

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS
FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y
ELECTROMECAÁNICA



MAESTRÍA TERMINAL EN CIENCIAS DE LA
INGENIERÍA MECÁNICA Y ELECTROMECAÁNICA

TESIS DE MAESTRÍA

Presentada para la obtención del Título MAGISTER SCIENTIARUM

**ESTUDIO DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA LOS
MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE FERROVIARIA
ANDINA**

POR: ING. SAMI DIAB ABU GHOSH BORJA

TUTOR: M.Sc. ING. JAIME SÁNCHEZ GUZMÁN

LA PAZ – BOLIVIA
2024



**UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS
FACULTAD DE INGENIERIA**



LA FACULTAD DE INGENIERIA DE LA UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS AUTORIZA EL USO DE LA INFORMACIÓN CONTENIDA EN ESTE DOCUMENTO SI LOS PROPÓSITOS SON ESTRICTAMENTE ACADÉMICOS.

LICENCIA DE USO

El usuario está autorizado a:

- a) Visualizar el documento mediante el uso de un ordenador o dispositivo móvil.
- b) Copiar, almacenar o imprimir si ha de ser de uso exclusivamente personal y privado.
- c) Copiar textualmente parte(s) de su contenido mencionando la fuente y/o haciendo la cita o referencia correspondiente en apego a las normas de redacción e investigación.

El usuario no puede publicar, distribuir o realizar emisión o exhibición alguna de este material, sin la autorización correspondiente.

TODOS LOS DERECHOS RESERVADOS. EL USO NO AUTORIZADO DE LOS CONTENIDOS PUBLICADOS EN ESTE SITIO DERIVARA EN EL INICIO DE ACCIONES LEGALES CONTEMPLADAS EN LA LEY DE DERECHOS DE AUTOR.

UNIVERSIDAD MAYOR DE SAN ANDRÉS
FACULTAD DE INGENIERÍA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELECTROMECAÁNICA

Tesis de maestría:

**ESTUDIO DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA LOS MOTORES DE
COMBUSTIÓN INTERNA DE FERROVIARIA ANDINA**

Presentado por: Ing. Sami Diab Abu Ghosh Borja

Para obtener el Título de *MAGISTER SCIENTIARUM*

Nota numeral:

Nota literal:

Ha sido:

Director de la Carrera de Ingeniería Mecánica y Electromecánica: M.Sc. Ing. Edgar Tapia Terrazas

Tutor: M.Sc. Ing. Jaime Sánchez Guzmán

Tribunal: M.Sc. Ing. Edgar Tapia Terrazas

Tribunal: M.Sc. Ing. Gustavo Barriga Delgadillo

Tribunal: M.Sc. Ing. Miguel Méndez Avilés

Este proyecto está dedicado a mi mamá Sandra, a mi hermana Dalia,
a mi abuelita Hilda, y a mi familia, quienes me han
educado en principios y valores.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco en primer lugar a Dios por darme tantas bendiciones. Él me ha permitido tener una familia que siempre me ha brindado todo el amor y el apoyo. También le agradezco por haber despertado en mí el interés por la Ingeniería Mecánica, y por haberme dado las capacidades y facultades para culminar esta Maestría Terminal, de la prestigiosa Universidad y Carrera a las que pertenezco.

Agradezco a mi mamá, a mi hermana y a mi abuelita, porque me guiaron en todo mi camino, y aprendo de ellas constantemente.

Agradezco a todos mis docentes, en especial al ingeniero Jaime Sánchez quien asumió la tutoría del proyecto, y con toda paciencia realizó la corrección y lectura del trabajo. De igual forma, a los miembros del tribunal, los ingenieros Gustavo Barriga, Miguel Méndez y Edgar Tapia, por haber aportado constantemente mejoras y soluciones sólidas para la optimización del proyecto.

Agradezco también a mis colegas de la Maestría, con quienes compartí las enseñanzas de nuestros catedráticos, y principalmente una linda amistad.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE TABLAS
ÍNDICE DE FIGURAS.....	ii
RESUMEN.....	iii
SUMMARY	iv
CAPÍTULO I	1
GENERALIDADES.....	1
1.1 Introducción.....	1
1.2 Planteamiento del problema de investigación	2
1.3 Formulación del problema.....	2
1.4 Objetivos.....	2
1.4.1 Objetivo general	2
1.4.2 Objetivos específicos.....	2
1.5 Hipótesis de la investigación	2
1.6 Justificación de la investigación	3
1.7 Límites y alcances de la investigación	3
CAPÍTULO II.....	4
FUNDAMENTO TEÓRICO.....	4
2.1 Antecedentes de la investigación.....	4
2.1.1 Waste Heat Recovery	4
2.1.2 Sistemas CHP	6
2.1.3 Sistemas WHP	7
2.1.4 Sistemas ORC	9
2.2 Marco teórico.....	10
2.2.1 Ferroviaria Andina S.A.	10
2.2.2 Motores diésel – balance térmico.....	12
CAPÍTULO III	15

TRABAJO DE CAMPO PARA LA OBTENCIÓN DE DATOS BASE PARA LA INVESTIGACIÓN.....	15
3.1 Metodología de la investigación.....	15
3.1.1 Operacionalización de variables.....	15
3.1.2 Tipo de investigación	16
3.1.3 Instrumentos	17
CAPÍTULO IV	24
EVALUACIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS	24
4.1 Mediciones.....	24
4.2 Tratamiento de datos.....	28
4.2.1 Adquisición de datos adicionales	28
4.2.2 Desarrollo de la investigación	29
4.2.3 Validación.....	49
CAPÍTULO V	53
RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN	53
CAPÍTULO VI	54
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	54
6.1 Conclusiones.....	54
6.2 Recomendaciones	54
BIBLIOGRAFÍA	55
ANEXOS	58

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características de locomotoras serie 1000..	11
Tabla 2. Propiedades físicas del aire.	14
Tabla 3. Variables del estudio.	15
Tabla 4. Medición y/o cálculo de las variables del estudio.	16
Tabla 5. Instrumentos y equipos de medición utilizados.	17
Tabla 6. Temperaturas obtenidas con el pirómetro.	22
Tabla 7. Datos obtenidos con la cámara termográfica y el anemómetro digital.	22
Tabla 8. Temperaturas obtenidas para los gases de escape con la termocupla.	23
Tabla 9. Temperaturas finales a ser consideradas.	28
Tabla 10. Datos adicionales del motor estudiado.	28
Tabla 11. Variación del calor específico del aceite para los distintos “notch” de la locomotora	31
.....	
Tabla 12. Resumen de cálculo para disipación de calor en el aceite lubricante.	32
Tabla 13. Resumen de cálculo para disipación de calor en el refrigerante.	33
Tabla 14. Estimación de potencia de salida en el eje del motor estudiado.	35
Tabla 15. Flujos máxicos de combustible para cada punto “notch” de la locomotora.	36
Tabla 16. Coeficiente de exceso de aire para los distintos “notch” de la locomotora.	37
Tabla 17. Resumen de flujos máxicos de combustible, aire y gases de escape para los distintos “notch” de la locomotora.	37
Tabla 18. Resumen de cálculo de calor específico aproximado de los gases de escape para los distintos “notch” de la locomotora.	37
Tabla 19. Cálculo de potencia disipada por los gases de escape para los distintos “notch” de la locomotora.	38
Tabla 20. Resumen de cálculo de las potencias total y de disipación en los sumideros, para los distintos “notch” de la locomotora.	38
Tabla 21. Cálculo de calor recuperable de los gases de escape con un ciclo Rankine, considerando una eficiencia del 27%.	39
Tabla 22. Consideraciones de operación del ciclo Rankine.	39
Tabla 23. Características de los procesos del ciclo Rankine.	40
Tabla 24. Cálculos de iteración en base a la presión P1.	40
Tabla 25. Cálculos de iteración en base a la presión P3.	40
Tabla 26. Cálculos de iteración en base al flujo máxico m.	41

Tabla 27. Resumen de las características generales del ciclo Rankine considerado.....	41
Tabla 28. Características generales para el diseño del intercambiador de calor.	43
Tabla 29. Resumen de cálculos del coeficiente de convección del intercambiador de calor, para distintos valores de Nz.	46
Tabla 30. Dimensiones de intercambiadores de calor de placas soldadas, marca Kaori.	46
Tabla 31. Características generales del intercambiador de calor seleccionado.	47
Tabla 32. Características generales de la turbina de vapor seleccionada.....	48
Tabla 33. Características generales del generador eléctrico..	48
Tabla 34. Características generales de la bomba de impulsión seleccionada.	48
Tabla 35. Características generales del condensador seleccionado.	48
Tabla 36. Consumo de combustible promedio utilizando los “notch” 5 al 8.....	49
Tabla 37. Ahorro promedio mensual de combustible al utilizar el “notch” 5 y evitar los “notch” 6 al 8.....	50
Tabla 38. Ahorro promedio anual de combustible.	50
Tabla 39. Ahorro promedio de combustible hasta un período de cinco años.	50
Tabla 40. Costos estimados de adquisición, instalación, operación y mantenimiento de los equipos del sistema de recuperación de calor.	51
Tabla 41. Peso total estimado del sistema de recuperación de calor.....	52

