajo de ModeFrontier para el análisis del rendimiento del sistema Motor – ORC.

5. RESULTADOS

5.1 Resultados del motor de combustión interna

A partir de las ecuaciones de balance propuestas del motor de combustión a Diesel, sus dispositivos de medición instalados y el ensayo hecho en la Universidad de Federal de Itajubá, se encontraron los resultados expuestos en la tabla 14.

Tabla 14. Caracterización del motor Diesel utilizado y de sus gases de escape

Característica	Valor
Flujo másico de los gases de escape [kg/s]	0.0629
Temperatura de los gases de escape [°C]	390
Capacidad calorífica de los gases de escape [kJ/kg-K]	1.049
Potencia eléctrica de salida [kW]	32
Eficiencia eléctrica del sistema [%]	28
Producción de energía eléctrica anual [MWh/año]	240
Consumo específico de combustible [L/kWh-año]	3.125E-07
Costo nivelado de energía del motor [USD/kWh-año]	0.240
Emisiones del motor [tCO ₂ equi/año]	229.12

5.2 Resultados del motor de combustión interna a cargas parciales

A partir de las regresiones propuestas para el modelamiento de la carga parcial del motor de combustión interna y utilizando el valor de consumo de combustible obtenido en el ensayo como consumo a carga nominal, se obtuvieron los datos de flujo masico y temperatura de los gases de escape para cargas a 50, 60, 70, 80, 90%, representados en la tabla 15.

Tabla 15. Resultados de las características de los gases de escape a carga parcial del motor de combustión interna utilizado.

Porcentaje de carga [%]	Temperatura de los gases de escape [°C]	Flujo masico de los gases de escape [kg/s]
50	291.333	0.0616
60	332.420	0.0618
70	371.782	0.0621
80	409.44	0.0623
90	479.74	0.0628

5.3 Resultados termodinámicos del ciclo ORC

Para comenzar, se utilizó la herramienta ModeFrontier y el modelo matemático y termodinámico del ORC propuesto para evaluar el rendimiento de cada uno de los fluidos seleccionados, utilizando los valores obtenidos en el ensayo para simular el calor residual del motor de combustión interna que será la fuente de energía del ciclo y las condiciones de diseño fijas que fueron propuestas anteriormente.

Tabla 16. Resultados termodinámicos del ciclo ORC para cada uno de los fluidos seleccionados

Fluido	Área condensador [m2]	Área evaporador [m2]	Eficiencia [%]	Trabajo bomba [kW]	Trabajo turbina [kW]	Trabajo neto [kW]	Potencia Eléctrica [kW]	Energía anual [MWh/año]
R717	1,954	1,290	11,301	0,414	2,424	2,010	1,869	14,02
R245fa	2,277	1,306	12,398	0,251	2,457	2,206	2,051	15,38
R123	2,103	1,434	14,758	0,251	2,867	2,616	2,433	18,25
R245ca	2,272	1,372	13,748	0,232	2,673	2,441	2,270	17,02
R141b	2,171	1,573	16,402	0,260	3,174	2,915	2,711	20,33
R134a	2,032	1,140	7,682	0,354	1,719	1,365	1,270	9,52
R22	2,032	1,125	7,185	0,439	1,708	1,270	1,181	8,86
R152a	1,993	1,176	9,093	0,363	1,972	1,609	1,496	11,22
RC318	2,145	1,148	8,527	0,270	1,779	1,509	1,403	10,52
R236fa	2,237	1,191	9,822	0,281	2,022	1,741	1,619	12,15

R236EA	2,240	1,230	11,038	0,259	2,211	1,952	1,815	13,62
R227ea	2,223	1,110	7,514	0,298	1,625	1,326	1,233	9,25
R124	2,088	1,180	9,663	0,326	2,032	1,706	1,586	11,90
R142b	1,949	1,248	11,132	0,336	2,307	1,971	1,833	13,75
R290	2,045	1,130	7,038	0,435	1,685	1,250	1,162	8,72
Isopentano	3,095	1,434	14,269	0,233	2,768	2,535	2,358	17,68
Butano	3,010	1,296	12,230	0,306	2,475	2,169	2,017	15,13
Isobutano	2,679	1,260	11,681	0,332	2,394	2,063	1,918	14,39
n-Pentano	3,114	1,481	14,981	0,217	2,878	2,661	2,475	18,56
Benceno	2,482	2,373	21,270	0,191	3,967	3,776	3,512	26,34
Ciclopentano	2,656	1,709	18,302	0,234	3,468	3,234	3,007	22,55
Tolueno	19,746	2,885	21,855	0,149	4,019	3,870	3,599	27,00

Por medio de los resultados obtenidos en la tabla 16, podemos inferir cuales son los fluidos de trabajo más convenientes para aprovechar los gases de escape del motor de combustión interna, estos en función de la potencia eléctrica generada, su eficiencia termodinámica y la energía generada de forma anual, los cuales fueron el Tolueno, el Benceno, el Ciclopentano, el fluido R141b y por último el n-Pentano.

5.4 Resultados económicos del ciclo ORC

Para evaluar la viabilidad del ciclo, se registraron sus resultados económicos en función del costo de inversión, costo unitario de inversión, costo nivelado de energía y los años de retorno de la inversión, utilizando de igual manera la herramienta ModeFrontier para obtener los resultados de cada fluido, teniendo las condiciones de operación fijas.

Tabla 17. Resultados económicos del ciclo ORC para cada uno de los fluidos seleccionados

Fluido	Costo nivelado de energía [USD/kWh]	Costo inversión [USD]	Costo inversión unitario [USD/kW]	Payback [años]
R717	0,156	25033,226	12456,271	20,95
R245fa	0,143	25279,861	11461,050	16,82
R123	0,122	25445,582	9725,617	11,68
R245ca	0,130	25420,487	10414,741	13,48
R141b	0,110	25629,192	8792,590	9,62
R134a	0,227	24758,174	18136,676	182,38

R22	0,243	24705,684	19458,793	-
R152a	0,193	24851,628	15445,092	46,23
RC318	0,206	24893,443	16497,545	68,07
R236fa	0,180	25016,024	14365,947	33,55
R236EA	0,161	25132,984	12874,712	23,06
R227ea	0,234	24813,131	18708,760	377,46
R124	0,183	24930,356	14616,798	35,97
R142b	0,159	25016,103	12694,268	22,12
R290	0,247	24703,541	19762,839	-
Isopentano	0,127	25708,581	10141,248	12,73
Butano	0,147	25424,942	11721,227	17,79
Isobutano	0,153	25266,408	12249,331	19,99
n-Pentano	0,121	25804,690	9695,777	11,61
Benceno	0,088	26435,475	7000,583	6,54
Ciclopentano	0,100	25975,424	8033,057	8,19
Tolueno	0,100	31027,714	8016,625	8,17

A partir de los resultados obtenidos en la tabla 17, podemos observar que los costos de inversión y el costo nivelado de energía eléctrica del ciclo ORC tienen un costo promedio de 25.500 USD y 0.16 USD/kWh-año respectivamente para los fluidos seleccionados. A la vez, podemos observar que los años en los que se retorna la inversión varían proporcionalmente con el costo nivelado de energía y no con los costos de inversión totales del ciclo. Por último, los fluidos con mayor viabilidad económica en orden fueron el Benceno, seguido del Tolueno, Ciclopentano, R141b y por último el n-Pentano.

5.5 Resultados del sistema Motor – ORC

Para valorar el rendimiento del sistema Motor-ORC, se analizaron las variables más importantes que envuelven la viabilidad de implementar este tipo de ciclos a los motores de combustión interna.

Tabla 18. Resultados más importantes de la implementación del ciclo ORC al motor de combustión interna

Fluido	Eficiencia Sistema [%]	Aumento Eficiencia [%]	LCOE Sistema [USD/kWh]	Porcentaje Reducción LCOE [%]	Dinero Ahorrado [USD/año]	Producción energía del sistema [MWh/año]
R717	30,338	1,674	0,236	1,953	1195,133	254,018
R245fa	30,501	1,837	0,235	2,443	1503,095	255,385
R123	30,843	2,180	0,233	3,501	2178,779	258,249
R245ca	30,697	2,033	0,234	3,045	1885,960	257,025
R141b	31,092	2,428	0,231	4,248	2664,482	260,331
R134a	29,801	1,137	0,240	0,226	135,747	249,521
R22	29,721	1,058	0,241	-0,034	-20,093	248,856
R152a	30,004	1,340	0,239	0,888	537,588	251,223
RC318	29,921	1,257	0,239	0,606	365,685	250,525
R236fa	30,114	1,451	0,238	1,227	745,628	252,146
R236EA	30,290	1,626	0,237	1,783	1089,681	253,616
R227ea	29,768	1,105	0,241	0,109	65,737	249,251
R124	30,084	1,421	0,238	1,142	693,020	251,897
R142b	30,305	1,642	0,237	1,850	1131,034	253,745
R290	29,705	1,041	0,241	-0,088	-52,918	248,719
Isopentano	30,775	2,112	0,233	3,252	2019,219	257,682
Butano	30,471	1,807	0,235	2,324	1428,962	255,130
Isobutano	30,382	1,718	0,236	2,062	1263,859	254,387
n-Pentano	30,881	2,217	0,232	3,568	2223,252	258,564
Benceno	31,809	3,146	0,226	6,298	4041,789	266,339
Ciclopentano	31,357	2,694	0,229	5,011	3169,935	262,554
Tolueno	31,888	3,224	0,227	5,906	3799,802	266,996

De acuerdo con la tabla 18, podemos observar que el aumento en la eficiencia del motor de combustión interna por la implementación del Ciclo ORC varía entre 1.5 y 3.5%; el porcentaje de reducción del costo nivelado de energía eléctrica varía entre 0.5 y 6.5% existe una producción de energía promedio de 255 MWh al año para todos los fluidos. De la misma manera, el fluido que

presenta mayor viabilidad técnica fue el Tolueno, debido a su mayor producción de energía y aumento de la eficiencia, por otra parte, el fluido con mayor viabilidad económica fue el Benceno, esto en función del porcentaje en el que se reduce el costo nivelado del motor y el dinero que se puede ahorrar de forma anual.

5.6 Resultados ambientales de la implementación del ORC

Para valorar cual sería el impacto ambiental que tendría la implementación del ciclo ORC al motor, se registraron los resultados del análisis ambiental en la tabla 19, utilizando cada fluido y las condiciones de diseño fijas por medio de la herramienta ModeFrontier.

Tabla 19. Resultados del análisis ambiental del ciclo ORC y del sistema Motor-ORC

Fluidos	Emisiones Sistema [tCO ₂ e/año]	Emisiones Evitadas [tCO ₂ e/año]	Porcentaje Emisiones evitadas [%]	Porcentaje reducción combustible [%]	Árboles anuales evitados
R717	215,74	13,38	5,52	5,52%	502,43
R245fa	214,44	14,69	6,02	6,02%	551,44
R123	211,70	17,42	7,07	7,07%	654,10
R245ca	212,87	16,25	6,62	6,62%	610,22
R141b	209,71	19,41	7,81	7,81%	728,73
R134a	220,03	9,09	3,82	3,82%	341,28
R22	220,67	8,45	3,56	3,56%	317,42
R152a	218,41	10,71	4,47	4,47%	402,27
RC318	219,08	10,05	4,20	4,20%	377,24
R236fa	217,53	11,60	4,82	4,82%	435,35
R236EA	216,12	13,00	5,37	5,37%	488,04
R227ea	220,29	8,83	3,71	3,71%	331,58
R124	217,77	11,36	4,72	4,72%	426,41
R142b	216,00	13,12	5,42	5,42%	492,68
R290	220,80	8,32	3,51	3,51%	312,51
Isopentano	212,24	16,88	6,86	6,86%	633,78
Butano	214,68	14,44	5,93	5,93%	542,30
Isobutano	215,39	13,74	5,66	5,66%	515,68
n-Pentano	211,40	17,72	7,18	7,18%	665,37
Benceno	203,98	25,15	9,89	9,89%	944,07
Ciclopentano	207,59	21,53	8,59	8,59%	808,41

Tolueno	203,35	25,77	10,11	10,11%	967,63
---------	--------	-------	-------	--------	--------

Como se puede observar en la tabla de 19, con la implementación del ciclo ORC podemos tener una reducción de entre 5 y 25 toneladas de CO₂ equivalente al año o lo que es lo mismo, una reducción porcentual de estas emisiones de entre 3.5 y 12% dependiendo el fluido de trabajo a utilizar. Siendo el Tolueno el fluido con mayor beneficio ambiental, seguido del benceno, Ciclopentano, R141b y por último el n-Pentano.

5.7 Resultados comparativos de todos los fluidos

Para conocer los fluidos con mejor rendimiento y mayor viabilidad económica, se graficaron las variables más importantes, tanto para evaluar el ciclo ORC como el sistema Motor – ORC, estas variables que se consideran las importantes fueron:

- Costo nivelado de energía
- Eficiencia del ciclo ORC
- Porcentaje de aumento en la eficiencia del motor
- Porcentaje de disminución del costo nivelado de energía del motor

Estas graficas comparativas se pueden ver en las figuras 28 y 29.

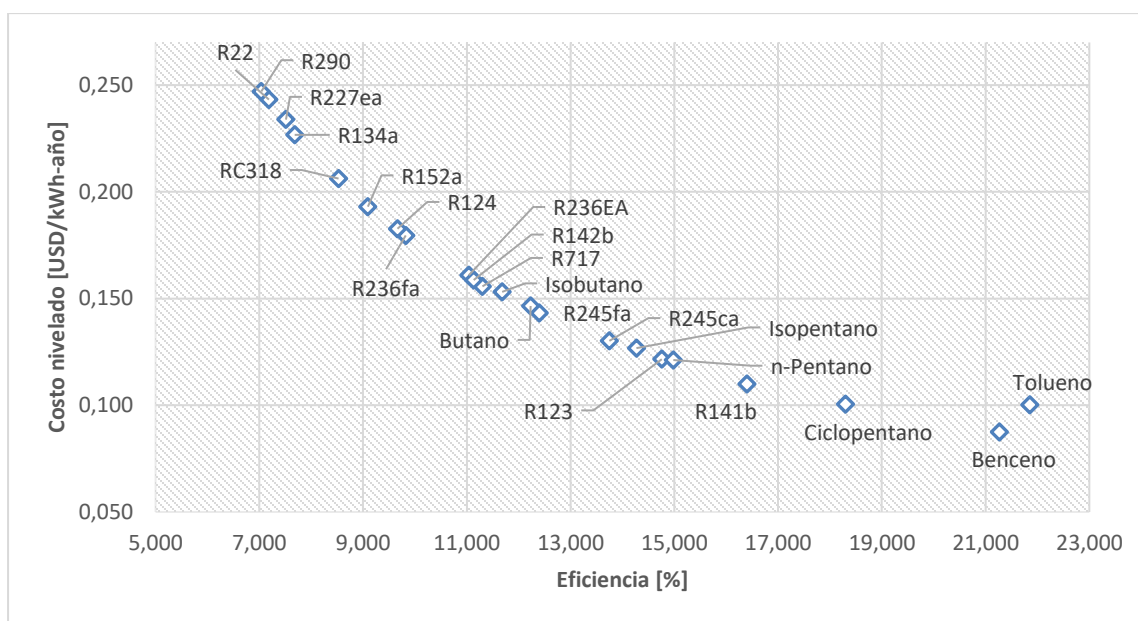


Figura 28. Eficiencia y costo nivelado de los diferentes fluidos seleccionados

Tal y como se puede observar en la figura 28, existe una correlación inversa entre la eficiencia del ciclo ORC y su costo nivelado, a mayor eficiencia del ciclo, el costo nivelado tiende a disminuir su valor, haciendo más viable la implementación de este. De igual manera, con la figura 24 también podemos observar que el Benceno, Tolueno y Ciclopentano son los fluidos con la mejor relación entre el rendimiento del ciclo y su costo nivelado.