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Principales fuentes de pérdidas de calor en un motor de combustión interna.....	4
Figura 2. Proporción de la energía del combustible perdida a través de corrientes de calor de desperdicio.. ..	5
Figura 3. Configuración de un ciclo superior de turbina de gas con CHP.....	6
Figura 4. Capacidad de sistemas CHP en los Estados Unidos por sector.	7
Figura 5. Diagrama de un sistema WHP	8
Figura 6. Planta ORC de generación de potencia	9
Figura 7. Red de vías de Ferrovial Andina S.A.	10
Figura 8. Distribución de partes y componentes de una locomotora serie 1000.. ..	11
Figura 9. Especificaciones de locomotoras serie 1000.	12
Figura 10. Sistemas operativos básicos de un motor de combustión interna.....	13
Figura 11. Instrumentos y equipos de medición utilizados.....	17
Figura 12. Puntos de medición de temperatura en los diferentes sistemas del motor.....	18
Figura 13. Motor diésel MTU 12 V 956 TB 11.	19
Figura 14. Puntos de medición marcados en el motor.	20
Figura 15. Puntos de medición marcados en el motor (continuación).....	21
Figura 16. Distribuciones aproximadamente lineales de las mediciones de temperatura del sistema de refrigeración.	24
Figura 17. Distribuciones aproximadamente lineales de las mediciones de temperatura del sistema de lubricación.....	25
Figura 18. Distribuciones aproximadamente lineales de las mediciones de temperatura de los sistemas de admisión y combustible.. ..	26
Figura 19. Temperaturas vs. frecuencia de rotación del eje del motor.....	27
Figura 20. (Figura 12. repetida).. ..	29
Figura 21. Potencia de salida vs. la frecuencia de rotación.	35
Figura 22. Límites de variación del coeficiente α en función de la carga	36
Figura 23. Ciclo Rankine simulado, mostrando las características de sus equipos y los puntos del sistema.....	42
Figura 24. Gradiente de temperatura para flujo contracorriente en un intercambiador.. ..	43
Figura 25. Película a cada lado de una pared metálica.. ..	43

RESUMEN

Los motores de combustión interna son máquinas térmicas que convierten la energía química del combustible en energía mecánica rotacional. Para garantizar su correcto funcionamiento, mantener las temperaturas operativas adecuadas, y minimizar el desgaste, es necesario disipar grandes cantidades de calor al entorno. Sin embargo, esta disipación también representa una reducción significativa en la eficiencia energética del motor, alcanzando aproximadamente el 55% en motores diésel, y alrededor de un 35% en motores de gasolina.

La recuperación de calor subproducto para la generación de energía adicional, es ampliamente reconocida en la industria a nivel global. La tecnología de recuperación de calor de desperdicio consiste en dar un uso funcional a la energía térmica, que de otra forma sería transferida al ambiente. Ejemplos de su aplicación en motores de combustión interna, incluyen la utilización del calor del refrigerante del motor, o la implementación de ciclos inferiores para producir trabajo adicional a partir de los gases de escape.

Al aprovechar el calor residual de un motor térmico, se logra un uso dual de la energía del combustible, lo que incrementa la eficiencia energética de la máquina y, al mismo tiempo, reduce las emisiones contaminantes. Además, este enfoque no solo contribuye a un modelo de economía circular más respetuoso con el medio ambiente, sino que también genera importantes ahorros económicos al optimizar el consumo de combustible.

En esta investigación, se ha analizado la recuperación de calor de las corrientes residuales en un motor diésel ferroviario. Los resultados indican que la corriente de los gases de escape, debido a sus altas temperaturas y mayor capacidad energética, es la más adecuada para recuperar un volumen importante de energía, el cual puede ser reinyectado en la locomotora para satisfacer necesidades energéticas adicionales.

El sistema de aprovechamiento de calor propuesto en esta investigación se basa en un ciclo Rankine capaz de recuperar alrededor de un 26.40% de la energía térmica contenida en los gases de escape, generando una potencia máxima de 400.9 kW. Se sugiere que la locomotora opere en el punto de aceleración máxima correspondiente al “notch” 5, en combinación con la potencia recuperada por el ciclo Rankine. De este modo, se logra evitar el uso de los “notch” 6, 7 y 8, que implican un mayor consumo energético. El ahorro económico resultante se traduce en una ganancia neta anual de aproximadamente Bs.799 952.

Palabras clave: *Recuperación de calor; Motor diésel ferroviario; Ciclo Rankine*

SUMMARY

Internal combustion engines are thermal machines that convert the chemical energy of fuel into rotational mechanical energy. To ensure proper operation, maintain appropriate operating temperatures, and minimize wear, it is necessary to dissipate large amounts of heat into the environment. However, this dissipation also represents a significant reduction in the engine's energy efficiency, reaching approximately 55% in diesel engines, and around 35% in gasoline engines.

The recovery of by-product heat for additional power generation is widely recognized in the industry globally. Waste heat recovery technology involves giving a functional use to thermal energy, which would otherwise be released into the environment. Examples of its application in internal combustion engines include the use of heat from the engine's coolant, or the implementation of bottoming cycles to produce additional work from exhaust gases.

By taking advantage of the waste heat from a thermal engine, a dual use of the fuel's energy is achieved, which increases the energy efficiency of the machine and, at the same time, reduces pollutant emissions. Furthermore, this approach not only contributes to a more environmentally friendly circular economy model, but also generates significant economic savings by optimizing fuel consumption.

In this research, the recovery of waste heat streams in diesel locomotive engine was analyzed. The results indicate that the exhaust gas stream, due to its high temperatures and greater energy capacity, is the most suitable for recovering a significant volume of energy, which can be reinjected into the locomotive to meet additional energy needs.

The heat recovery system proposed in this research is based on a Rankine cycle capable of recovering around 26.40% of the thermal energy contained in the exhaust gases, generating a maximum power of 400.9 kW. It is suggested that the locomotive operate at throttle notch 5, in combination with the power recovered by the Rankine cycle. This allows for the avoidance of using the higher energy-consuming notches 6, 7 and 8. The resulting economic savings translate into an annual net profit of approximately Bs.799,952.

Key words: *Recovery of by-product heat; Diesel locomotive engine; Rankine cycle*

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 Introducción

La planificación energética mundial para el año 2040, contempla desarrollos tecnológicos continuos en el aprovechamiento de la energía que garanticen mejores eficiencias (CAPP, s.f.). Asimismo, agencias internacionales como la IEA (*International Energy Agency*) proyectan un uso creciente de fuentes renovables limpias, y aunque el petróleo y gas natural seguirán abasteciendo la demanda energética más importante del planeta por las siguientes dos décadas (CAPP, s.f.), se hace preciso alcanzar un mayor control de emisiones contaminantes y disminución de la huella de carbono de las fuentes de energía, tanto nuevas como actuales.

Los motores de combustión interna son máquinas térmicas que operan con combustibles fósiles, ya sea gasolina, diésel, o gas natural. Según *Rolls-Royce Power Systems*, estos motores son ampliamente utilizados en sectores industriales, como ser generación de energía eléctrica continua en plantas de ciclo combinado, o estabilización de redes en áreas remotas; en grupos electrógenos para abastecer energía de respaldo, y de misión crítica en hospitales o centros de datos; para equipos de transporte y maquinaria de las industrias minera, de petróleo y gas, y ferrocarril; industria marina y de yates, para la propulsión de sus embarcaciones; y en el área gubernamental, para la generación de energía a bordo en tierra y mar.

El balance energético de los motores térmicos de gasolina, muestra que alrededor del 30% de la energía del combustible es desperdiciada a través de los gases de escape, y en porcentaje similar a través del líquido refrigerante (Wettstädt & Dubbel, 1975). Para motores diésel, Ferguson (1986) indica que las pérdidas de energía en gases de escape oscilan alrededor del 45%, y del 10 al 15% a través del refrigerante del motor.

Al implementar sistemas de aprovechamiento del calor en motores de combustión interna, se mejora la eficiencia del equipo, se producen ahorros económicos al reducir el consumo de combustible, y además se obtienen beneficios ambientales al tener menores emisiones de gases contaminantes para la misma cantidad de energía útil generada.

1.2 Planteamiento del problema de investigación

Motores de combustión interna diésel de grandes capacidades son utilizados para la propulsión de trenes y ferrobuses. Estas máquinas no trabajan a su plena capacidad, debido a que la cantidad total de energía que desperdician en forma de calor supera el 55%.

Los sistemas de recuperación de calor para motores de combustión interna no son conocidos en nuestro medio, y sus beneficios aún no han sido explorados. Para el caso de una locomotora, una vez recuperado, el calor subproducto puede abastecer demandas energéticas propias de la máquina, ya sea en la producción de energía adicional para alimentar generadores eléctricos, o incluso para calefacción o refrigeración de la cabina.

1.3 Formulación del problema

¿Cuál es la mejor forma de aprovechar la energía térmica que actualmente es desperdiciada en los ciclos de combustión de motores ferroviarios?

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general

Determinar el mejor sistema de aprovechamiento de la energía desperdiciada en motores de combustión interna de la industria ferroviaria.

1.4.2 Objetivos específicos

- a) Determinar el volumen de energía desperdiciado en los motores de combustión interna ferroviarios.
- b) Dimensionar el sistema de aprovechamiento de calor.
- c) Diseñar la ingeniería conceptual del proyecto.
- d) Evaluar técnica y económicamente la implementación del sistema de aprovechamiento de calor.

1.5 Hipótesis de la investigación

H1: Es posible recuperar cantidades útiles de calor del proceso de combustión de motores ferroviarios, a partir de sus gases de escape y del sistema de refrigeración.

Ho: No es posible recuperar cantidades útiles de calor del proceso de combustión de motores ferroviarios, a partir de sus gases de escape y del sistema de refrigeración.

1.6 Justificación de la investigación

Los motores de combustión interna son utilizados para generar energía mecánica rotacional, y en el proceso pueden llegar a desperdiciar grandes cantidades de energía en forma de calor, por encima del 55% de la energía del combustible. Tras recuperarse parte de este calor, pueden abastecerse requerimientos energéticos adicionales, con lo que se mejora la eficiencia energética de la máquina. Al mismo tiempo se perciben beneficios ambientales, puesto que el uso dual de la energía del combustible permitirá tener menores emisiones contaminantes, respondiendo a un modelo de economía circular.

Por otro lado, en la realidad de nuestro país, la recuperación de calor de desperdicio está únicamente centrada en plantas de cogeneración, donde la energía térmica es recuperada de los gases de escape de la cámara de combustión¹, para accionar un segundo sistema de generación eléctrica adicional. Los motores térmicos industriales pueden tener capacidades de hasta 10 MW de potencia (Fields, 2016), lo que los convierte en opciones interesantes para recuperar calor de desperdicio, sin embargo en nuestro medio usualmente no tienen la atención necesaria para esta finalidad.

1.7 Límites y alcances de la investigación

La investigación se limita a motores diésel de locomotoras de Ferroviana Andina S.A. que recorren el altiplano boliviano, por encima de los 3 600 m.s.n.m., y que están caracterizados por su potencia elevada, en el rango de 950 a 1 800 KW.

Por otro lado, los alcances del estudio incluyen la determinación del mejor sistema de aprovechamiento de energía desperdiciada en motores ferroviarios, el dimensionamiento y definición de la ingeniería conceptual del sistema, pero no así su construcción.

Finalmente, se dan por válidas las fórmulas plasmadas en CAPÍTULO III.

¹ Usualmente una turbina de gas (Sin Filtro Bolivia, 2018).

CAPÍTULO II

FUNDAMENTO TEÓRICO



CAPÍTULO II

FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 Antecedentes de la investigación

2.1.1 Waste Heat Recovery

La tecnología de recuperación de calor de desperdicio, también llamada WHR (*Waste Heat Recovery*), consiste en el uso funcional de la energía térmica que de otra forma sería transferida al ambiente (Jääskeläinen, DieselNet, 2019). Ejemplos de recuperación de calor subproducto en motores de combustión interna, incluyen (Jääskeläinen, DieselNet, 2019): **i)** uso del calor en el refrigerante del motor para calefacción de la cabina, **ii)** turbo alimentación para incrementar la densidad de potencia, **iii)** ciclos inferiores para producir trabajo adicional a partir de gases de escape, **iv)** integración del múltiple de escape para facilitar el calentamiento del motor, etc.

Los caminos principales para el escape de calor en un motor de combustión interna, que son candidatos potenciales para WHR, incluyen los gases de escape, el líquido refrigerante, así como los sistemas EGR (recirculación de gases de escape) y los enfriadores de aire (Jääskeläinen, DieselNet, 2019); ver Figura 1.

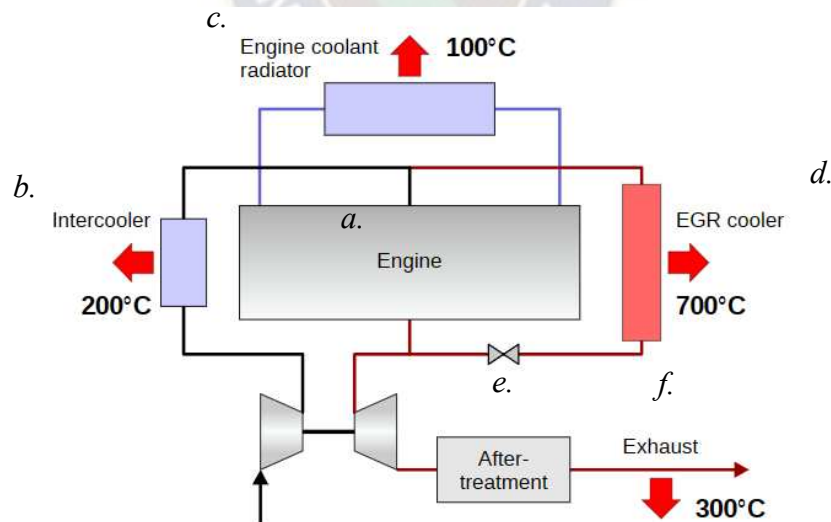


Figura 1. Principales fuentes de pérdidas de calor en un motor de combustión interna: a. motor, b. intercambiador, c. radiador del sistema de refrigeración, d. enfriador del sistema EGR, e. post-tratamiento, f. escape. Fuente: (Jääskeläinen, DieselNet, 2019).

La Figura 2 ilustra el balance energético de un motor diésel de vehículo pesado², que incluye el trabajo a la salida del eje, y pérdidas de calor para tres configuraciones de potencia del motor. En el eje de las abscisas están las potencias de operación, y en las ordenadas las fracciones porcentuales de energía del combustible por cada corriente de desperdicio. Al trabajo en el eje se destina alrededor del 40% de la energía total del combustible, mientras que los sumideros de calor son: pérdida de energías por gases de escape 25%, por el líquido refrigerante hasta 12%, en el intercooler de aire (CAC) hasta un 8%, y otras pérdidas hasta un 21%.

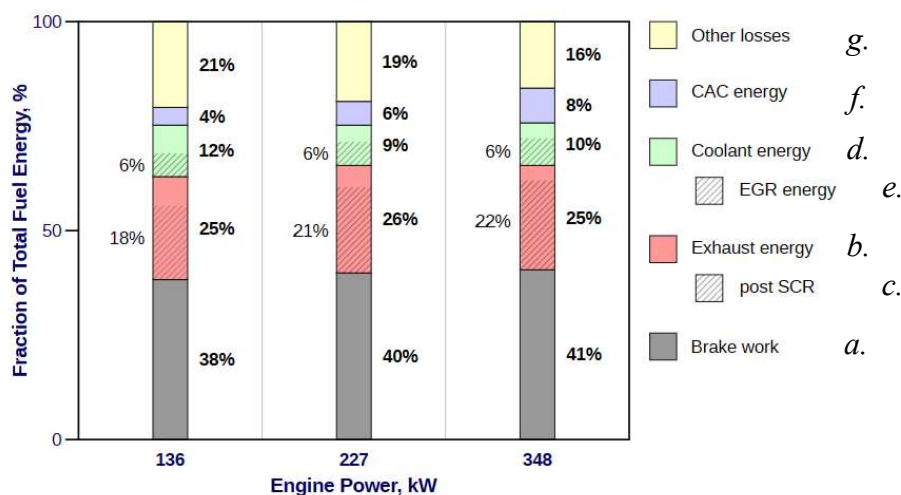


Figura 2. Proporción de la energía del combustible perdida a través de corrientes de calor de desperdicio: a. trabajo en el eje, b. energía en el escape, c. post SCR, d. energía en el refrigerante, e. energía en sistema EGR, f. pérdidas en el intercooler de aire, g. otras pérdidas. Fuente: (Jääskeläinen, DieselNet, 2019).

De acuerdo a Jääskeläinen (2019), la utilidad de estas fuentes de calor para los propósitos de WHR dependen de tres factores: **i)** su temperatura, **ii)** la cantidad de calor disponible por cada fuente, **iii)** y la cantidad de calor de cada fuente que puede ser recuperada.

Dentro de las tecnologías WHR para motores de combustión interna, las de mayor relevancia según Jääskeläinen (2019) son las siguientes:

- Intercambiadores de calor: para uso comercial;
- Configuraciones con turbinas: para uso comercial;
- Ciclos inferiores: para uso comercial en motores de gran capacidad y motores marinos; ciclos de Rankine y de Rankine orgánicos son usados para motores de vehículos pesados;

² Motor: 2011 12.8 L Mack MP8-505C 505 HP (377 kW) @1 800 rpm/1810 ft-lb (2 454 Nm) @1 100 rpm. Emisiones EPA 2010. HP EGR/DOC-DPF-SCR.

- Generadores termoeléctricos: para aplicaciones comerciales, sin embargo, aún se encuentran en investigación;
- Recuperación termoquímica: se encuentra en desarrollo;
- Recuperación termoacústica: se encuentra en desarrollo.

2.1.2 Sistemas CHP

Los sistemas de calor y potencia combinados, también llamados de cogeneración o CHP (*Combined Heat and Power*), son sistemas que generan electricidad y calor útil simultáneamente de una sola fuente de energía. Mientras que el sistema convencional de generación separada de potencia y calor útil tienen una eficiencia combinada de 45%, los sistemas CHP pueden incrementar significativamente su eficiencia, incluso hasta un 80% (Meegan Kelly, 2016), disminuyendo a su vez el consumo de combustible innecesario (Fields, 2016). Estos sistemas también son reconocidos por su potencial en reducir de forma importante las emisiones de carbono y generar confiablemente energía, inclusive durante situaciones de emergencia (Fields, 2016).

Los CHP pueden ser configurados de una de dos maneras, como ciclo superior o como ciclo inferior. En los primeros el combustible es quemado en unidades primarias, tales como motores de combustión interna, turbinas de gas o combustión, turbinas de vapor, microturbinas, o celdas de combustible, para así generar electricidad (Fields, 2016). En el ciclo inferior el combustible es quemado para proveer calor útil a un horno u otro proceso industrial y el calor rechazado del proceso es luego utilizado para generación de electricidad (Fields, 2016). Usualmente los CHP generan el calor útil a partir de los gases de escape de la unidad de combustión.