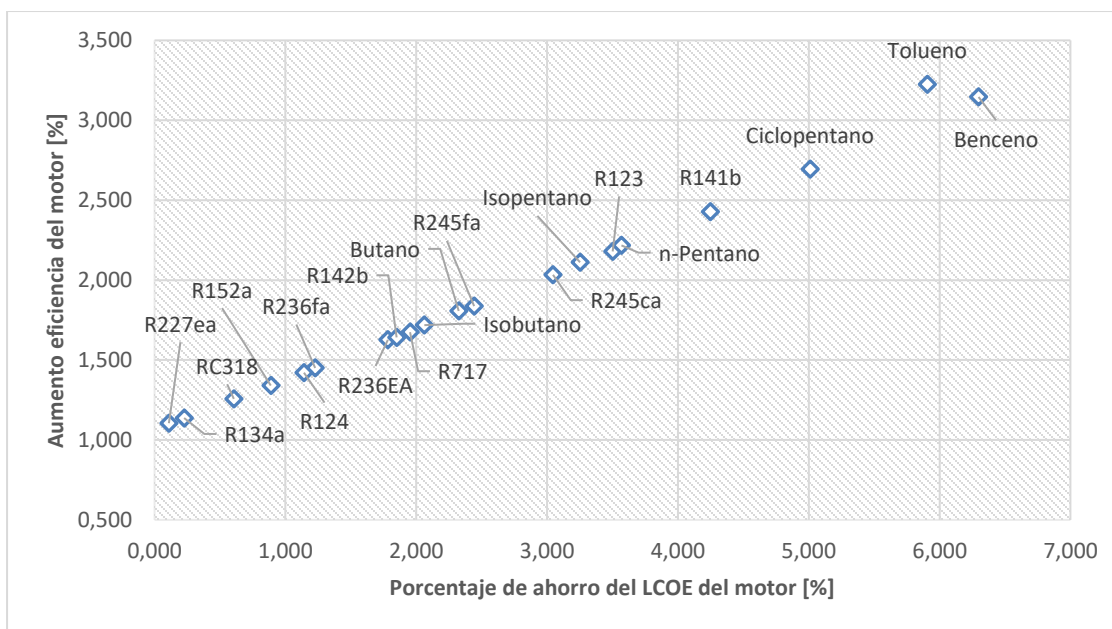


Figura 29. Porcentaje de aumento en la eficiencia y de ahorro de costo nivelado de energía del motor por la implementación del ORC con los diferentes fluidos seleccionados.

Por medio de la figura 29 se puede evidenciar una relación directa entre el rendimiento del sistema Motor – ORC y su costo nivelado de energía, esto debido a que se puede observar que cuando hay un aumento en la eficiencia del sistema también hay un mayor porcentaje de ahorro o reducción de su costo nivelado de energía. De igual manera, se ve que los fluidos con mejor relación entre el rendimiento del sistema Motor - ORC y su costo nivelado son el Benceno, Tolueno y Ciclopentano.

De acuerdo con los resultados obtenidos anteriormente, podemos observar que los fluidos con mayor viabilidad tanto técnica como económica son el Tolueno, benceno, Ciclopentano, R141b y el n-Pentano, a partir de estos 5 fluidos, la viabilidad de implementar un ciclo ORC que aproveche los gases de escape del motor estudiado es significativa, teniendo un ahorro monetario de entre

2200 y 3800 USD anualmente por la reducción del costo nivelado de energía del motor y entre 6 y 12 años en lo que se retorna la inversión para estos 5 fluidos. En las figuras 29, 30 y 31 se observan las comparativas de estos fluidos a partir de las variables más importantes para analizar la viabilidad técnica y económica del ciclo ORC.

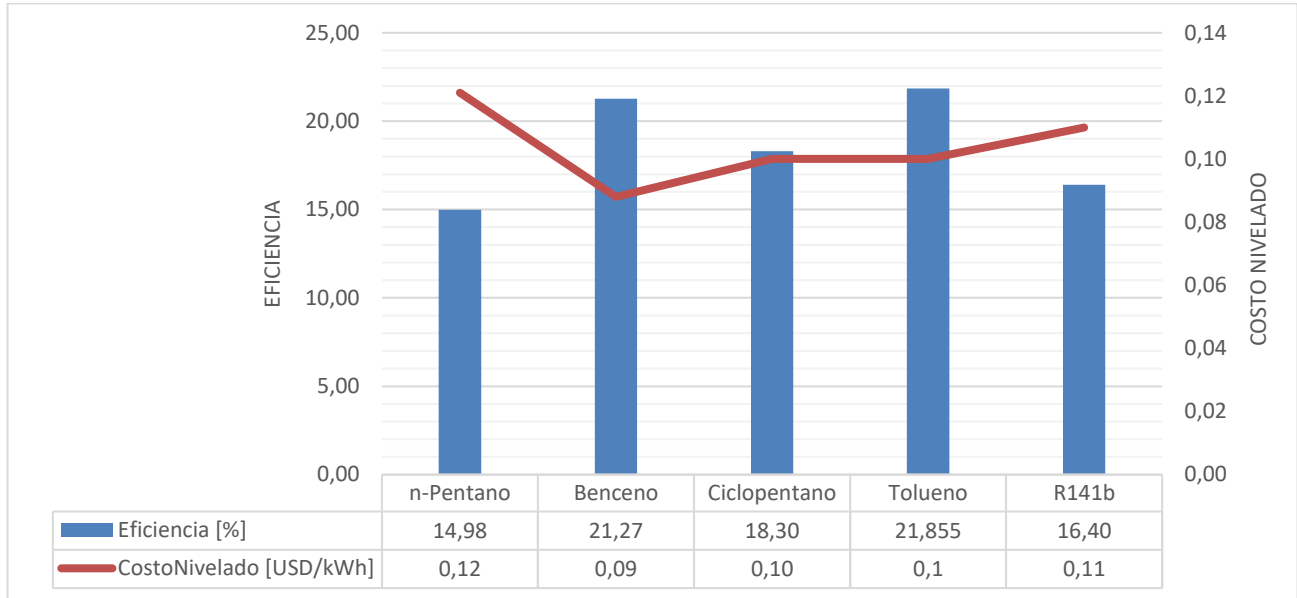


Figura 30. Costo nivelado y eficiencia del ciclo ORC para los 5 fluidos con mejor rendimiento

A partir de la figura 30 evidenciamos que los fluidos con mayor relación entre el rendimiento y costo nivelado son el Benceno y el Tolueno, además, podemos observar que el Tolueno tiene un 2.65% más de eficiencia que el Benceno, pero que este tiene alrededor de 11% menos costo nivelado que el Tolueno, evidenciando así que el Benceno es el fluido con mayor relación rendimiento-costos.

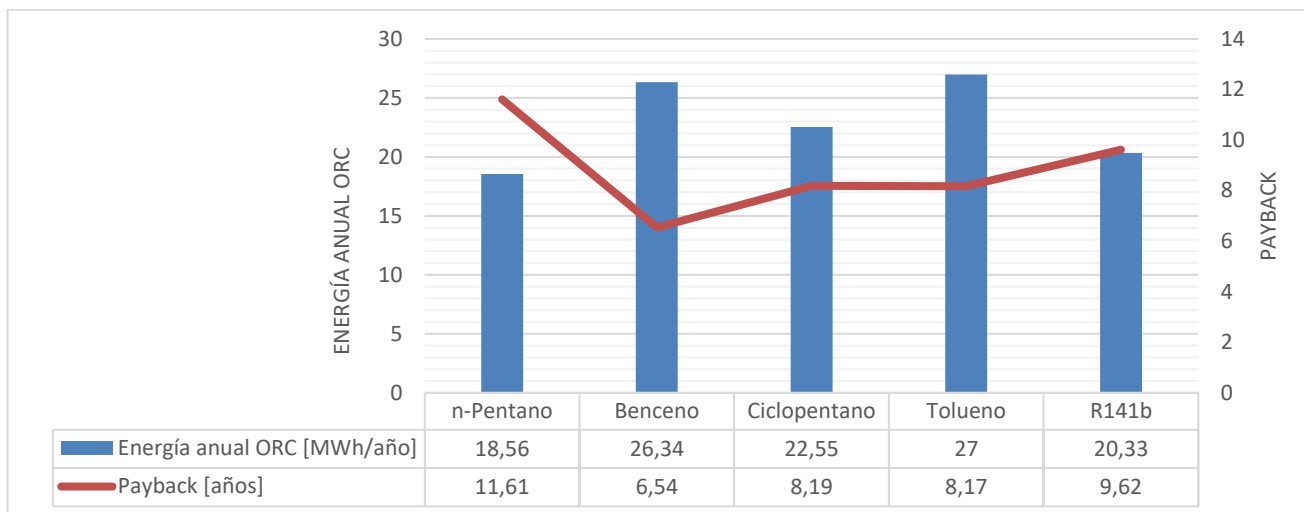


Figura 31. Energía generada anual y años en lo que se retorna la inversión del ciclo ORC para los 5 fluidos con mejor rendimiento

Por medio de la figura 31 también evidenciamos que los fluidos con mayor relación entre el rendimiento y viabilidad económica en función de los años en los que se retorna la inversión son el Benceno y Tolueno, de igual manera vemos que el Tolueno tiene mayor rendimiento por generar alrededor de 0.7 MWh/año o 2,4% más energía que el Benceno, pero de la misma manera, observamos que el Benceno es más viable, ya que se recupera la inversión en un 20% más rápido.

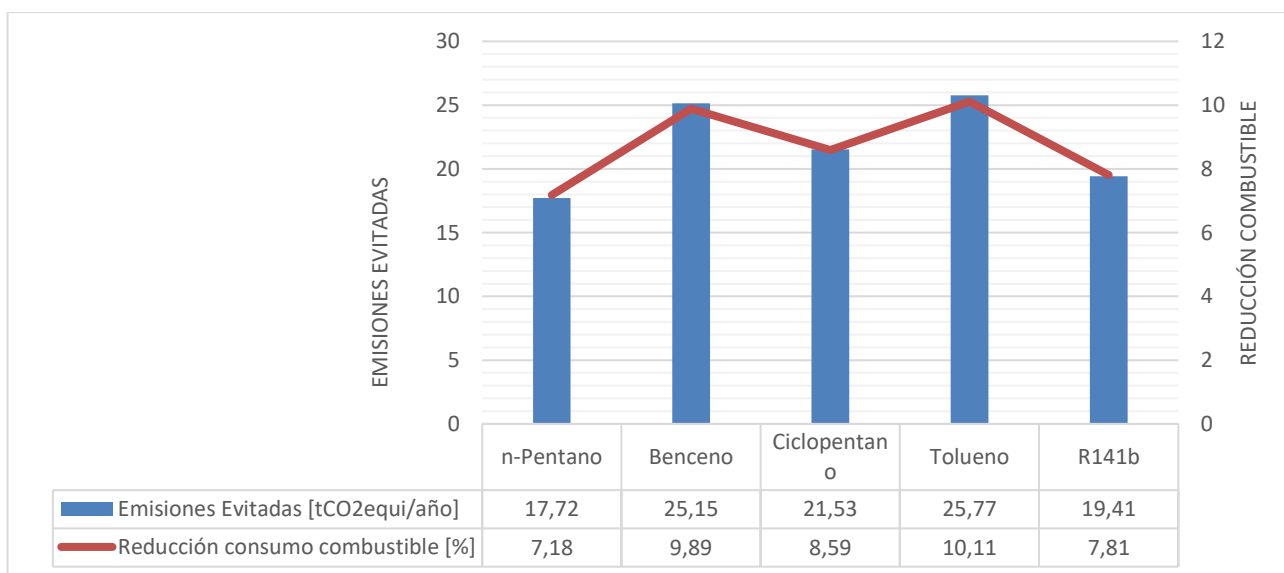


Figura 31. Emisiones evitadas y porcentaje de reducción del consumo de combustible por la implementación ciclo ORC para los 5 fluidos con mejor rendimiento

Como se observa en la figura 31, hay una relación directamente proporcional entre la reducción de las emisiones de CO₂ equivalente que evita el motor y su consumo de combustible, esto se debe a que al implementar el Ciclo ORC, se necesita menos combustible para generar una misma cantidad de energía. De igual manera, vemos que los fluidos con mejores resultados siguen siendo el Benceno y el Tolueno, siendo este último el mejor, superando al Benceno en un 2% tanto en emisiones evitadas como en reducción del consumo de combustible.

5.8 Resultados de todos los fluidos variando las condiciones de diseño

Para conocer las mejores condiciones de diseño, se realiza la optimización del ciclo termodinámico. Para realizar el proceso de optimización, es necesario definir la función objetivo, la cual enmarca la variable que se quiere minimizar o maximizar. En este caso en particular, se ha seguido una optimización multi objetivo, en el que, la función objetivo es maximizar la eficiencia del ciclo y minimizar el costo nivelado de energía. Para esto se utilizó la herramienta ModeFrontier, este programa tiene diferentes algoritmos de optimización, entre ellos el genético multiobjetivo (MOGA), que se utilizó para la optimización termodinámica.

Para esto primero, se variaron todas las variables de entrada del algoritmo a la vez y se calculó la correlación de Pearson entre cada una de las variables (ver figura 32), con el propósito de conocer la relación que tienen estas con la eficiencia y costo nivelado del ciclo. Después, se graficaron (figuras 33, 34 y 35) cada una de las variables de entrada con el costo nivelado de energía y la eficiencia, para ver gráficamente la relación que tienen estas con el rendimiento y viabilidad del ciclo.