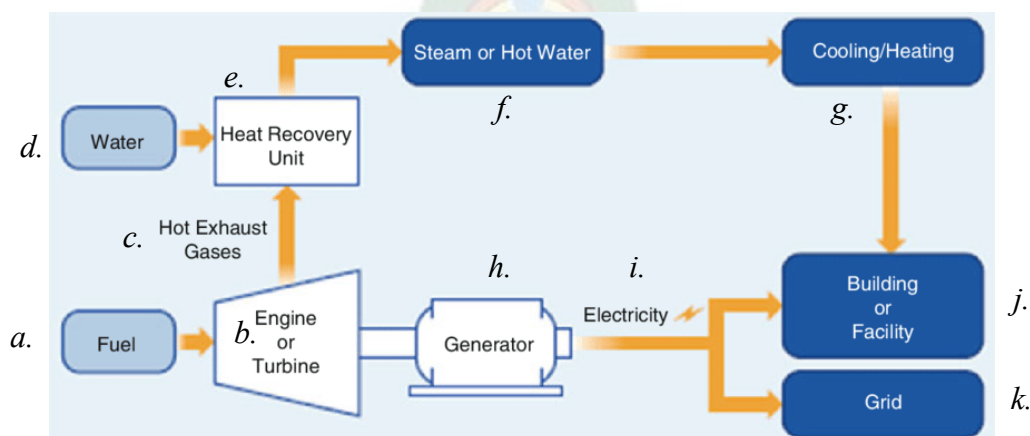


Figura 3. Configuración de un ciclo superior de turbina de gas con CHP: a. combustible, b. motor o turbina, c. gases calientes de escape, d. agua, e. unidad de recuperación de calor, f. vapor o agua caliente, g. refrigeración o calefacción, h. generador eléctrico, i. energía eléctrica, j. instalación, k. red. Fuente: (Mcdaniel & Zohuri, 2018).

El concepto de los sistemas CHP fue utilizado por primera vez en 1882 en la *Thomas Edison's Pearl Street Station*, la primera central de energía de los Estados Unidos. Sin embargo, no fue hasta que la Ley de Políticas Regulatorias de Servicios Públicos de los Estados Unidos fue promulgada, para que los sistemas CHP aumenten progresivamente su capacidad a partir de 1990. Actualmente, solo en Estados Unidos existen alrededor de 4 300 instalaciones de CHP (Fields, 2016).

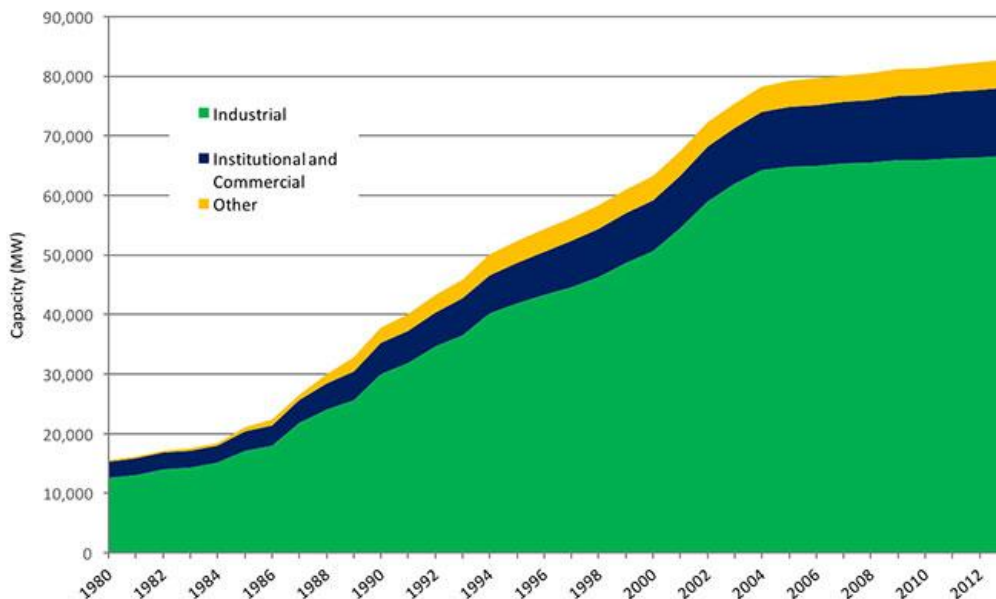


Figura 4. Capacidad de sistemas CHP en los Estados Unidos por sector (color): verde-industrial, azul-institucional y comercial, amarillo-otros. Fuente: (Meegan Kelly, 2016)

2.1.3 Sistemas WHP

La recuperación de calor para generación de potencia es un tipo de CHP sin explotar aún, que consiste en el uso de una única fuente para producir energía térmica y electricidad. Las corrientes de calor de desperdicio pueden ser usadas para generar potencia en lo que se llama ciclo inferior CHP, otro término para WHP (*Waste Heat to Power Systems*) (Combined Heat and Power Partnership, 2022). En esta configuración, el combustible es primeramente usado para generar potencia. La ventaja clave de los sistemas WHP es que utilizan el calor de procesos térmicos existentes que de otra manera sería desperdiciado, para producir electricidad o potencia mecánica, contrariamente a procesos tradicionales que requerirían consumo adicional para este propósito.

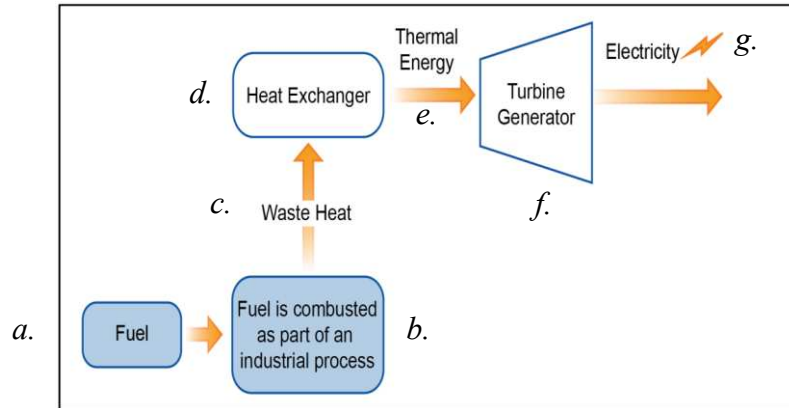


Figura 5. Diagrama de un sistema WHP: a. combustible, b. combustión como parte de un proceso industrial, c. calor de desperdicio, d. intercambiador de calor, e. energía térmica, f. turbogenerador, g. energía eléctrica. Fuente: (Combined Heat and Power Partnership, 2022).

El uso de energía industrial representa la mayor fuente potencial de generación WHP. El 2020, el sector industrial utilizó la mayor parte de energía de los Estados Unidos, representando más de un 33% de toda la energía consumida domésticamente. Aproximadamente un tercio de la energía consumida por industria es descargado como pérdidas térmicas directamente a la atmósfera o a los sistemas de refrigeración. Estas descargas son el resultado de ineficiencias del proceso y la inhabilidad de los procesos existentes de recuperar y usar las corrientes de exceso de energía (Combined Heat and Power Partnership, 2022).

La eficiencia de generar potencia a partir de calor de desperdicio recuperado, es principalmente dependiente de la temperatura de la fuente de calor desperdiciado (Combined Heat and Power Partnership, 2022). En general, la generación de potencia económicamente viable es aquella en la que la temperatura del calor de desperdicio supera los 500°F (Combined Heat and Power Partnership, 2022). Sin embargo, tecnologías emergentes como los ciclos Rankine orgánicos, también ORC, permiten bajar este límite de temperatura (Combined Heat and Power Partnership, 2022).

Se estima que la cantidad de calor de desperdicio recuperable a altas temperaturas (mayores a 450°F) en los Estados Unidos, abastece 7 600 megavatios de capacidad de generación eléctrica (Combined Heat and Power Partnership, 2022). Los sistemas ORC pueden producir electricidad de fuentes de calor de desperdicio a menores temperaturas, pero su potencial no ha sido aún cuantificado (Combined Heat and Power Partnership, 2022).

2.1.4 Sistemas ORC

Los sistemas ORC, también llamados Ciclo Rankine Orgánicos, convierten calor en electricidad. Sin importar la fuente de calor, no se generan nuevas emisiones en la conversión a electricidad, lo que hace que el proceso no emita gases contaminantes.

Estos ciclos emplean los mismos principios básicos que turbinas de vapor, en el hecho de que el fluido es cíclicamente calentado, expandido en la turbina, y luego enfriado. Sin embargo, la diferencia más importante es que en lugar de utilizar agua, la tecnología ORC utiliza un fluido orgánico con un punto de ebullición más bajo que el del agua, lo que hace a estos sistemas la mejor elección para reutilización de calor en temperaturas entre los 120°C y los 450°C (Terrapin, s.f.).

A pesar que la tecnología ORC opera a menores temperaturas y presiones que las turbinas de vapor, los componentes de los ciclos de Rankine orgánicos no son muy diferentes, e incluyen (Figura 6):

1. Una turbina que es impulsada por el fluido expandible, generando energía eléctrica;
2. Intercambiadores de calor que extraen el calor de la fuente de calor de desperdicio y la transfieren al fluido orgánico;
3. Un condensador que condensa al fluido de trabajo;
4. Una bomba de alimentación que presuriza el fluido de trabajo y lo impulsa por todo el sistema ORC.