Figura 32. Correlación de Pearson para cada una de las variables de diseño del ciclo, la eficiencia y costo nivelado del ciclo en función de todos los fluidos seleccionados.

A partir de los valores encontrados en la figura 32 podemos observar que el costo nivelado de energía tiene una relación positiva con la temperatura de condensación, por lo que utilizar una temperatura menor, aumentaría la viabilidad del ciclo, de forma inversa ocurre con la presión del ciclo y la temperatura de entrada de los gases de escape, siendo más notorio con esta última, por lo que al aumentar esta, la viabilidad del ciclo se puede ver bastante mejorada.

De igual manera, con la figura 32 podemos ver que la eficiencia del ciclo ORC tiene una relación directa con la temperatura de entrada, así que, si aumenta esta temperatura, la eficiencia del ciclo también será mayor. De forma inversa, vemos que la eficiencia se puede ver disminuida al aumentar la presión del ciclo y temperatura de saturación.

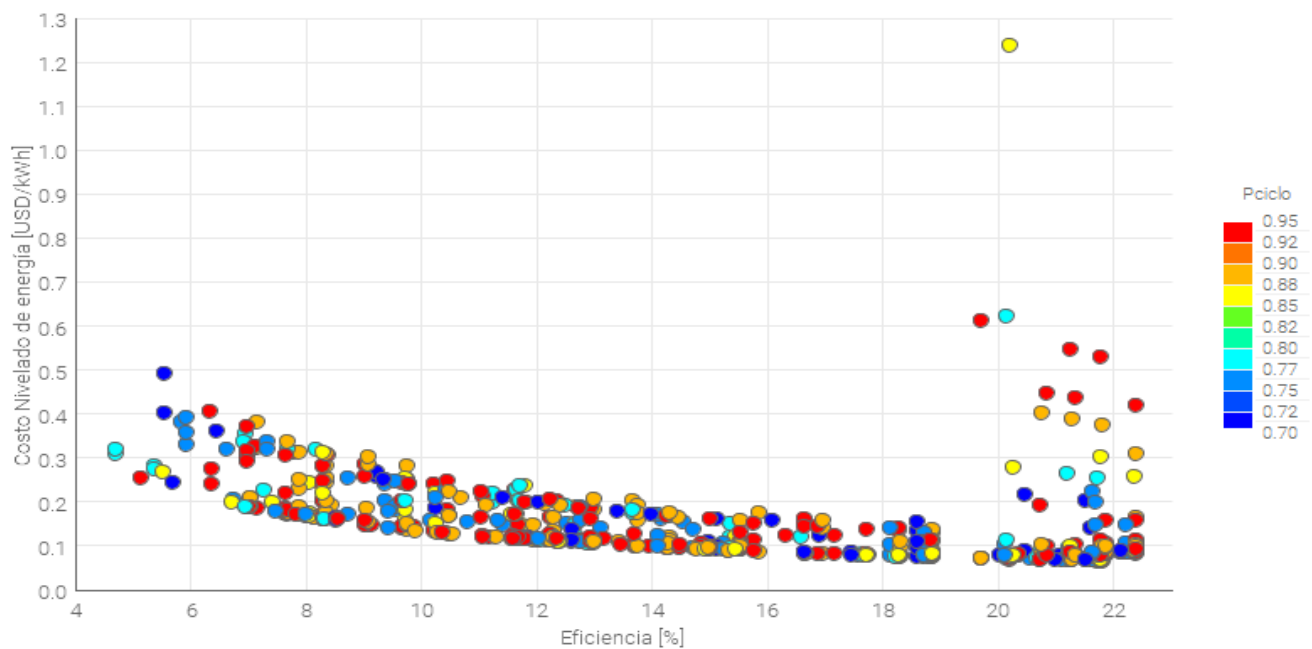


Figura 33. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC en función de la presión del ciclo

Por medio la figura 33 podemos ver que la presión del ciclo tiene poca influencia en el rendimiento y viabilidad del ciclo, esto se puede explicar por la alta variabilidad observada en la figura y su cercano coeficiente de Pearson a 0 respecto al costo nivelado y eficiencia del ciclo ORC que se puede apreciar en la misma figura.

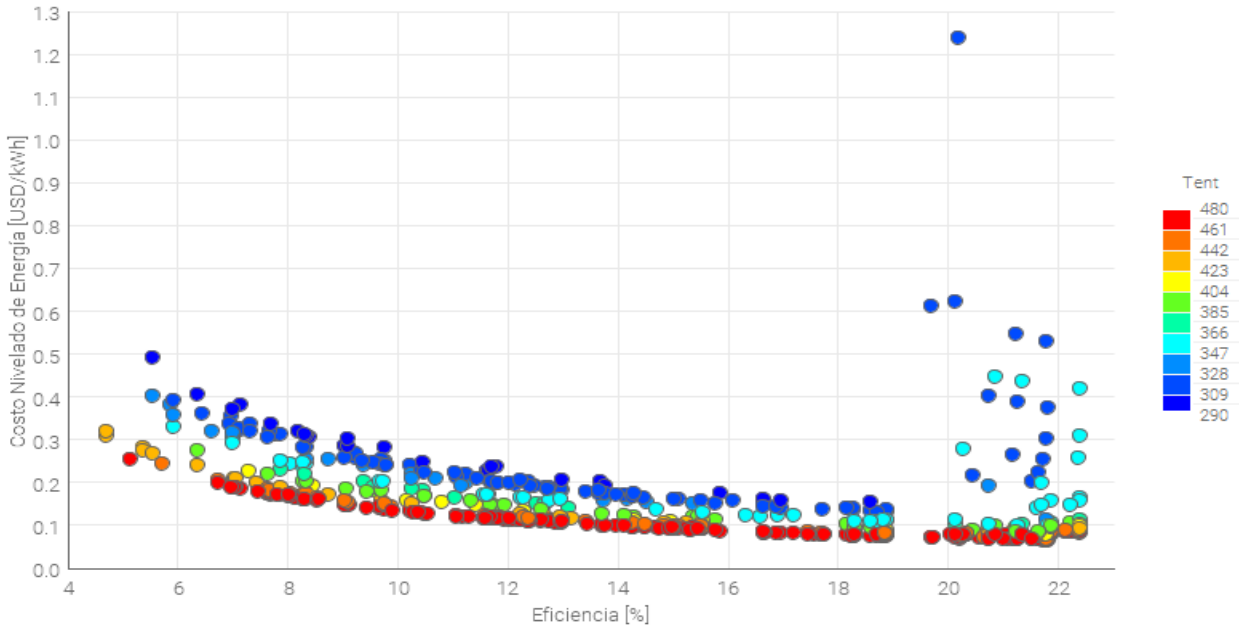


Figura 34. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC en función de la temperatura de entrada de los gases de escape

Por medio de la figura 34 podemos afirmar la relación directa que tiene la temperatura de entrada de los gases de escape con el rendimiento del ciclo, ya que al aumentar esta, la eficiencia también tiende a aumentar y el costo nivelado de energía tiende a disminuir en igual proporción.

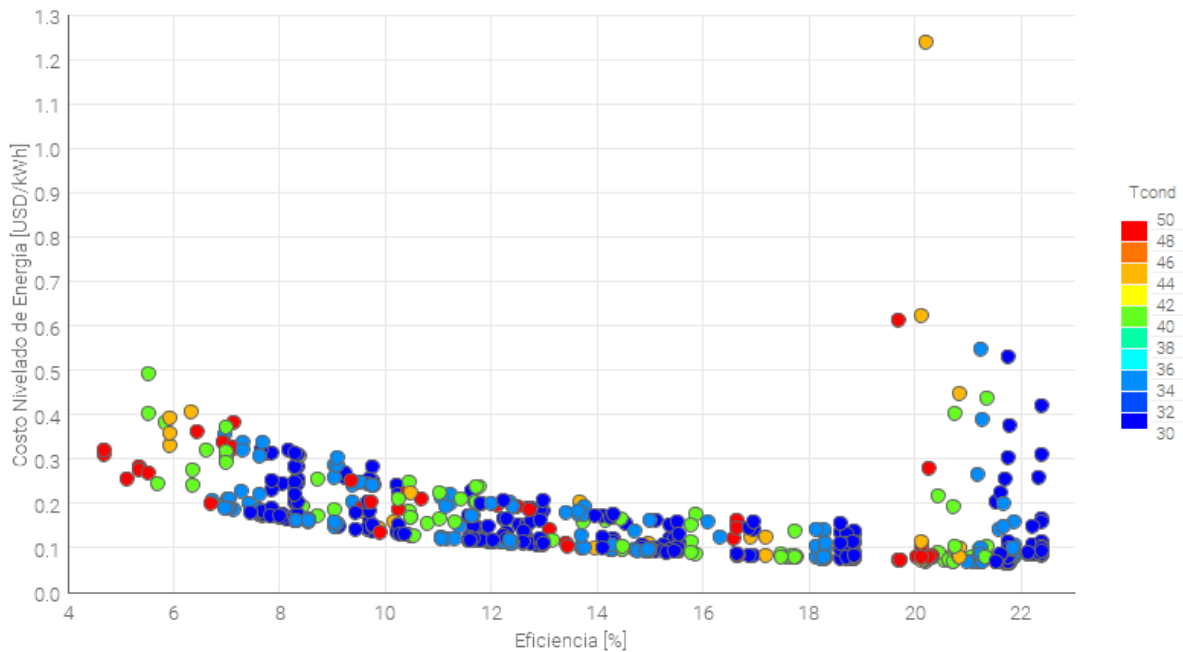


Figura 35. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC en función de la temperatura de condensación del ciclo.

Por medio la figura 35 también podemos ver que la temperatura de condensación tiene una leve influencia en el rendimiento y viabilidad del ciclo, esto se puede explicar por la variabilidad observada en la figura. De igual manera, vemos que, al disminuir la temperatura de condensación, la viabilidad del ciclo se ve un poco mejorada.

De acuerdo con los resultados obtenidos, podemos observar que los fluidos con mayor viabilidad tanto técnica como económica son el Tolueno y el Benceno. Donde el Tolueno tiene un mayor rendimiento termodinámico, pero el benceno tiene una mayor viabilidad económica, debido a esto, se utilizó el algoritmo genético con 10.000 interacciones por medio de ModeFrontier para conocer cuáles son las mejores condiciones de diseño para cada uno de estos fluidos, variando estas condiciones de diseño dejando el fluido en cuestión fijo.

5.9 Resultados del Tolueno variando sus condiciones de diseño

Primero, se variaron solamente las condiciones de diseño en el modelo propuesto y se calculó la correlación de Pearson entre cada una de las variables, para conocer la relación que tienen estas con la eficiencia y costo nivelado del ciclo, tal y como se puede ver en la figura 36. Después, se graficaron (figuras 37, 38 y 39) cada una de las variables de entrada con el costo nivelado de energía y la eficiencia, para ver gráficamente la relación que tienen estas con el rendimiento y viabilidad del ciclo y como afectan al fluido en cuestión.

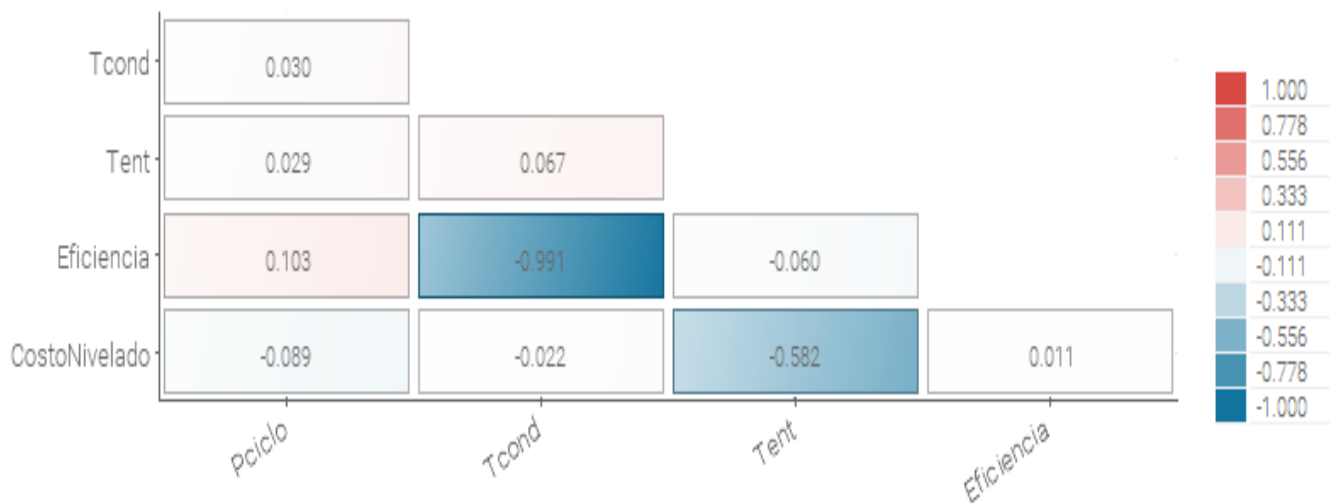


Figura 36. Correlación de Pearson para cada una de las variables de diseño, la eficiencia y costo nivelado del ciclo para el Tolueno

A partir de la figura 36 podemos observar que para el Tolueno el costo nivelado de energía tiene una relación negativa con las condiciones de diseño evaluadas, siendo más notoria con la temperatura de entrada, la cual podemos afirmar que al aumentar el contenido energético que proviene del motor, el costo del ciclo puede disminuir de forma considerable.

De igual manera, con la figura 36 podemos ver que la eficiencia del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo tiene una fuerte relación inversa con la temperatura de condensación del ciclo, por lo que se deberá mantener con la mínima permitida para aumentar el rendimiento del ciclo. De forma inversa, vemos que la eficiencia es directamente proporcional a la presión del ciclo, por lo que un aumento de esta aumentara la eficiencia del ciclo.