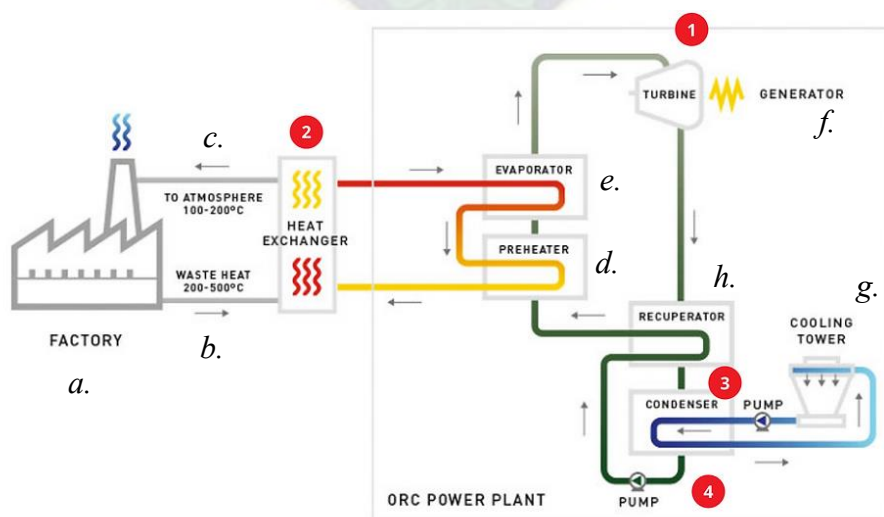


Figura 6. Planta ORC de generación de potencia: a. industria, b. calor de desperdicio, c. a la atmósfera, d. precalentador, e. evaporador, f. generador eléctrico, g. torre de enfriamiento, h. recuperador de calor. Fuente: (Terrapin, s.f.)

2.2 Marco teórico

2.2.1 Ferroviana Andina S.A.

Ferroviana Andina S.A. es una empresa boliviana que brinda servicios integrales de transporte de carga y pasajeros. En la actualidad, cuenta con más de 1 800 kilómetros de vía operativa que atraviesa los departamentos de La Paz, Oruro, Cochabamba, Potosí y Chuquisaca, y vincula Bolivia con Chile, Argentina y Perú (Ferroviana Andina S.A., s.f.); Ver Figura 7.



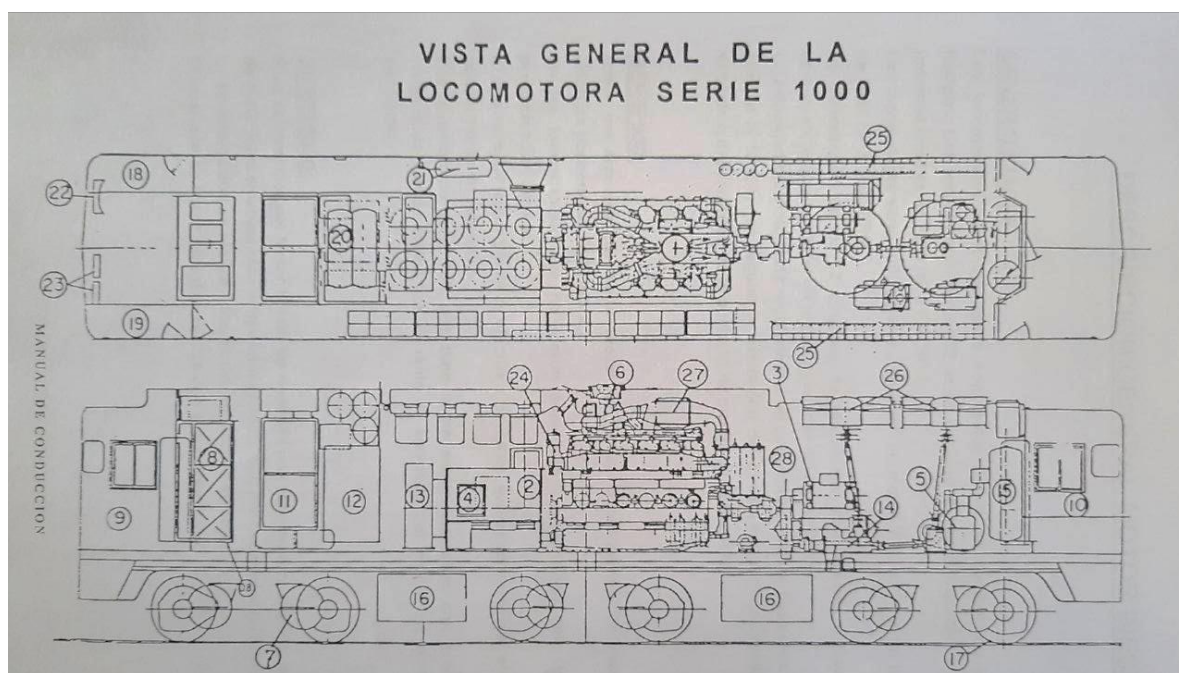
Figura 7. Red de vías de Ferroviana Andina S.A. Fuente: (Ferroviana Andina S.A., s.f.).

Al presente, cuentan con tres tipos de locomotoras, la serie 900, la 1000 y las SALI (*South American Light Locomotive*), siendo estas últimas las más modernas, y la serie 900 las más antigua. En la Figura 8 se muestra la distribución de partes y componentes de una locomotora serie 1000.

Algunas características generales de las locomotoras serie 1000 se muestran en la Tabla 1:

Fecha de puesta en servicio	Julio 1978
Número de cilindros	6 x 2 = 12
Carga máxima sobre un eje	15 toneladas
Potencia reducida a 3800 m.s.n.m.	2 028 HP
Peso en orden de servicio	90 T
Capacidad de aceite lubricante	450 l
Capacidad de agua de refrigeración	800 l
Capacidad de combustible	4 800 l

Tabla 1. Características de locomotoras serie 1000. Obtenido de Ferroviana Andina S.A.



- | | |
|--------------------------------------|---------------------------------|
| 1 motor diésel | 15 depósitos de aire |
| 2 alternador principal | 16 tanque de combustible |
| 3 alternador auxiliar | 17 rueda |
| 4 generador excitatriz | 18 lado maquinista |
| 5 compresor de aire | 19 lado auxiliar |
| 6 turbocompresor | 20 dep. aux. y gabinete de aire |
| 7 motor de tracción | 21 dep. aire arranque M.D. |
| 8 gabinete eléctrico | 22 tablero de control |
| 9 cabina 1 | 23 mesa de interruptores |
| 10 cabina 2 | 24 gobernador |
| 11 motor ventilador de F.D. | 24 radiador |
| 12 rectificador de corriente | 26 ventiladores |
| 13 ventilador de motores de tracción | 27 inter enfriadores |
| 14 acoplamiento hidráulico | 28 caja de engranajes |

Figura 8. Distribución de partes y componentes de una locomotora serie 1000. Obtenido de Ferroviana Andina S.A.

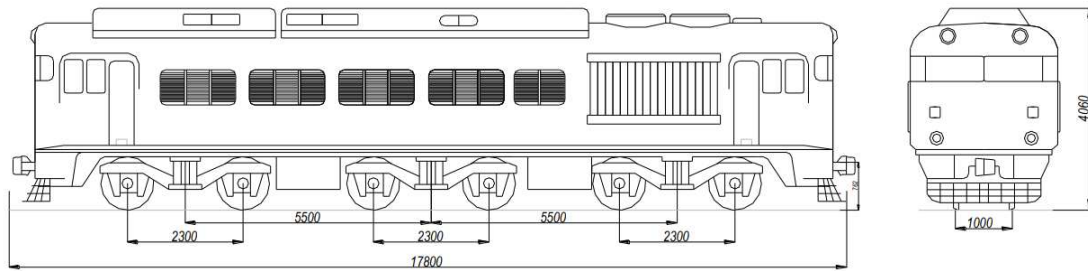


Figura 9. Especificaciones de locomotoras serie 1000. Obtenido de Ferroviana Andina S.A.

2.2.2 Motores diésel – balance térmico

Los motores diésel son motores de ignición por compresión. Su nombre se debe al ingeniero alemán que los ideó, Rodolfo Diesel. Desde 1930 han tenido una aplicación cada vez más creciente. En estos motores no hay un carburador que prepare la mezcla, ni sistema de encendido que la inflame (Paz, 1979). Los cuatro sistemas operativos (Figura 10) más importantes de un motor diésel son (Caterpillar, 2012):

- a. Sistema de admisión de aire y gases de escape
- b. Sistema de refrigeración
- c. Sistema de lubricación
- d. Sistema de combustible

Los sistemas *a* y *d* son los responsables de hacer combustionar la mezcla dentro del cilindro, proceso en el cual la energía química del combustible se transforma en energía mecánica y térmica. Luego, gran parte del calor es transferido por los sistemas *b* y *c* hacia la atmósfera.

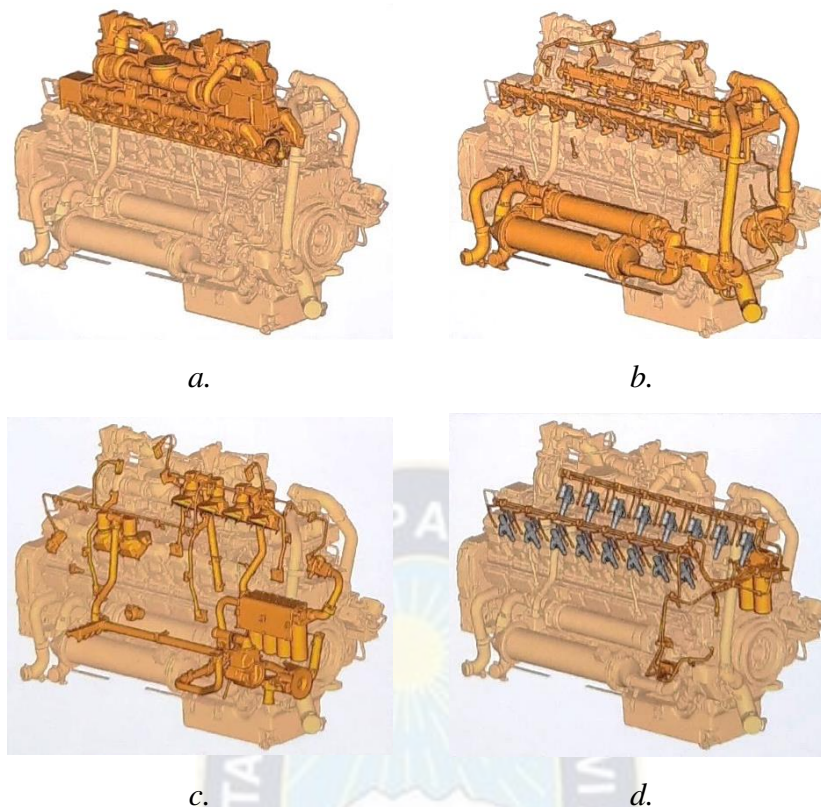


Figura 10. Sistemas operativos básicos de un motor de combustión interna: a. sistema de admisión de aire y gases de escape, b. sistema de refrigeración, c. sistema de lubricación, d. sistema de combustible. Fuente: (Caterpillar, 2012).