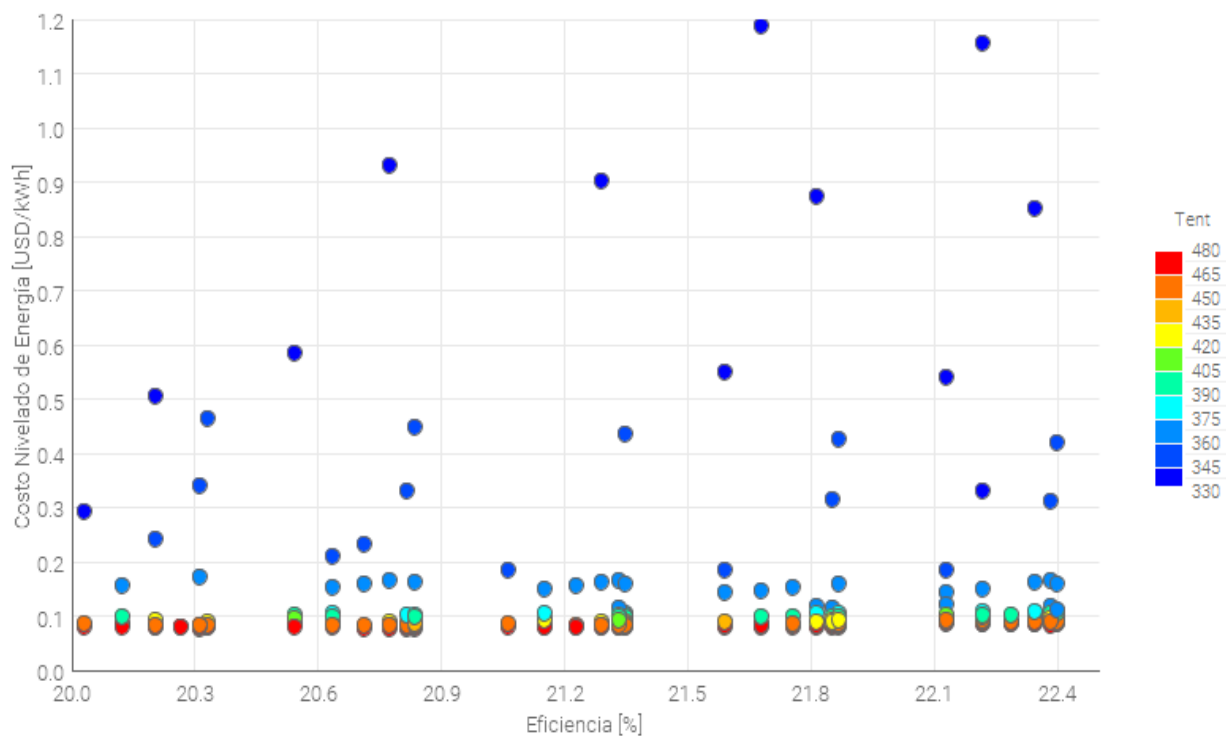


Figura 37. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de entrada de los gases de escape

Siguiendo la tendencia de los resultados anteriores, vemos que para el tolueno también se tiene una mejor relación rendimiento – costo cuando la temperatura de entrada de los gases de escape se aumenta.

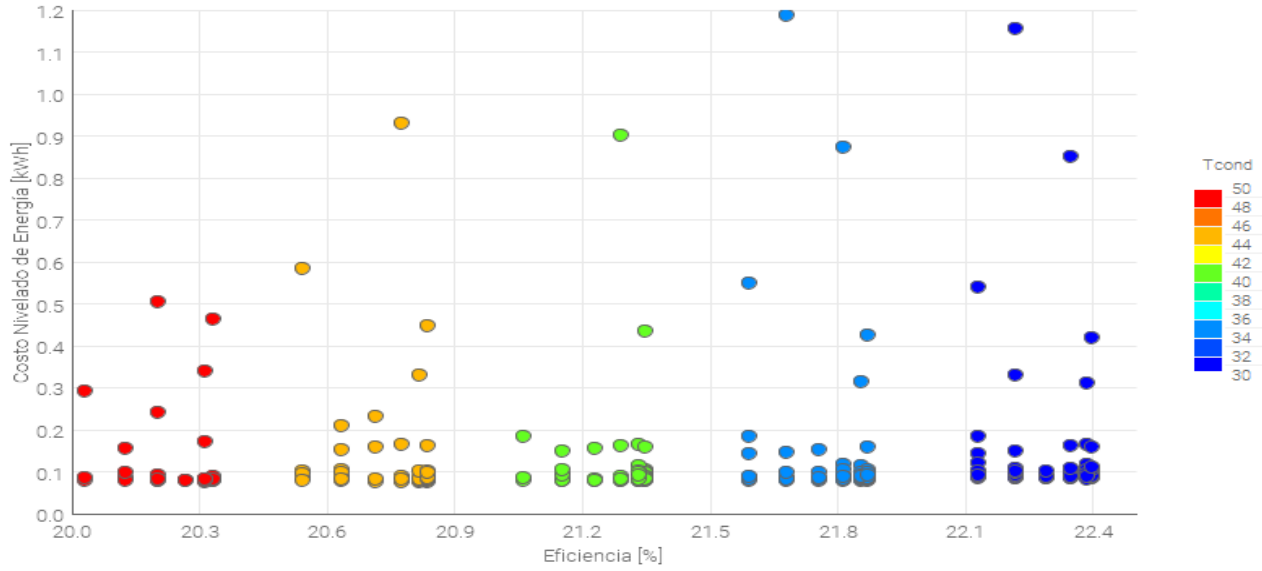


Figura 38. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de condensación del ciclo

Por medio la figura 38 podemos ver que, para el Tolueno, la temperatura de condensación tiene una alta influencia en el rendimiento y viabilidad del ciclo, esto se puede explicar por clara la diferencia que existe para cada temperatura. De igual manera, vemos que, al disminuir la temperatura de condensación, la viabilidad y rendimiento del ciclo se ve un poco mejorada.

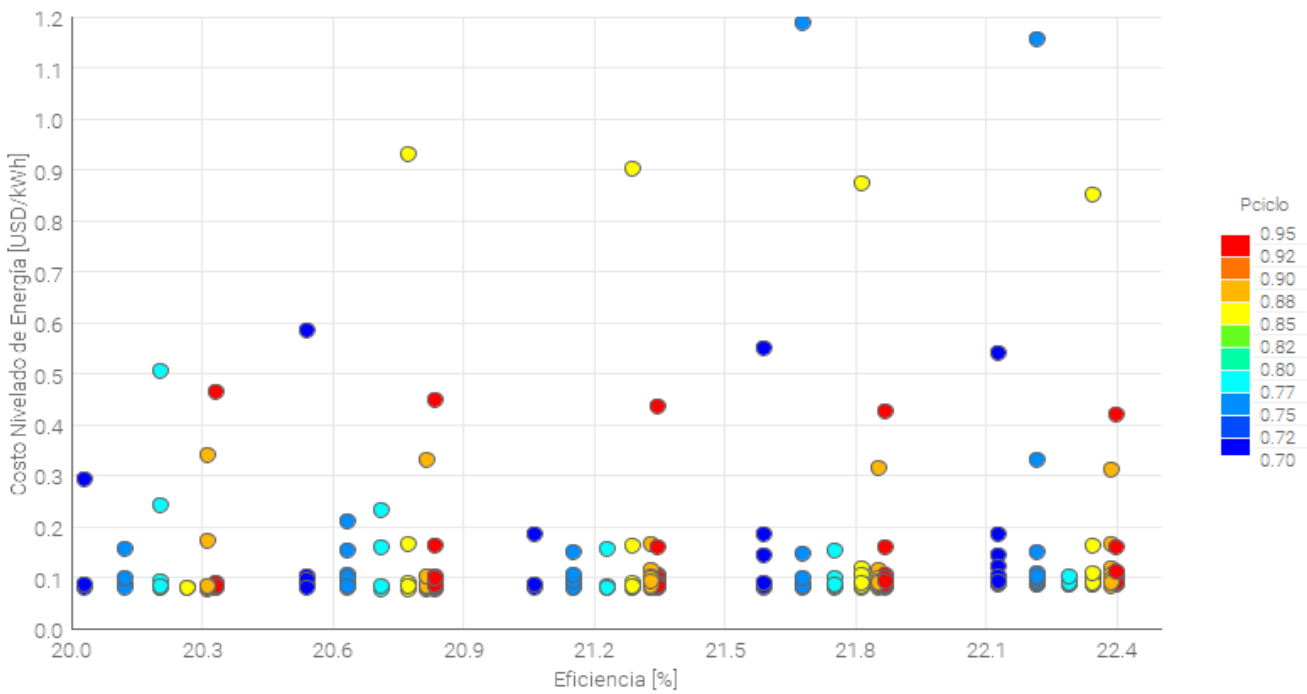


Figura 39. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la presión del ciclo

A partir de la figura 39 podemos ver que el costo nivelado de energía y eficiencia también se ve influenciada por la presión del ciclo, ya que se puede notar una mejoría en la viabilidad del ciclo, al tener una mayor presión en la bomba.

A partir de los análisis hechos para el Tolueno y los puntos obtenidos a partir de la variación en conjunto de sus condiciones de diseño, podemos encontrar que la configuración con menor costo nivelado de energía es:

- Presión del ciclo al 85% de la presión crítica
- Una temperatura de condensación del 45°C
- Una temperatura de entrada de 480 °C, el cual corresponde a que el motor trabaje a carga nominal.

Esta configuración corresponde a 0,077 USD/kWh y una eficiencia de 20,77%.

De igual manera, podemos encontrar que, para el Tolueno, la configuración con mayor rendimiento o eficiencia es:

- Presión del ciclo al 95% de la presión crítica
- Una temperatura de condensación de 30°C
- Una temperatura de entrada de 480 °C, el cual corresponde a que el motor trabaje a carga nominal.

Esta configuración corresponde a 0,084 USD/kWh y una eficiencia de 22,39%.

5.10 Resultados del Benceno variando sus condiciones de diseño

De igual manera que con el Tolueno, primero se variaron solamente las condiciones de diseño en el modelo propuesto y se calculó la correlación de Pearson entre cada una de las variables, para conocer la relación que tienen estas con la eficiencia y costo nivelado del ciclo. Después, se graficaron en las figuras 41, 42 y 43 cada una de las variables de entrada con el costo nivelado de energía y la eficiencia, para ver gráficamente la relación que tienen estas con el rendimiento y viabilidad del ciclo y como afectan al fluido en cuestión.

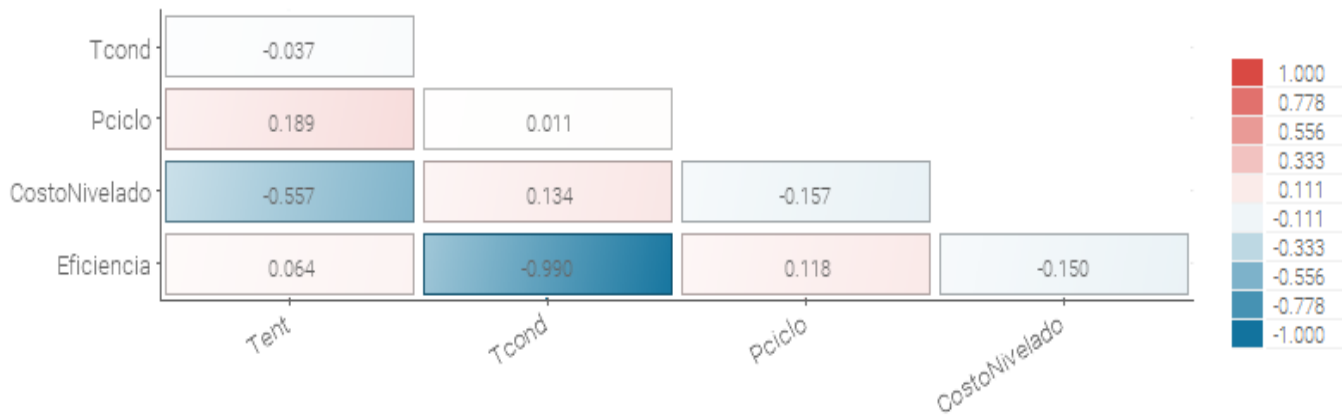


Figura 40. Correlación de Pearson para cada una de las variables de diseño, la eficiencia y costo nivelado del ciclo para el Benceno

A partir de la figura 40 podemos observar que para el Benceno el costo nivelado de energía tiene una relación negativa con la presión del ciclo y la temperatura de entrada de los gases de escape, siendo más notoria con esta última, la cual podemos afirmar que al aumentar el contenido energético que proviene del motor y la presión del ciclo, el costo del ciclo puede disminuir de forma considerable.

De igual manera, con la figura 40 vemos que la eficiencia del ciclo ORC con el benceno como fluido de trabajo tiene también una fuerte relación inversa con la temperatura de condensación del ciclo, por lo que se deberá mantener con la mínima permitida para aumentar el rendimiento del ciclo. De forma inversa, vemos que la eficiencia también es directamente proporcional a la presión del ciclo, por lo que un aumento de esta aumentara la eficiencia del ciclo.

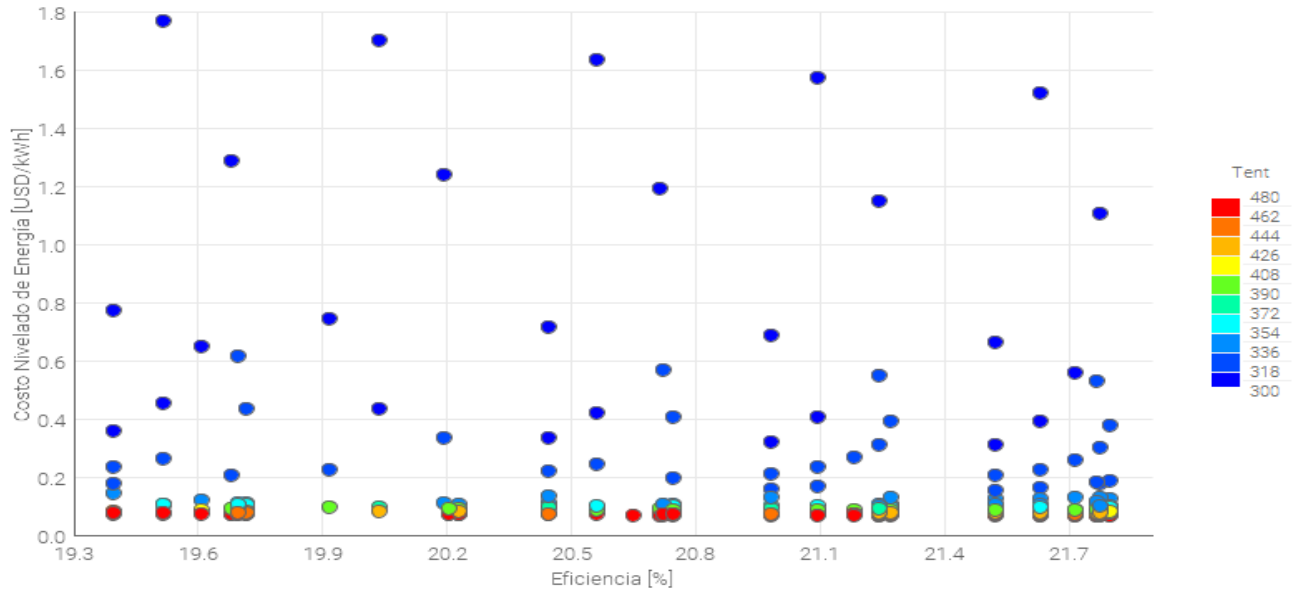


Figura 41. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de entrada de los gases de escape