Para determinar la tendencia del aprovechamiento de calor y las vías de su mejoramiento, se debe establecer en qué proporción se gasta el calor introducido al motor. Con este fin, al investigar el motor se determinan las componentes del balance térmico, cuya ecuación es la siguiente:

$$\dot{Q}_t = N + \dot{Q}_w + \dot{Q}_e + \dot{Q}_{ci} + \dot{Q}_o + \dot{Q}_{ad}$$

Donde: \dot{Q}_t – cantidad total de calor introducido con el combustible al motor, N – calor equivalente al trabajo efectivo del motor, \dot{Q}_w – calor cedido al medio refrigerante, \dot{Q}_e – calor que se llevan los gases de escape del motor, \dot{Q}_{ci} – parte del calor del combustible que se pierde debido a su combustión incompleta, \dot{Q}_o – calor entregado al lubricante, \dot{Q}_{ad} – pérdidas no incluidas en las demás componentes del balance térmico, todos en kW .

Para el calor total:

$$\dot{Q}_t = PCI * \dot{m}_f$$

Donde: PCI – poder calorífico inferior en kJ/kg , \dot{m}_f – flujo másico del combustible en kg/h .

Para el calor cedido al refrigerante:

$$\dot{Q}_w = (\dot{m}c_p)_w (T_{w_{sal}} - T_{w_{ent}})$$

Donde: \dot{m} – flujo másico del refrigerante en kg/s , c_p – calor específico en $kJ/kg K$, $T_{w_{sal}}$ y $T_{w_{ent}}$ –temperaturas a la salida y entrada respectivamente, en $^{\circ}C$.

El calor entregado al aceite lubricante es:

$$\dot{Q}_o = (\dot{m}c_p)_o (T_{o_{sal}} - T_{o_{ent}})$$

Donde los términos son semejantes al anterior. Y finalmente, el calor que es llevado por los gases de escape:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e (c_{p_{T_e}} * T_e - c_{p_{T_o}} * T_o)$$

Donde: $\dot{m}_e * c_{p_{T_e}} * T_e$ – la cantidad de calor evacuado del cilindro con los gases de escape, $\dot{m}_e * c_{p_{T_o}} * T_o$ – la cantidad de calor introducida al cilindro del motor con la carga fresca, ambos en kW , T_e – temperatura de los gases quemados medida detrás del colector de escape, en $^{\circ}C$, T_o – temperatura de la carga fresca que entra al cilindro del motor, en $^{\circ}C$.

Como una aproximación, pueden usarse las propiedades del aire para los cálculos de los gases de escape de un motor diésel (Jääskeläinen, DieselNet Technology Guide, 2020); ver Tabla 2.

T	ρ	h	s	c_p	μ	k
260	1.340	260.0	6.727	1.006	0.165	0.0231
280	1.245	280.2	6.802	1.006	0.175	0.0247
300	1.161	300.3	6.871	1.007	0.185	0.0263
350	0.995	350.7	7.026	1.009	0.208	0.0301
400	0.871	401.2	7.161	1.014	0.230	0.0336
450	0.774	452.1	7.282	1.021	0.251	0.0371
500	0.696	503.4	7.389	1.030	0.270	0.0404
600	0.580	607.5	7.579	1.051	0.306	0.0466
800	0.435	822.5	7.888	1.099	0.370	0.0577
1 000	0.348	1046.8	8.138	1.141	0.424	0.0681
1 200	0.290	1278	8.349	1.175	0.473	0.0783
1 400	0.249	1515	8.531	1.207	0.527	0.0927

Tabla 2. Propiedades físicas del aire ($p = 101.13 \text{ kPa}$): T temperatura, K ; ρ densidad, kg/m^3 ; h entalpía específica, kJ/kg ; s entropía específica, $kJ/kg - K$; c_p calor específico a presión constante, $kJ/kg - K$; μ viscosidad, $10^{-4} Pa - s$; k conductividad térmica, $W/m - K$. Fuente: (Jääskeläinen, DieselNet Technology Guide, 2020).

CAPÍTULO III

TRABAJO DE CAMPO PARA LA
OBTENCIÓN DE DATOS BASE
PARA LA INVESTIGACIÓN



CAPÍTULO III

TRABAJO DE CAMPO PARA LA OBTENCIÓN DE DATOS BASE PARA LA INVESTIGACIÓN

3.1 Metodología de la investigación

El carácter del proyecto requiere una investigación cuantitativa no experimental tipo transversal, puesto que no implica una manipulación intencional de las variables, sino más bien observar y/o medir fenómenos que se dan en su contexto natural (Hernández Sampieri, Méndez Valencia, Mendoza Torres , & Cuevas Romo, 2017); en este caso, se cuantificó el calor de desperdicio de motores térmicos ferroviarios en sus diversas corrientes sumidero. La medición de variables se realizó una sola vez.

3.1.1 Operacionalización de variables

Variables independientes	Temperatura alta del aceite ($T_{o_{sal}}$) Temperatura baja del aceite ($T_{o_{ent}}$) Temperatura alta del refrigerante ($T_{w_{sal}}$) Temperatura baja del refrigerante ($T_{w_{ent}}$) Temperatura del colector de salida (T_e) Temperatura del aire de alimentación (T_a) Temperatura del combustible (T_f) Flujo másico de aceite (\dot{m}_o) Flujo másico del refrigerante (\dot{m}_w) Flujo másico de aire de entrada (\dot{m}_a) Flujo másico de combustible (\dot{m}_f) Potencia requerida por la locomotora (N)
Variables dependientes	Potencia de calor disipada a través del refrigerante (\dot{Q}_w) Potencia de calor disipada a través del aceite lubricante (\dot{Q}_o) Potencia de calor disipada a través de gases de escape (\dot{Q}_e) Indicador financiero (ROI)

Tabla 3. Variables del estudio. Elaboración propia.

Variable de entrada	TEMPERATURA	
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
$T_{o_{sal}}$	Temperatura alta del aceite	Cámara termográfica, pirómetro y termocupla
$T_{o_{ent}}$	Temperatura baja del aceite	
$T_{w_{sal}}$	Temperatura alta del refrigerante	
$T_{w_{ent}}$	Temperatura baja del refrigerante	
T_e	Temperatura del colector de salida	
T_a	Temperatura del aire de alimentación	
T_f	Temperatura del combustible	

Variable de entrada	FLUJO MÁSICO	
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
\dot{m}_o	Flujo másico de aceite	Estudio de documentación técnica
\dot{m}_w	Flujo másico del refrigerante	
\dot{m}_a	Flujo másico de aire de entrada	
\dot{m}_f	Flujo másico de combustible	

Variable de entrada	DEMANDA ENERGÉTICA	
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
N	Potencia requerida por la locomotora	Estudio del perfil de requerimiento energético

Variable de salida	POTENCIA DE CALOR	
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
\dot{Q}_w	Potencia de calor disipada a través del refrigerante	Cálculo de transferencia de calor
\dot{Q}_o	Potencia de calor disipada a través del aceite lubricante	
\dot{Q}_e	Potencia de calor disipada a través de gases de escape	

Variable de salida	INDICADOR FINANCIERO	
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
ROI	Retorno de la inversión	Cálculo de los indicadores financieros

Tabla 4. Medición y/o cálculo de las variables del estudio. Elaboración propia.

3.1.2 Tipo de investigación

El fenómeno a investigar en el proyecto, es la cantidad de calor de desperdicio recuperable de un motor ferroviario. En este estudio principalmente se medirán variables (temperaturas), y en consecuencia es una investigación descriptiva.

3.1.3 Instrumentos

Los instrumentos de medición utilizados (Figura 11) se enlistan en la Tabla 5:

N°	EQUIPO	MARCA	MODELO
1	Cámara termográfica	FLIR	FLIR-E49001 E60
2	Pirómetro	FLUKE	FLUKE 561
3	Termocupla	COEL	TE-AA/J
4	Anemómetro digital	MASTECH	MS6252B

Tabla 5. Instrumentos y equipos de medición utilizados.



Figura 11. Instrumentos y equipos de medición utilizados.

Las mediciones de temperatura se realizaron en los puntos indicados en la Figura 12 siguiente:

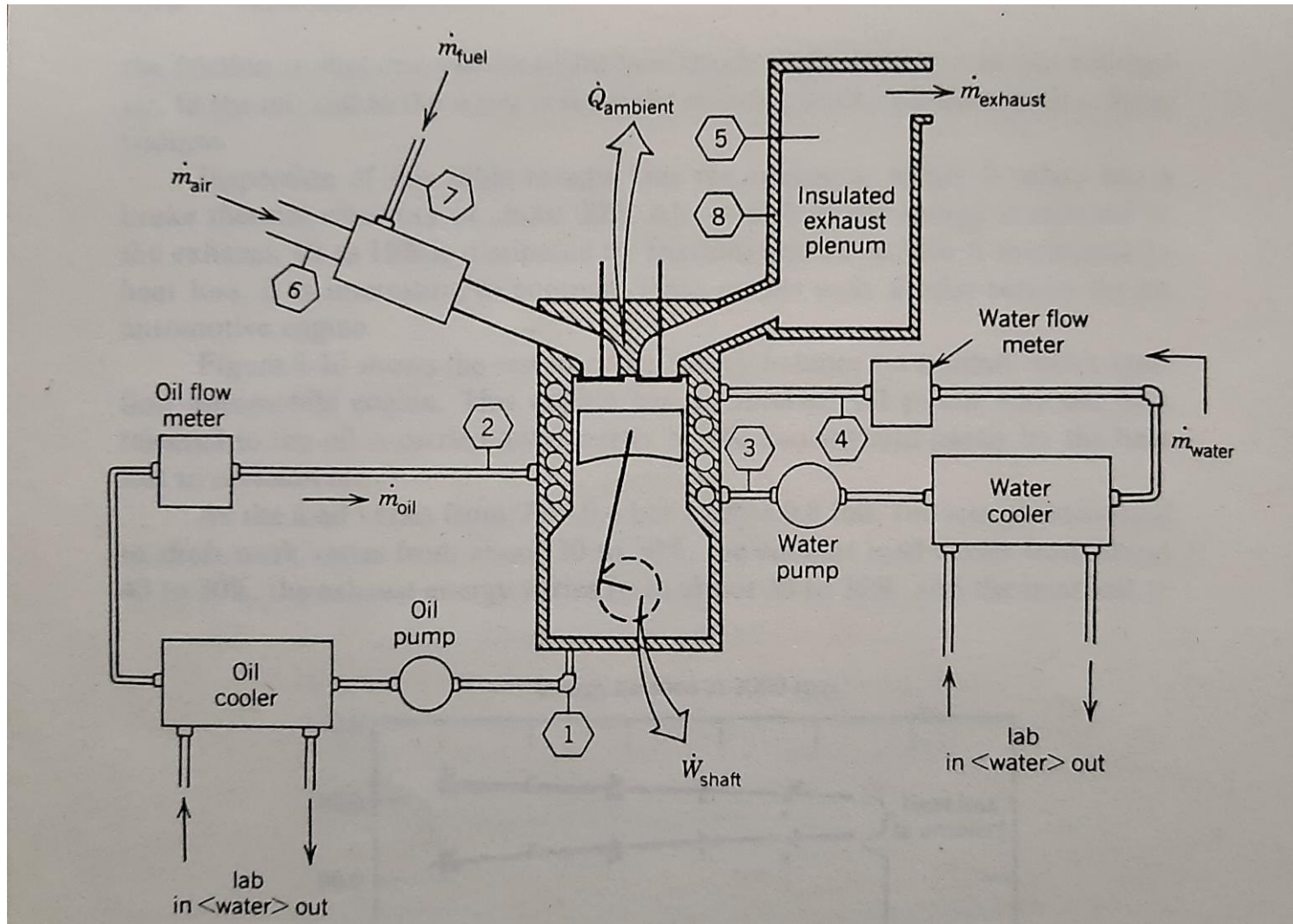
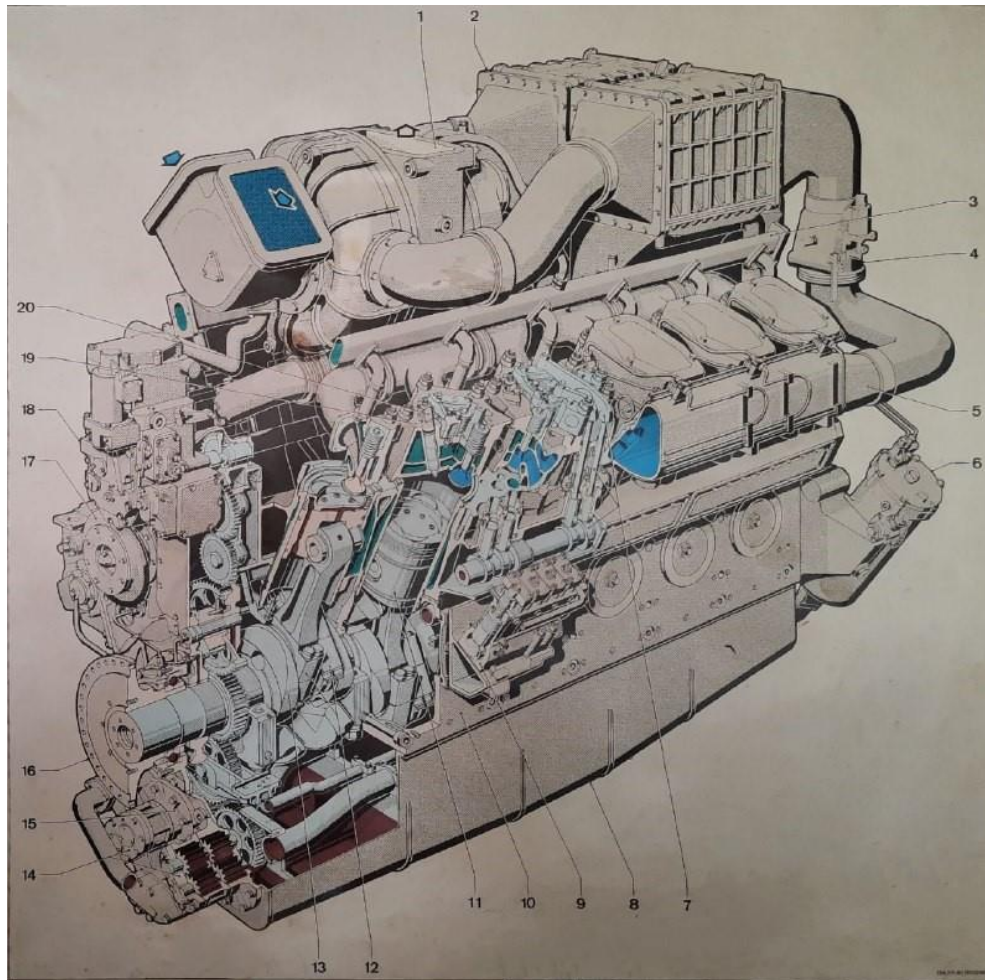


Figura 12. Puntos de medición de temperatura (marcados con hexágonos) en los diferentes sistemas del motor: 1. Salida del sistema de lubricación, 2. Entrada al sistema de lubricación, 3. Salida del sistema de refrigeración, 4. Entrada al sistema de refrigeración, 5. Mezcla de gases en el colector de escape, 6. Admisión de aire, 7. Admisión de combustible, 8. Pared del colector de escape. Para la medición de temperatura en los gases de escape solamente se consideró el punto 5. Fuente: (Ferguson, 1985).



1. Turbo sobrealimentador
2. Refrigerador del aire de carga
3. Conducto de salida del agua refrigerante
4. Chapaleta de cierre instantáneo
5. Tubo conductor del aire de carga
6. Filtro de discos de tamiz para el aceite del motor
7. Distribución
8. Cáster
9. Bomba de inyección de combustible
10. Bloque motor
11. Pistón
12. Biela
13. Árbol de cigüeñales
14. Bomba del aceite del mecanismo
15. Bomba del aceite de refrigeración de los pistones
16. Pletina de salida de fuerza, lado HKS
17. Bomba agua refrigerante del aire de carga
18. Regulador del motor
19. Culata
20. Inyector de combustible

Figura 13. Motor diésel MTU 12 V 956 TB 11. Obtenido de MTU.



Figura 14. Puntos de medición marcados en el motor: a. vista de la sala de máquinas, b. vista del motor, c. culata, d. tubería del aceite enfriado (2) y el enfriador de aceite (3).



e.



f.



g.



h.

Figura 15. Puntos de medición marcados en el motor (continuación): e. punto de medida para el aceite caliente (1) y el enfriador de aceite (2), f. tubería del agua caliente (3) y el colector de aire de admisión (6), g. tubería del agua enfriada, h. reunión de gases de escape.

Las temperaturas registradas en los distintos sistemas del motor medidas con el pirómetro fueron:

TEMPERATURAS (°C)									
MARCA	SISTEMA	PUNTO							
		1	2	3	4	5	6	7	8
		rpm							
		633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
6	AIRE	35.0	32.8	30.7	30.1	28.5	28.6	30.5	34.4
7	COMBUSTIBLE	46.7	53.2	55.3	54.4	52.7	57.6	60.0	65.7
3	AGUA	64.0	63.8	61.4	67.2	68.0	69.9	71.6	73.9
4		63.8	63.6	59.7	63.9	65.3	66.7	68.5	70.4
1	ACEITE	66.0	67.9	68.1	73.5	75.6	77.8	82.0	84.0
2		64.4	62.3	63.0	65.0	68.6	71.5	74.0	76.6

Tabla 6. Temperaturas obtenidas con el pirómetro. Elaboración propia.