Siguiendo la tendencia de todos los resultados, vemos que para el benceno también se tiene una mejor relación rendimiento – costo cuando la temperatura de entrada de los gases de escape se maximiza, debido a la mayor cantidad de energía que se puede aprovechar del calor residual

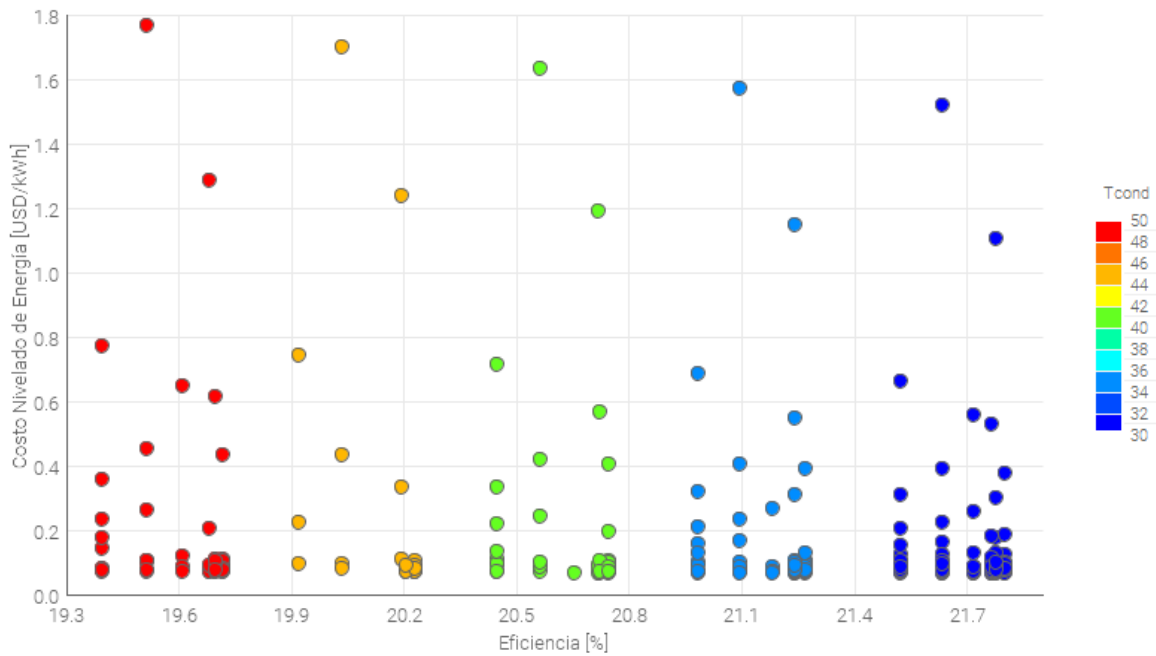


Figura 42. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la temperatura de condensación del ciclo

Por medio la figura 42 podemos ver también que, para el benceno, la temperatura de condensación tiene una alta influencia en el rendimiento y viabilidad del ciclo, notándose una clara diferencia en estos indicadores cuando se varia esta temperatura. De igual manera, vemos que, al disminuir la temperatura de condensación, la viabilidad y rendimiento del ciclo se ve un poco mejorada.

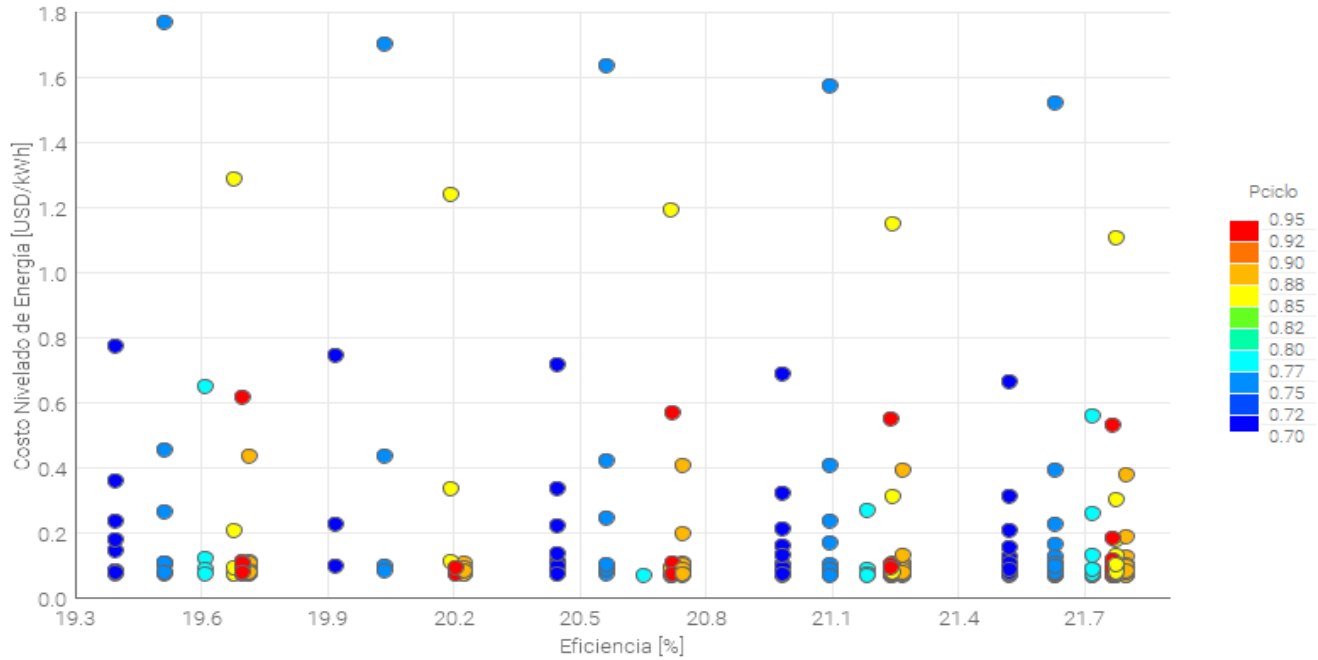


Figura 43. Eficiencia y costo nivelado de energía del ciclo ORC con el tolueno como fluido de trabajo en función de la presión del ciclo

A partir de la figura 43 podemos ver que el costo nivelado de energía y eficiencia también se ve influenciada por la presión del ciclo cuando se utiliza el Benceno como fluido de trabajo, ya que se puede notar un aumento en algunos puntos de eficiencia al tener una mayor presión en la bomba. A partir de los análisis hechos para el Benceno y los resultados obtenidos a partir de la variación en conjunto de sus condiciones de diseño, podemos encontrar que la configuración con menor costo nivelado de energía es:

- Presión del ciclo al 95% de la presión crítica
- Una temperatura de condensación del 30°C
- Una temperatura de entrada de 480 °C, el cual corresponde a que el motor trabaje a carga nominal.

Esta configuración corresponde a 0,06636 USD/kWh y una eficiencia de 21,76%.

De igual manera, podemos encontrar que, para el Benceno, la configuración con mayor rendimiento o eficiencia es:

- Presión del ciclo al 90% de la presión crítica
- Una temperatura de condensación de 30°C
- Una temperatura de entrada de 480 °C, el cual corresponde a que el motor trabaje a carga nominal.

Esta configuración corresponde a 0,06644 USD/kWh y una eficiencia de 21,79%.

6. CONCLUSIONES

En este trabajo de investigación se presentó un análisis energético, económico y ambiental del ciclo orgánico de Rankine para la recuperación de calor de los gases de escape de una central térmica que utiliza Diesel como combustible. Se consideraron 22 fluidos de trabajo y se utilizó el lenguaje de programación Python y la librería CoolProp para modelar el sistema Motor – ORC. De igual forma, se manejó la herramienta ModeFrontier y un algoritmo genético dentro de esta, esto para optimizar el ciclo en función del fluido de trabajo, temperatura de condensación del ciclo, presión del ciclo y temperatura de entrada de los gases de escape y así, seleccionar la configuración que mejor aproveche los gases de escape en el ciclo ORC.

Por medio de todos los análisis donde las condiciones de diseño quedaron fijas y se varió solo el fluido de trabajo, se encontró que los mejores fluidos son el Tolueno y el Benceno, con este último tenemos una mejor viabilidad económica, a partir de menores costos y menor tiempo de retorno de la inversión y con el Tolueno tenemos un mejor rendimiento del ciclo ORC y del sistema Motor – ORC, en función de la eficiencia y producción de energía.

Respecto al análisis termodinámico, el Tolueno alcanza una eficiencia de 21.85%, lo que representa una potencia neta de 3.6 kW y una producción de energía de 27 MWh/año adicional para la planta de generación, además de aumentar la eficiencia eléctrica del motor en un 3.22%. Seguido por el benceno, con una eficiencia de 21.27%, una potencia de 3.5 kW y una producción de energía de 26.34 MWh/año y un aumento en la eficiencia de 3.14%.

Por medio del análisis económico, el fluido con mayor viabilidad es el benceno, teniendo un costo unitario de inversión de 7000 USD/kW, un costo nivelado de energía de 0.088 USD/kWh-año y un punto de equilibrio de 6.54 años, además de reducir en un 6.298% el LCOE del motor ahorrándonos así 4041 USD/año. Continuado por el tolueno, con un costo unitario de 8033 USD/kW, un LCOE de 0.1 USD/kWh-año y un punto de equilibrio de 8.17 años, representando una reducción del 5.906% y un ahorro de 3800 USD/año.

Con respecto al análisis ambiental, el fluido con mayor beneficio ambiental es el tolueno, con 25.77 tCO₂e/año de emisiones evitadas, esto es equivalente a reducir en un 10.11% las emisiones respecto al sistema con el Motor Diesel solo o lo que también es equivalente a evitar plantar 967.63 árboles de forma anual, seguido otra vez por el benceno, con 25.15 tCO₂e/año, 9.89% y 944.07 de emisiones evitadas, porcentaje de reducción y árboles evitados equivalentes respectivamente.

A partir de la herramienta ModeFrontier, la implementación de un algoritmo genético y la variación conjunta de las condiciones de diseño del ciclo, podemos concluir que la viabilidad económica del ciclo se ve disminuida por un aumento en la temperatura de condensación, por lo que se recomienda disminuirla para así aumentar disminuir los costos, de forma contraria ocurre con la presión del ciclo y la temperatura de entrada de los gases de escape, al usar una presión más cerca de la crítica en el ciclo y un mayor contenido energético dentro de los gases de escape, la viabilidad del ciclo se puede ver mejorada. Por medio de este último análisis también podemos concluir que la eficiencia del ciclo ORC se ve mejorada con una mayor temperatura de entrada de los gases de escape. De forma inversa, vemos que la eficiencia se ve un poco desmejorada al aumentar la presión del ciclo y temperatura de saturación, por lo que se deberá mantener en el mínimo permitido estas condiciones para aprovechar de mejor los gases de escape provenientes del motor.

Ya con todos los análisis realizados en función del mejor fluido de trabajo, sus mejores condiciones de diseño y dándole la misma importancia tanto al rendimiento del ciclo como a su viabilidad, podemos concluir que el fluido de trabajo que mejor aprovecha los gases de escape es el Benceno, a partir de una configuración de diseño que consta de una presión del ciclo al 90% de la presión crítica, una temperatura de condensación de 30°C y el motor trabajando a carga plena, debido a que con esta configuración obtenemos un 15% más de reducción en el costo nivelado de energía en comparación con la configuración que tiene la mayor eficiencia y solo un 2,67% menos de eficiencia respecto a esa misma configuración.

A partir de la configuración elegida anteriormente, podemos obtener una eficiencia de 21,79%, una potencia eléctrica de 4,7 kW, un costo nivelado de energía de 0,0664 USD/kWh-año del ciclo ORC y 4,4 años en los que se retorna la inversión, además de aumentar la eficiencia del motor en un 4,29%, reducirle su costo nivelado en un 9,43% y ahorrarle un 13,03% de combustible, lo que se puede traducir en evitar la emisión de 34,33 tCO₂equivalentes anualmente.

A partir de los resultados obtenidos del sistema Motor – ORC, con sus condiciones óptimas de operación, podemos encontrar que la potencia del ORC es alrededor de un 10% de la potencia nominal del Motor, para este caso, 4,7 kWe de potencia instalada, esto puede ser provechoso ya que, de acuerdo con Tocci, L., et.al [80], en su artículo recopilatorio sobre el estado actual de la tecnología de recuperación de calor implementando ciclo ORC a pequeña escala, en países donde el precio de la energía consumida es mayor a 14 centavos de euro por cada kWh, la implementación

de ciclos ORC con potencias mayores a 4,5 kW, puede ser significativo un ahorro en la factura de energía.

Los análisis realizados en el ciclo ORC y en el sistema Motor - ORC muestran que es viable recuperar el calor residual de los gases de escape de los motores de combustión interna y generar energía eléctrica adicional mediante la integración de un ciclo orgánico de Rankine, aumentando la eficiencia general de la planta, reduciendo las emisiones y los costos de generación, viéndose como una solución para mejorar el desempeño de las centrales Diesel utilizadas en cualquier industria que las necesite.

7. RECOMENDACIONES

La tecnología de Ciclo Rankine Orgánico ha demostrado ventajas para su aplicación en recuperación de calor residual. Si bien su eficiencia es relativamente baja (<25%) hay que considerar que la fuente de energía primaria es prácticamente gratis. A pesar de ser una tecnología probada y disponible, se requiere continuar con investigación y desarrollo dirigidos a mejorar su eficiencia energética, a establecer condiciones óptimas de operación, y al desarrollo de soluciones flexibles y de menor escala que permitan la transferencia de esta tecnología al sector industrial colombiano.

Se ha demostrado que en Colombia existe un potencial creciente en la capacidad instalada de potencia eléctrica que tienen los motores de combustión interna en su calor residual que puede ser aprovechado por ciclos como los Rankine orgánicos (ORC), así como también existen incentivos tributarios para proyectos de inversión en manejo y control ambiental (Art. 158-2 Estatuto Tributario). De acuerdo con la Resolución 563 de 2012 de la UPME, una de las medidas posibles, que además contribuye a las metas PROURE, es la recuperación de calor residual de sistemas de combustión. De esta forma, es posible deducir anualmente de la renta líquida gravable el 100% de las inversiones en recuperación de calor, certificadas por la autoridad ambiental, sin que la deducción supere el 20% de la renta líquida del contribuyente, por tal motivo se recomienda una mayor sinergia, esfuerzo e investigación en este tipo de ciclos e implementarlos en la industria colombiana.

Un esquema posible para la implementación de proyectos de recuperación de calor en motores de combustión interna, basados en ORC, es que la energía eléctrica obtenida mediante ORC sea para el autoconsumo de la empresa. Lo anterior con la posibilidad de entregar los excedentes de energía a la red eléctrica nacional, de acuerdo con la Ley 175 de 2014, y las Resoluciones 024 de 2015 de la CREG, y 281 de 2015 de la UPME, y aprovechando además los incentivos tributarios definidos en la resolución 536 de 2012 de la UPME, y el estatuto tributario.

Se recomienda también continuar con la investigación de este tipo de ciclos, a partir del modelo termodinámico, económico y ambiental propuesto en este trabajo, se puede continuar con la selección de los equipos que aquí se involucran de forma que se obtenga una mayor eficiencia, viabilidad y exactitud de los resultados de los análisis.

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] IEA (2020), Global CO₂ emissions in 2019, IEA, Paris <https://www.iea.org/articles/global-co2-emissions-in-2019>
- [2] Controlling Industrial Greenhouse Gas Emissions | Center for Climate and Energy Solutions. (2021). Sacado de: <https://www.c2es.org/content/regulating-industrial-sector-carbon-emissions/>
- [3] Tutterow, V., Zhou, A., Harris, J., & Bostrom, P. Greenhouse Gas Emissions and the Industrial Sector: Policies, Programs and Opportunities for Energy-Efficiency.
- [4] IEA (2020), CO₂ Emissions from Fuel Combustion: Overview, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/co2-emissions-from-fuel-combustion-overview>.
- [5] K. Zeb, S.M. Ali, B. Khan, C.A. Mehmood, N. Tareen, W. Din, U. Farid, A. Haider, “A survey on waste heat recovery: Electric power generation and potential prospects within Pakistan”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 75, August 2017, pp.1142-1155
- [6] Drescher, U. y Bruggemann, D. “Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants”, Applied Thermal Engineering, n° 27, 2007, pp. 223-228
- [7] A. Mahmoudi, M. Fazli, and M. R. Morad, “A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle,” Appl. Therm. Eng., vol. 143, no. July, pp. 660–675, 2018, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136.
- [8] Technavio, Waste Heat Recovery Market by End-user and Geography – Forecast and Analysis 2020-2024
- [9] Forman, C., Muritala, I. K., Pardemann, R., & Meyer, B. (2016). Estimating the global waste heat potential. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 57, 1568-1579.
- [10] Arce, G. (2017). Plan de acción indicativo de eficiencia energética 2017-2022. Una Realidad y Oportunidad para Colombia. Ministerio de Minas y Energía. Unidad de Planeación Minero Energética UPME.
- [11] UPME. (2020). Plan Energético Nacional 2020-2050 [Ebook] (1st ed.). Sacado de: https://www1.upme.gov.co/DemandaEnergetica/PEN_2020_2050/Plan_Energetico_Nacional_2020_2050.pdf
- [12] K. Braimakis and S. Karellas, “Energetic optimization of regenerative Organic Rankine Cycle (ORC) configurations,” Energy Convers. Manag., vol. 159, no. December 2017, pp. 353–370, 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2017.12.093

- [13] Auld, A. M. C. (2016). Benefits and barriers of organic Rankine cycles for waste heat recovery and deep geothermal (Doctoral dissertation, Durham University).
- [14] Element, Energy, Ecofys, Imperial, College, P. Stevenson, and R. Hyde, “The potential for recovering and using surplus heat from industry,” version 2, Department of Energy and Climate Change, December 2013
- [15] Andrews, R.; Pearce, J.M. «Environmental and Economic Assessment of a Greenhouse Waste Heat Exchange», *Journal of Cleaner Production*. 2011; 1446-1454
- [16] Pilataxi, E.; Palomo, K. Diseño y construcción de un sistema de medición de consumo específico de combustible con la utilización de un software para la optimización del dinamómetro del laboratorio de motores Diesel-gasolina, Escuela politécnica del ejército. 2012.
- [17] Obtenido a partir de las tablas de producción de CO₂ por kg de combustible y de Poder calorífico del combustible en M. A. Gálvez Huerta (2013). *Instalaciones y Servicios Técnicos. Sección de Instalaciones de Edificios. Escuela Técnica Superior de Arquitectura*, ISBN :97-884-9264-1253.
- [18] Conklin JC, Szybist JP. A highly efficient six-stroke internal combustion engine cycle with water injection for in cylinder exhaust heat recovery. *Energy* 2010; 35:1658–64.
- [19] Cengel, Y. A., Boles, M. A., Campos Olguín, V., & Colli Serrano, M. T. (2003). *Termodinámica*.
- [20] Qiu, G., Liu, H., & Riffat, S. (2011). Expanders for micro-CHP systems with organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering*, 31(16), 3301-3307.
- [21] Redondo, J. L. S. (2017). *Aplicación de ciclos térmicos orgánicos de baja temperatura a sistemas de microgeneración* (Doctoral dissertation, Universidad de Oviedo).
- [22] Mott, R. L. (2006). *Térmica de Fluidos 6/e*. Pearson educación.
- [23] B. Tchanché, G. Lambrinos, A. Frangoudakis y G. Papadakis, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications., » *Renewable and Sustainable Energy Reviews.*, vol. 15, 2011
- [24] J. Sarkar, «Review and future trends of supercritical CO₂ Rankine Cycle., » *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 48, pp. 434-451, 2015.
- [25] Groniewsky A, Györke G. Description of wet-dry transition in model ORC working fluids. Universidad de Tecnología y Economía de Budapest. Hungría, Budapest. 2017
- [26] Alean, Jader & Chejne Janna, Farid & Gomez, Carlos & López, Oscar & Velez, Fredy & Betancur, Luis. (2015). *Recuperación de energía en procesos industriales*.
- [27] “The Nature of Mathematical Programming,” *Mathematical Programming Glossary*, INFORMS Computing Society.
- [28] Fazzio, N. S. (2018). *Teoría y métodos para problemas de optimización multiobjetivo* (Doctoral dissertation, Universidad Nacional de La Plata).

- [29] D. E. Goldberg. Addison-Wesley Longman Publishing Co., Inc., Boston, MA, USA. 1989. Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning.
- [30] Lalinde, J. D. H., Castro, F. E., Rodríguez, J. E., Rangel, J. G. C., Sierra, C. A. T., Torrado, M. K. A., ... & Pirela, V. J. B. (2018). Sobre el uso adecuado del coeficiente de correlación de Pearson: definición, propiedades y suposiciones. *Archivos venezolanos de Farmacología y Terapéutica*, 37(5), 587-595.
- [31] Gupta, A., & Singh Bais, A. (2021). ORC Waste Heat to Power Market Size, Industry Analysis Report, Regional Outlook, Application Potential, Competitive Market Share & Forecast 2021 – 2027 [Ebook] (1st ed.). Global Market Insights.
- [32] Grand View Research, Inc. (2019). Organic Rankine Cycle Market Size, Share & Trends Analysis Report By Application (Geothermal, Biomass, Waste Heat Recovery), By Region, And Segment Forecasts, 2019 – 2025 [Ebook] (1st ed.).
- [33] Pál, T. (2017). Perspectives for mini-scale ORC power plants coupled with internal combustion engines in the European Union.
- [34] Tartière, T., & Astolfi, M. (2017). A world overview of the organic Rankine cycle market. *Energy Procedia*, 129, 2-9.
- [35] Cuadrado, Ilba; Colorado, Andrés; Cobos, Juan; Vásquez, Juan. Estudio de factibilidad para la implementación de un ciclo orgánico de Rankine en pozos de extracción de petróleo. En *Revista: EIA*. Junio, 2015. Vol. 12. Ed. 23. Pp. 137-148.
- [36] Paredes, José; Restrepo, Oscar; Álvarez, Beatriz; Osorio, Adriana; Restrepo, Gloria. Aprovechamiento del calor residual por cogeneración con Ciclo Rankine Orgánico en la industria del cemento Portland. En revista: *DYNA*. Diciembre, 2015. Vol. 82. Ed. 194. Pp.15-20.
- [37] Yu, G., Shu, G., Tian, H., Wei, H., & Liu, L. (2013). Simulation and thermodynamic analysis of a bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of diesel engine (DE). *Energy*, 51, 281-290.
- [38] Zhou, N., Wang, X., Chen, Z., & Wang, Z. (2013). Experimental study on Organic Rankine Cycle for waste heat recovery from low-temperature flue gas. *Energy*, 55, 216–225. Doi: 10.1016/j.energy.2013.03.047.
- [39] Zhao, M., Wei, M., Song, P., Liu, Z., & Tian, G. (2017). Performance evaluation of a diesel engine integrated with ORC system. *Applied Thermal Engineering*, 115, 221-228.
- [40] Zhang, Y. Q., Wu, Y. T., Xia, G. D., Ma, C. F., Ji, W. N., Liu, S. W., ... & Yang, F. B. (2014). Development and experimental study on organic Rankine cycle system with single-screw expander for waste heat recovery from exhaust of diesel engine. *Energy*, 77, 499-508.
- [41] Vaja, I., & Gambarotta, A. (2010). Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs). *Energy*, 35(2), 1084-1093.
- [42] Cipollone, R., Di Battista, D., & Bettoja, F. (2017). Performances of an ORC power unit for waste heat recovery on heavy duty engine. *Energy Procedia*, 129, 770-777.
- [43] Douvartzides, S., & Karmalis, I. (2016, November). Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant. In *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* (Vol. 161, No. 1, p. 012087). IOP Publishing.
- [44] Wei, F., Senchuang, G., & Zhonghe, H. (2019). Economic analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) and Organic Rankine Cycle with internal heat exchanger (IORC) based on industrial waste heat source constraint. *Energy Procedia*, 158, 2403-2408.
- [45] Hung, T.C.; Shai, T.Y.; Wang, S.K. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-

grade waste heat. *Energy* 1997, 22, 661–667.

- [46] Thurairaja, K., Wijewardane, A., Jayasekara, S., & Ranasinghe, C. (2019). Working fluid selection and performance evaluation of ORC. *Energy Procedia*, 156, 244-248.
- [47] Wang, E. H., Zhang, H. G., Fan, B. Y., Ouyang, M. G., Zhao, Y., & Mu, Q. H. (2011). Study of working fluid selection of organic Rankine cycle (ORC) for engine waste heat recovery. *Energy*, 36(5), 3406-3418.
- [48] Xi, H., Li, M. J., Xu, C., & He, Y. L. (2013). Parametric optimization of regenerative organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using genetic algorithm. *Energy*, 58, 473-482.
- [49] Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Ma, S., & Dai, Y. (2013). Thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source. *Energy*, 49, 356-365.
- [50] Zare, V. (2015). A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants. *Energy conversion and management*, 105, 127-138.
- [51] Peris, B., Navarro-Esbrí, J., Mateu-Royo, C., Mota-Babiloni, A., Molés, F., Gutiérrez-Trashorras, A. J., & Amat-Albuixech, M. (2020). Thermo-economic optimization of small-scale Organic Rankine Cycle: A case study for low-grade industrial waste heat recovery. *Energy*, 213, 118898.
- [52] Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Li, M., & Dai, Y. (2013). Multi-objective optimization of an organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery using evolutionary algorithm. *Energy Conversion and Management*, 71, 146-158.
- [53] Constitución política de Colombia [Const.] (1991) Artículo 88 [Título II]. 37 Ed. Legis.
- [54] Constitución política de Colombia [Const.] (1991) Artículo 334 [Título XII]. 37 Ed. Legis.
- [55] Congreso de Colombia (22 de diciembre de 1993). Por la cual se crea el Ministerio del Medio Ambiente, se reordena el Sector Público encargado de la gestión y conservación del medio ambiente y los recursos naturales renovables, se organiza el Sistema Nacional Ambiental, SINA y se dictan otras disposiciones. [Ley 99 de 1993]. DO: 41.146.
- [56] Congreso de Colombia (05 de octubre de 2001). Mediante la cual se fomenta el uso racional y eficiente de la energía, se promueve la utilización de energías alternativas y se dictan otras disposiciones. [Ley 697 de 2001]. DO: 44.573.
- [57] Congreso de Colombia (13 de mayo de 2014). Por medio de la cual se regula la integración de las energías renovables no convencionales al Sistema Energético Nacional. [Ley 1715 de 2014]. DO: 49.150.
- [58] Congreso de Colombia (25 de mayo de 2019). Artículo 174 [Título II]. Por el cual se expide el Plan Nacional de Desarrollo 2018-2022. “Pacto por Colombia, Pacto por la Equidad”. [Ley 1955 de 2019]. DO: 50.964.
- [59] Presidente de la República de Colombia. (30 de marzo de 1989). Artículo 255 [Título I]. Por el cual se expide el Estatuto Tributario de los impuestos administrados por la Dirección General de Impuestos Nacionales. [Decreto 624 de 1989]. DO: 38.756.
- [60] Presidente de la República de Colombia. (11 de octubre de 2016). Artículo 1.2.1.18.52. [Parte 2 Título I]. por medio del cual se expide el Decreto Único Reglamentario en materia tributaria. [Decreto 1625 de 2016]. DO: 50023.
- [61] Ministerio de Minas y Energías. (30 de diciembre de 2016). Por la cual se adopta el Plan de Acción

indicativo 2017-2022 para el desarrollo del programa de Uso Racional y Eficiente de la Energía, PROURE, que define objetivos y metas indicativas de eficiencia energética, acciones y medidas sectoriales y estrategias base para el cumplimiento de metas se adoptan otras disposiciones al respecto. [Resolución Número 41286]. DO: 50.102.

- [62] Fontalvo-Lascan, A., Romero, C. L., Teheran, O., Barros, P., Balbismoreno, M. (2018). Simulación termodinámica y económica de ciclos Rankine orgánicos acoplados con motores estacionarios de gas natural. *International Workshop Advances in cleaner production*
- [63] F. Heberle, M. Preissinger, and D. Bruggemann, “Zeotropic mixtures as working fluids in organic rankine cycles for low-enthalpy geothermal resources,” *Energy*, vol. 37, pp. 364 – 370, 2012.
- [64] White, M. T., & Sayma, A. I. (2019). Simultaneous cycle optimization and fluid selection for ORC systems accounting for the effect of the operating conditions on turbine efficiency. *Frontiers in Energy Research*, 7, 50.
- [65] Noguera, A. L. G., Castellanos, L. S. M., Lora, E. E. S., & Cobas, V. R. M. (2018). Optimum design of a hybrid diesel-ORC/photovoltaic system using PSO: Case study for the city of Cujubim, Brazil. *Energy*, 142, 33-45.
- [66] Boz, B., & Diez, A. (2018). Comparative Study of Sub-Critical and Supercritical ORC Applications for Exhaust Waste Heat Recovery. *International Journal of Energy and Power Engineering*, 12(2), 119-127.
- [67] Valencia Ochoa, G., Cárdenas Gutierrez, J., & Duarte Forero, J. (2020). Exergy, economic, and life-cycle assessment of ORC system for waste heat recovery in a natural gas internal combustion engine. *Resources*, 9(1), 2.
- [68] Wei, F., Senchuang, G., & Zhonghe, H. (2019). Economic analysis of Organic Rankine Cycle (ORC) and Organic Rankine Cycle with internal heat exchanger (IORC) based on industrial waste heat source constraint. *Energy Procedia*, 158, 2403-2408.
- [69] Holik, M., Živić, M., Virag, Z., Barac, A., Vujanović, M., & Avsec, J. (2021). Thermo-economic optimization of a Rankine cycle used for waste-heat recovery in biogas cogeneration plants. *Energy Conversion and Management*, 232, 113897.
- [70] Cengel, Y. A., Boles, M. A., Campos Olguín, V., & Colli Serrano, M. T. (2003). *Termodinámica*.
- [71] I. Final, “INFORME FINAL VOLUMEN 2 – ESTUDIOS EN ZNI DOCUMENTO No. AN-C-882-03 Revisión 01,” 2013.
- [72] Medina, M. P., Villalva, D., Saavedra, F., Carrasco, J., & Rodríguez, W. E. (2016). Factores de emisión considerados en la herramienta de cálculo de la huella de carbono corporativa MVC Colombia. Recuperado de <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324>, 4.
- [73] Change, I. P. O. C. (2006). 2006 IPCC guidelines for national greenhouse gas inventories volume 4 Agriculture, Forestry and Other Land Use Institute for Global Environmental Strategies, Hayama, Kanagawa, Japan.
- [74] Thurairaja, Kankeyan; Wijewardane, Anusha; Jayasekara, Saliya; Ranasinghe, Chathura (2019). Working Fluid Selection and Performance Evaluation of ORC. *Energy Procedia*, 156(), 244–248. Doi: 10.1016/j.egypro.2018.11.136
- [75] Bao, Junjiang; Zhao, Li (2013). A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24(), 325–342. Doi: 10.1016/j.rser.2013.03.040

- [76] Babatunde, A. F., & Sunday, O. O. (2018, September). A review of working fluids for organic Rankine cycle (ORC) applications. In IOP conference series: materials science and engineering (Vol. 413, No. 1, p. 012019). IOP Publishing.
- [77] ANSI/ASHRAE Standard 34-2007, Designation and Safety Classification of Refrigerants. 1791 Tullie Circle NE, Atlanta, GA 30329-2305: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. 2009-01-29. ISSN 1041-2336.
- [78] Boiling, O. R. List of refrigerants.
- [79] ModeFRONTIER 2016 Adds User Profiles to Improve CAE Optimization Workflows
- [80] Tocci, L., Pal, T., Pasmazoglou, I., & Franchetti, B. (2017). Small scale Organic Rankine Cycle (ORC): A techno-economic review. *Energies*, 10(4), 413.

9. ANEXOS

Modelo matemático del Ciclo Rankine Orgánico programado en Python

```
6 """
7 from CoolProp.CoolProp import PropsSI
8 import CoolProp.CoolProp as CP
9 import pandas as pd
10 import math
11
12 print("Modelamiento matematico final para la tesis - ORC Simple")
13 print("")
14
15 fluidos=["R717", "R245fa", "R123", "R245ca", "R141b", "R134a", "R22",
16         "R152a", "RC318", "R236fa", "R236EA", "R227ea",
17         "R124", "R142b", "R290", "Isopentane", "Butane", "Isobutene",
18         "n-Pentane", "Benzene", "Cyclopentane", "Toluene"]
19
20 print("")
21 contin=1
22 while contin ==1:
23     "Variables de entrada - foco caliente"
24     Te_fc=390+273
25     Te_ff=15+273
26     mfc=0.06282608706717943
27     print("")
28     print("Los fluidos considerados fueron: 1. R717, 2. R245fa, 3. R123, 4. R245ca, 5. R141b, 6. R134a, 7.
29           R152a, 8. RC318, 9. R236fa, 10. R236EA, 11. R227ea, 12. R124, 13. R142b, 14. R290, 15. Isopentane, 16. Butane, 17. Isobutene,
30           18. n-Pentane, 19. Benzene, 20. Cyclopentane, 21. Toluene")
31     print("")
32     a=int(input("De los fluidos considerados, seleccion 1 (Del 1 al 22): "))
33     fluido=fluidos[int(a-1)]
34
35     "Condiciones de diseño"
36     eta_bomba=0.7
37     eta_turbina=0.7
38     eta_generator=0.93
39     Tppmin_eva=30+273
40     Tppmin_cond=5+273
41     Tconden=35+273
42     Pconden=PropsSI('P', 'T', Tconden, 'Q', 0, fluido)
43
44     "Calor especifico de los gases de escape"
45     Cp_fc=1048.9336359934507
46     Cp_ff=4.189*1000 #El del agua
47
48     print("")
49     print("Condiciones de trabajo para el fluido: ", fluido)
50
51     "Ciclo termodinamico"
52
53     "Punto 1"
54     P_1=Pconden
55     T_1=Tconden
56     h_1=PropsSI('H', 'T', T_1, 'Q', 0, fluido)
57
58     "Punto 2"
59     Pbomba=0.9*CP.PropsSI("Pcrit", fluido)
60     P_2=Pbomba
61
62     "Zona de la bomba"
63     V_fluido=1/PropsSI('D', 'T', T_1, 'P', P_2, fluido)
64     ws_bomba=V_fluido*(P_2-P_1)
65     hs_2=ws_bomba+h_1
66     h_2=(hs_2-h_1)/eta_bomba+h_1
67     T_2=PropsSI('T', 'P', P_2, 'H', h_2, fluido)
68
69     "Punto 3"
70     P_3=P_2
71     T_3=PropsSI('T', 'P', P_3, 'Q', 1, fluido)
72     h_3=PropsSI('H', 'T', T_3, 'Q', 1, fluido)
73
74     "Zona del evaporador"
75
76     "Análisis del punto Pinch del evaporador"
77     Tx_2=T_3
```

```

74 "Análisis del punto Pinch del evaporador"
75
76 Tx_2=T_3
77 hx_2=PropsSI('H','T',Tx_2,'Q',0,fluido)
78 Tpp_fc=Tx_2+(Tppmin_eva-273)
79
80 "Balance 1: Zona de Vaporización del fluido"
81
82 a=mfc*Cp_fc*(Te_fc-Tpp_fc)
83 b=(h_3-hx_2)
84 mciclo=a/b
85
86 "Balance 2: Zona de precalentamiento del fluido"
87 c=hx_2-h_2
88 d=mfc*Cp_fc
89 Ts_fc=Tpp_fc-mciclo*(c/d)
90
91 #Hasta cumplir la condicion de salida del gas de >120
92 i=0
93 a=1
94 while a==1:
95     if Ts_fc<=393:
96         mciclo=mciclo*0.99
97         Tpp_fc=Te_fc-mciclo*((h_3-hx_2)/(mfc*Cp_fc))
98         Ts_fc=Tpp_fc-mciclo*(c/d)
99         i=i+1
100    else:
101        a=0
102
103 "Calculo del area"
104 "Zona de Evaporacion"
105 Ueva_evap=99 #W/m2-K
106 Qeva_evap=mciclo*(h_3-hx_2)
107 TA=Tpp_fc-Tx_2
108 TB=Te_fc-T_3
109 DelTevap_evap=(TA-TB)/math.log(TA/TB)
110 Aeva_evap=Qeva_evap/(DelTevap_evap*Ueva_evap)
111
112 "Zona de precalentamiento"
113 Ueva_pre=99 #W/m2-K
114 Qeva_pre=mciclo*(hx_2-h_2)
115 TA=Ts_fc-T_2
116 TB=Tpp_fc-Tx_2
117 DelTevap_pre=(TA-TB)/math.log(TA/TB)
118 Aeva_pre=Qeva_pre/(DelTevap_pre*Ueva_pre)
119
120 At_evapor=Aeva_pre+Aeva_evap
121
122 print("")
123 print("Análisis Pinch del evaporador")
124 print("Temperatura de entrada de Los gases: ",Te_fc-273," °C")
125 print("Temperatura punto pinch gases: ",Tpp_fc-273," °C")
126 print("Temperatura de salida del gas: ",Ts_fc-273," °C")
127 print("Flujo masico del fluido de trabajo: ",mciclo," kg/s")
128 print("Area necesaria en la zona de precalentamiento: ",Aeva_pre," m2")
129 print("Area necesaria en la zona de evaporacion: ",Aeva_evap," m2")
130 print("Nueva diferencia de temperatura en el punto pinch:",(Tpp_fc-Tx_2)," °C")
131 print("Numero de iteraciones para la condición de salida del gas: ",i)
132 print("")
133
134 "Zona de La turbina"
135 s_3=PropsSI('S','T',T_3,'Q',1,fluido)
136 ss_4=s_3 #De forma isentropica
137 P_4=Pconden
138 hs_4=PropsSI('H','P',P_4,'S',ss_4,fluido)

```

```

133
134     "Zona de la turbina"
135     s_3=PropsSI('S','T',T_3,'Q',1,fluido)
136     ss_4=s_3 #De forma isentropica
137     P_4=Pconden
138     hs_4=PropsSI('H','P',P_4,'S',ss_4,fluido)
139     ws_turbina=-(hs_4-h_3)*mciclo
140     h_4=h_3-eta_turbina*(h_3-hs_4)
141     T_4=PropsSI('T','H',h_4,'P',P_4,fluido)
142
143     "Zona del condensador"
144
145     "Análisis Pinch en el condensador"
146
147     Ts_ff=374
148     i=0
149     Acond_sobre=0
150
151     if T_4/T_1<1.00001:
152         print("Fluido Isoentrópico")
153         "Solo hay zona de vaporización"
154         Ts_ff=T_4-(Tppmin_cond-273)
155         hff_e=PropsSI('H','P',P_4,'T',Te_ff,"Water")
156         hff_s=PropsSI('H','P',P_4,'T',Ts_ff,"Water")
157         a=mciclo*(h_4-h_1)
158         b=hff_s-hff_e
159         mff=a/b
160         Tpp_ff=Ts_ff
161
162
163         "Calculo del area"
164         Ucond_conden=746 #W/m2-K
165         Qcond_conden=mff*(hff_s-hff_e)
166         TA=T_1-Te_ff
167         TB=T_4-Ts_ff
168         DelTcond_conden=(TA-TB)/math.log(TA/TB)

```

```

163         "Calculo del area"
164         Ucond_conden=746 #W/m2-K
165         Qcond_conden=mff*(hff_s-hff_e)
166         TA=T_1-Te_ff
167         TB=T_4-Ts_ff
168         DelTcond_conden=(TA-TB)/math.log(TA/TB)
169         Acond_condensa=Qcond_conden/(DelTcond_conden*Ucond_conden)
170
171         At_conden=Acond_condensa
172
173     if T_4/T_1>1.00001:
174         print("Fluido Seco")
175         Tx_4=T_1
176         hx_4=PropsSI('H','T',Tx_4,'Q',1,fluido)
177         Tpp_ff=Tx_4-(Tppmin_cond-273) #Temperatura punto pinch
178
179         "Balance 2: Zona de condensación del fluido"
180
181         a=mciclo*(hx_4-h_1)
182         hff_e=PropsSI('H','P',P_4,'T',Te_ff,"Water")
183         hff_pp=PropsSI('H','P',P_4,'T',Tpp_ff,"Water")
184         b=hff_pp-hff_e
185         mff=a/b
186
187         "Balance 2: Zona de sobrecalentamiento del fluido"
188         c=(h_4-hx_4)
189         d=mff*Cp_ff
190         Ts_ff=Tpp_ff+mff*(c/d)
191
192         "Calculo del area"
193         "Zona de condensación"
194         Ucond_conden=746 #W/m2-K
195         Qcond_conden=mff*(hff_pp-hff_e)
196         TA=T_1-Te_ff
197         TB=Tx_4-Tpp_ff
198         DelTcond_conden=(TA-TB)/math.log(TA/TB)

```

```

191
192     "Calculo del area"
193     "Zona de condensación"
194     Ucond_conden=746 #W/m2-K
195     Qcond_conden=mff*(hff_pp-hff_e)
196     TA=T_1-Te_ff
197     TB=Tx_4-Tpp_ff
198     DelTcond_conden=(TA-TB)/math.log(TA/TB)
199     Acond_condensa=Qcond_conden/(DelTcond_conden*Ucond_conden)
200
201     "Zona de sobrecalentamiento"
202     Ucond_sobre=746 #W/m2-K
203     hff_s=PropsSI('H','P',P_4,'T',Ts_ff,"Water")
204     Qcond_sobre=mff*(hff_s-hff_pp)
205     TA=Tx_4-Tpp_ff
206     TB=T_4-Ts_ff
207     DelTcond_sobre=(TA-TB)/math.log(TA/TB)
208     Acond_sobre=Qcond_sobre/(DelTcond_sobre*Ucond_sobre)
209
210     At_conden=Acond_sobre+Acond_condensa
211
212
213     print("Análisis Pinch del condensador")
214     print("Temperatura de entrada del agua: ",Te_ff-273," °C")
215     print("Temperatura punto pinch del agua: ",Tpp_ff-273," °C")
216     print("Temperatura de salida del agua: ",Ts_ff-273," °C")
217     print("Flujo masico del agua: ",mff," kg/s")
218     print("Area necesaria en la zona de sobrecalentamiento: ",Acond_sobre," m2")
219     print("Area necesaria en la zona de condensación: ",Acond_condensa," m2")
220     print("Numero de iteraciones para la condición de salida del agua: ",i)
221     print("")
222
223     print("Rendimiento")
224     Wbomba=mciclo*(h_2-h_1)
225     print("Trabajo de la bomba: ",Wbomba/1000," kW")
226     Wturbina=mciclo*(h_3-h_4)

```

```

222
223     print("Rendimiento")
224     Wbomba=mciclo*(h_2-h_1)
225     print("Trabajo de la bomba: ",Wbomba/1000," kW")
226     Wturbina=mciclo*(h_3-h_4)
227     print("Trabajo de la turbina: ",Wturbina/1000," kW")
228     Qconden=mciclo*(h_4-h_1)
229     print("Calor rechazado en el condensador: ",Qconden/1000," kW")
230     Qevapor=mciclo*(h_3-h_2)
231     print("Calor entregado en el evaporador: ",Qevapor/1000," kW")
232     Wneto=Wturbina-Wbomba
233     print("Trabajo neto: ",Wneto/1000," kW")
234     Welectric=eta_generador*Wneto
235     print("Energía eléctrica generada: ",Welectric/1000," kW")
236     eficiencia=Wneto/Qevapor
237     print("Eficiencia: ",eficiencia*100," %")
238     print("Area de evaporador: ",At_evapor," m2")
239     print("Area de condensador: ",At_conden," m2")
240
241     print("")
242
243     #Guardar los resultados en arrays
244     entalpias=[h_1/1000,h_2/1000,h_3/1000,h_4/1000]
245     temperaturas=[T_1-273,T_2-273,T_3-273,T_4-273]
246     presiones=[P_1/1000,P_2/1000,P_3/1000,P_4/1000]
247
248     resultados={"Temperaturas [°C]":temperaturas,"Presiones [kPa]":presiones,
249               "Entalpias [kJ/kg]":entalpias} #Indices de los arrays
250
251     data_frameResultados=pd.DataFrame(resultados,index=[1,2,3,4]) #Comando para mostrarlo como tabla
252     print("Resultados del ciclo en cada punto")
253     print(data_frameResultados)
254     print("")
255     print("Punto 1: Salida del condensador")
256     print("Punto 2: Salida de la bomba")
257     print("Punto 3: Salida del evaporador")

```



```

251 data_frameResultados=pd.DataFrame(resultados,index=[1,2,3,4]) #Comado para mostrarlo como tabla
252 print("Resultados del ciclo en cada punto")
253 print(data_frameResultados)
254 print("")
255 print("Punto 1: Salida del condensador")
256 print("Punto 2: Salida de la bomba")
257 print("Punto 3: Salida del evaporador")
258 print("Punto 4: Salida de la turbina")
259
260 print("")
261 print("Costos")
262 "Actualización de costos"
263 Actu2020=607.5/596.2
264 "Costos de Los componentes"
265 "Turbina"
266 k1=2.2476
267 k2=1.4965
268 k3=-0.1618
269 logC_turb=k1+k2*math.log10(Wturbina/1000)+k3*(math.log10(Wturbina/1000)**2)
270 C_turb=10**logC_turb
271 "Condensador"
272 Cr_conden=10000+324*(At_conden**0.91)
273 "Bomba"
274 k1=3.3892
275 k2=0.0536
276 k3=0.1538
277 logC_bomb=k1+k2*math.log10(Wbomba/1000)+k3*(math.log10(Wbomba/1000)**2)
278 Cr_bomb=10**logC_bomb
279 "Evaporador"
280 Cr_evapo=10000+324*(At_evapor**0.91)
281 "Generador"
282 C_generator=60*(Welectric/1000)**0.95
283 "Costo total"
284 Ctotal_equipos=(C_turb+Cr_conden+Cr_bomb+Cr_evapo+C_generator)*Actu2020
285 Ctotal_OM=Ctotal_equipos*0.0168 #Operación y mantenimiento
286 Ctotal_invers=Ctotal_equipos+Ctotal_OM #Costo de inversion total

```

```

282 C_generator=60*(Welectric/1000)**0.95
283 "Costo total"
284 Ctotal_equipos=(C_turb+Cr_conden+Cr_bomb+Cr_evapo+C_generator)*Actu2020
285 Ctotal_OM=Ctotal_equipos*0.0168 #Operación y mantenimiento
286 Ctotal_invers=Ctotal_equipos+Ctotal_OM #Costo de inversion total
287 Ctotal_invers_uni=Ctotal_invers/(Wneto/1000)
288 "Costos de inversion de capital anuales"
289 i=0.06
290 n=20
291 a=i*((1+i)**n)
292 b=((1+i)**n)-1
293 CRF=a/b #Capital Recovery Factor - Pasar a anualidades el costo total
294 C_inveEqui=CRF*Ctotal_equipos
295 C_OM=C_inveEqui*0.015
296 C_total=C_inveEqui+C_OM #Costo total pasado ya a anualidades
297 "Energía generada en un año"
298 E_anual=(Welectric/1000)*7500
299 "Costos de inversion por energía generada"
300 Ctotal_E=C_total/E_anual
301
302 ▼ costos_inversion={"Costo de inversion [USD]": [C_turb, Cr_conden, Cr_bomb, Cr_evapo, C_generator,
303 Ctotal_equipos, Ctotal_OM, Ctotal_invers]}
304
305 ▼ costos_inversion_index=["Costo turbina", "Costo del condensador",
306 "Costo de La bomba", "Costo del evaporador", "Costo del generador",
307 "Costo total equipos", "Costo de OyM", "Costo total inversion"]
308
309 data_frameCostos_inversion=pd.DataFrame(costos_inversion,index=costos_inversion_index)
310 print("")
311 print("Distribucion de costos de inversion")
312 print(data_frameCostos_inversion)
313 print("")
314 print("Costo unitario de inversion: ", Ctotal_invers_uni, " [USD/kW]")
315 print("")
316 print("Costos anuales")
317 print("Costos de inversión de equipos: ", C_inveEqui, " [USD/año]")

```

```

315 print("")
316 print("Costos anuales")
317 print("Costos de inversión de equipos: ",C_inveEqui," [USD/año]")
318 print("Costos de operación y mantenimiento: ",C_OM," [USD/año]")
319 print("Costos de inversión total: ",C_total," [USD/año]")
320 print("Energía generada anual: ",E_anual," [kWh/año]")
321 print("Costo nivelado de energía: ",Ctotal_E," [USD/kWh-año]")
322 print("")
323
324 "Datos del motor"
325 PotGene=32 #kW
326 PCI=42886.8 #kJ/kg
327 mfuel=0.002603125 #kg/s
328 EnergiaIn=PCI*mfuel
329 eta_motor=PotGene/EnergiaIn
330 print("Eficiencia del motor sin ORC: ",eta_motor*100," %")
331 eta_motor2=(PotGene+(Welectric/1000))/EnergiaIn
332 print("Eficiencia del sistema M-ORC: ",eta_motor2*100," %")
333 NuevaEfici=eta_motor2-eta_motor
334 print("Aumento en la eficiencia: ",NuevaEfici*100," %")
335
336 print("")
337 "Costos del motor"
338 Cinstalacion_uni=532*PotGene*CRF #$/inver/año #532usd/kw
339 COyM_uni=27*(PotGene/1000)*7500 #Ya están anuales #27usd/MWh-gener
340 Cfuel=0.591 #$/L
341 FlujoVfuel=((75/1000)/24) #L/s
342 Cfuel_2=FlujoVfuel*3600*7500*Cfuel #$/año
343
344 Ctotal_año=Cinstalacion_uni+COyM_uni+Cfuel_2
345 E_geneMotor_año=PotGene*7500
346 print("Producción de energía anual del motor:",E_geneMotor_año/1000," [MWh-año] ")
347 LCOEmotor=Ctotal_año/E_geneMotor_año
348 print("Costo nivelado del motor solo:",LCOEmotor," [USD/kWh-año] ")
349 LCOEttotal=(Ctotal_año+C_total)/(E_geneMotor_año+E_anual)
350 print("Costo nivelado del conjunto:",LCOEttotal," [USD/kWh-año] ")

```

```

350 print("Costo nivelado del conjunto:",LCOEttotal," [USD/kWh-año] ")
351 LCOEahorrado=LCOEmotor-LCOEttotal
352 print("Costo nivelado ahorrado por la implementación del ORC:",LCOEahorrado," [USD/kWh-año]")
353 PorcenAhorro=LCOEahorrado/LCOEmotor
354 print("Porcentaje reducido: ",PorcenAhorro*100," [%]")
355 DineroAhorrado=LCOEahorrado*(E_geneMotor_año+E_anual)
356 print("Dinero ahorrado anual por el ORC: ",DineroAhorrado," [USD/año]")
357 print("")
358 "Combustible"
359
360
361 ConsuFueUni=((75/1000))/(PotGene*7500) #L/kWh
362 print("Consumo combustible unitario del motor: ",ConsuFueUni," [L/kWh]")
363 ConsuFueUni_ORC=((75/1000))/((PotGene+(Welectric/1000))*7500)
364 print("Consumo combustible unitario del motor-ORC: ",ConsuFueUni_ORC," [L/kWh]")
365 AhorroFueUni=(ConsuFueUni-ConsuFueUni_ORC)/ConsuFueUni
366 print("Porcentaje de ahorro de combustible: ",AhorroFueUni*100," [%]")
367
368 print("")
369 "Emisiones totales del motor"
370 Cfuel_anual=FlujoVfuel*3600*7500 #L/año
371 Cfuel_anual_gal=Cfuel_anual/3.785 #Gal/año
372 FCH4=28
373 FN20=265
374 EmisionsCO2=10.2765*Cfuel_anual_gal #kgCO2/año
375 EmisionsCH4=(0.0096/1000)*Cfuel_anual_gal #kgCH4/año
376 EmisionsN20=(0.0058/1000)*Cfuel_anual_gal #kgN20/año
377 EmisionsT_motor=EmisionsCO2+(EmisionsCH4*FCH4)+(EmisionsN20*FN20) #kgCO2equi
378 print("Emisiones del motor: ",EmisionsT_motor/1000," tCO2equi/año")
379 "Emisiones unitarias"
380 EmisionesMotor_uni=EmisionsT_motor/(PotGene*3600) #kgCO2equi/kWh-año
381 print("Emisiones unitarias del motor: ",EmisionesMotor_uni," kgCO2equi/kWh-año")
382 EmisionesMotorORC_uni=EmisionsT_motor/((PotGene+(Welectric/1000))*3600)
383 print("Emisiones unitarias del motor-ORC: ",EmisionesMotorORC_uni," kgCO2equi/kWh-año")
384 EmisionesSaves=EmisionesMotor_uni-EmisionesMotorORC_uni
385 print("Emisiones dejadas de emitir: ",EmisionesSaves," kgCO2equi/kWh-año")

```

```

385     print("Emisiones dejadas de emitir: ",EmisionesSaves," kgCO2equi/kWh-año")
386     AhorroEmisiones=(EmisionesMotor_uni-EmisionesMotorORC_uni)/EmisionesMotor_uni
387     print("Porcentaje de emisiones dejadas de emitir: ",AhorroEmisiones*100," [%]")
388     EmisionesSavesT=EmisionesSaves*((PotGene+(Welectric/1000))*3600)
389     print("Emisiones totales dejadas de emitir: ",EmisionesSavesT/1000," tCO2equi/año")
390     EmisionoSistema=EmisionesT_motor-EmisionesSavesT
391     print("Emisiones nueva del sistema Motor-ORC: ",EmisionoSistema/1000," tCO2equi/año")
392
393     "Equivalencia de árboles"
394     EmisionsFactTree=26.635 #kgCO2-año/arbol
395     TreeSaves=EmisionesSavesT/EmisionsFactTree
396     print("Equivalencia de árboles plantados por CO2 no emitido: ",TreeSaves," Árboles")
397
398     print("")
399     if DineroAhorrado>0:
400         "Indicadores economicos"
401         #Los ingresos va a ser el ahorro a partir del costo nivelado de energía
402         #La inversion va a ser los costos del ORC
403         Payback=Ctotal_invers/DineroAhorrado
404         print("Los años en lo que se recupera la inversión: ",round(Payback,2)," Años")
405     else:
406         print("Con ese fluido no es viable el proyecto")
407
408     contin=int(input("¿Quiere intentar con otro fluido?, Sí=1, No=0: "))
409
410
411

```

Cálculo del balance energético y modelamiento de costos del motor Diesel por medio de Python.

```

7     import math
8     contin=1
9     print("")
10    print("Características de la fuente de calor del motor de combustión interna")
11    print("")
12    Tefc=390 #°C
13    print("Temperatura de salida de los gases de escape",Tefc," °C")
14    print("")
15    print("Balance másico del motor:")
16    print("")
17    d=0.045
18    c=0.59
19    ro_water=997
20    Patm=121000
21    R=287
22    Tatm=25+273
23    ro_air=Patm/(R*Tatm)
24    g=9.807
25    DeltaP=0.298
26    mair=((math.pi*d**2)/4)*c*math.sqrt((2*997*g*DeltaP)/ro_air)
27    #Flujo másico de combustible
28    mfuel=833*(0.000075/24) #kg/s
29    #Flujo másico de los gases de escape
30    mfc=mfuel+mair
31
32    print("Flujo masico del aire:",mair," kg/s",)
33    print("Flujo masico del combustible:",mfuel," kg/s")
34    print("Flujo masico de los gases de escape:",mfc," kg/s")
35    print("")
36
37    "Capacidad calorifica de los gases de escape"
38    #Cp del aire a temperatura constante
39    Co=1018.9134
40    c1=-0.1383636
41    c2=0.00019843397
42    c3=0.00000042399242

```

```

41 c2=0.00019843397
42 c3=0.00000042399242
43 c4=-0.00000000037632489
44 Cp_air=Co+c1*Tatm+c2*Tatm**2+c3*Tatm**3+c4*Tatm**4
45 #Cp de los gases de escape
46 f=mfuel/mair
47 Co=-359.49415
48 c1=4.5163996
49 c2=0.0028116360
50 c3=-0.000021708731
51 c4=0.00000028688783
52 c5=-0.00000000012226336
53 fcp_g=Co+c1*Tefc+c2*Tefc**2+c3*Tefc**3+c4*Tefc**4+c5*Tefc**5
54 Cp_fc=Cp_air+(f/(1+f))*fcp_g
55 print("Calor especifico de los gases de escape: ",Cp_fc," J/kg-K")
56 print("")
57
58 print("Carga parcial")
59 cargas=[0.5,0.6,0.7,0.8,0.9,1]
60 for i in cargas:
61     "Consumo de combustible"
62     FuelPL=(0.9187*i+0.0784)*(0.075/24)
63     "Flujo másico de combustible"
64     mfuelPL=833*(FuelPL/1000)
65     "Flujo masico de los gases de escape a carga parcial"
66     mfcPL=mfuelPL+mair
67     "Energía de los gases de escape"
68     EnerExauPL=(0.0003*(i**2)-0.0453*i+0.3201)*mfuelPL*42886.8
69     "Temperatura de salida de los gases de escape"
70     TefcPL=(EnerExauPL/((mfcPL)*Cp_fc/1000))+15
71     "Resultados"
72     print("")
73     print("Carga",i*100,"%")
74     print("")
75     print("Flujo masico de los gases de escape:",mfcPL," kg/s")
76     print("Temperatura de salida de los gases de escape",TefcPL," °C")
77

```