Por otro lado, las temperaturas medidas con la cámara termográfica son:

TEMPERATURAS (°C)										DISTANCIA DE MEDICIÓN (cm)	TEMP. AMB. (°C)	HUMEDAD RELATIVA (%)
MARCA	SISTEMA	PUNTO										
		1	2	3	4	5	6	7	8			
		rpm										
		633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500			
6	AIRE	43.2	39.5	35.6	32.8	31.6	31.5	33.2	38.1	66.0	24.6	32.5
7	COMBUSTIBLE	49.5	46.2	41.7	40.7	41.6	43.9	47.7	56.0	60.0		
3	AGUA	81.5	80.4	76.9	84.2	85.3	87.0	89.0	92.3	34.0		
4		81.4	79.4	74.4	78.3	80.7	82.5	85.8	88.3	70.0		
1	ACEITE	85.5	87.4	89.7	96.0	100.2	104.0	107.6	115.1	150.0		
2		83.2	85.2	85.4	89.2	93.6	98.2	101.2	104.3	120.0		

Tabla 7. Datos obtenidos con la cámara termográfica y el anemómetro digital. Elaboración propia.

Para el sistema de escape las temperaturas fueron realizados con la termocupla, y las medidas son:

TEMPERATURAS (°C)									
MARCA	SISTEMA	PUNTO							
		1	2	3	4	5	6	7	8
		rpm							
		633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
5	ESCAPE	235.0	355.0	419.0	561.0	655.0	699.0	725.0	731.0

Tabla 8. Temperaturas obtenidas para los gases de escape con la termocupla. Elaboración propia.

CAPÍTULO IV

EVALUACIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS



CAPÍTULO IV

EVALUACIÓN Y TRATAMIENTO DE DATOS

4.1 Mediciones

Para los sistemas de aire, combustible, agua y aceite se tienen dos mediciones, realizadas con el pirómetro y la cámara termográfica. Las mediciones hechas con ambos instrumentos se compararon con distribuciones lineales; ver Figura 16, Figura 17 y Figura 18.

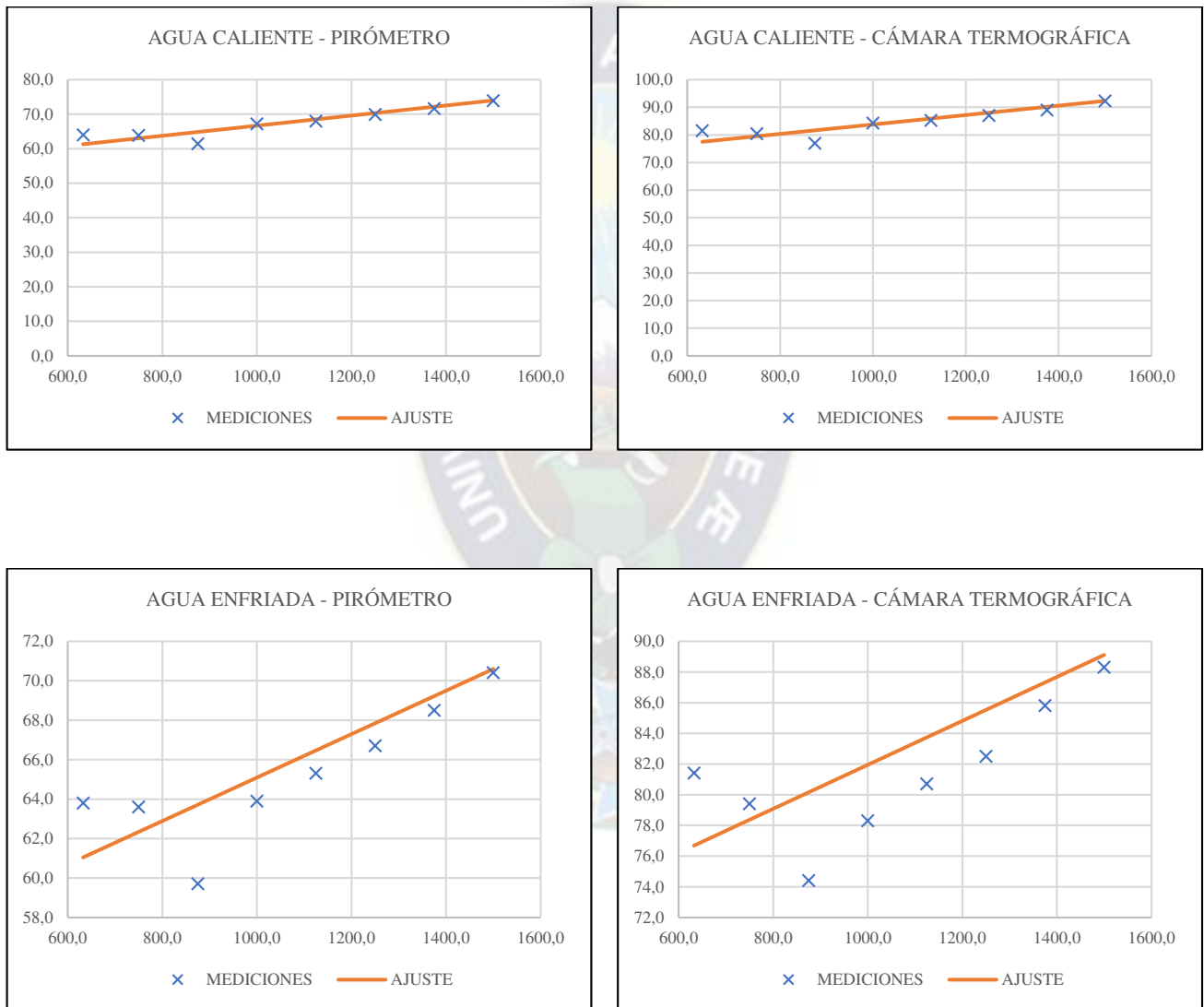


Figura 16. Distribuciones aproximadamente lineales de las mediciones de temperatura del sistema de refrigeración. Elaboración propia.

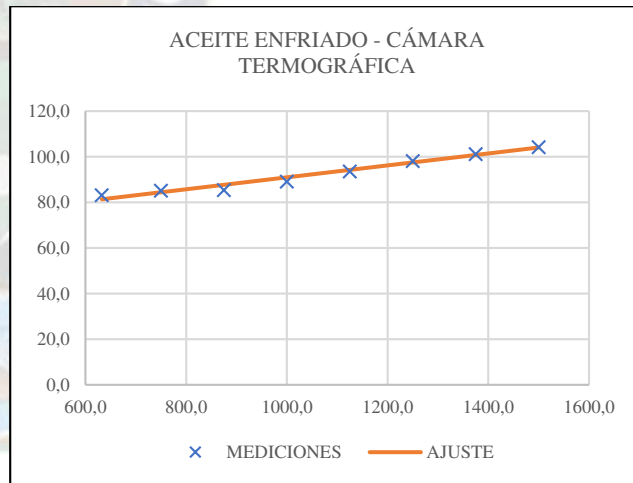
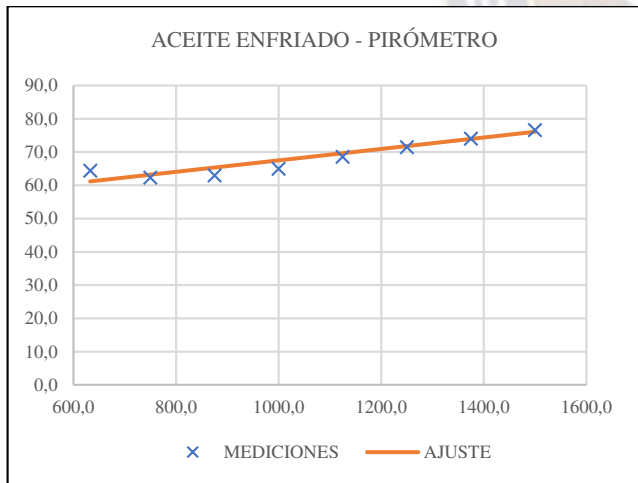
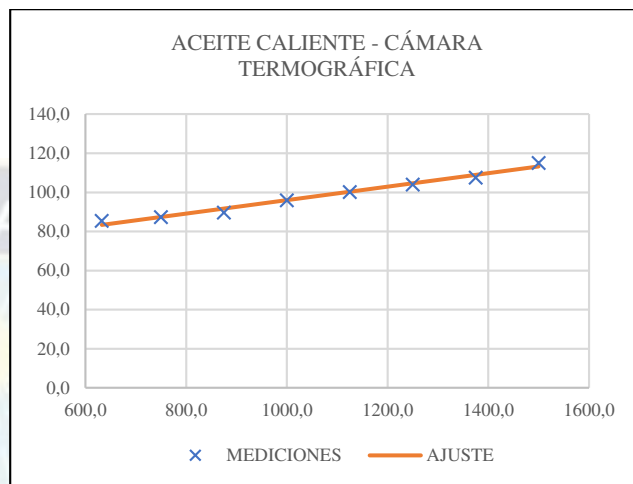
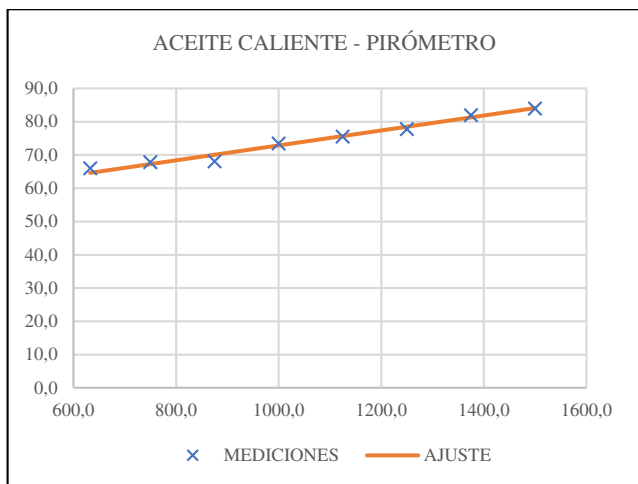


Figura 17. Distribuciones aproximadamente lineales de las mediciones de temperatura del sistema de lubricación. Elaboración propia.

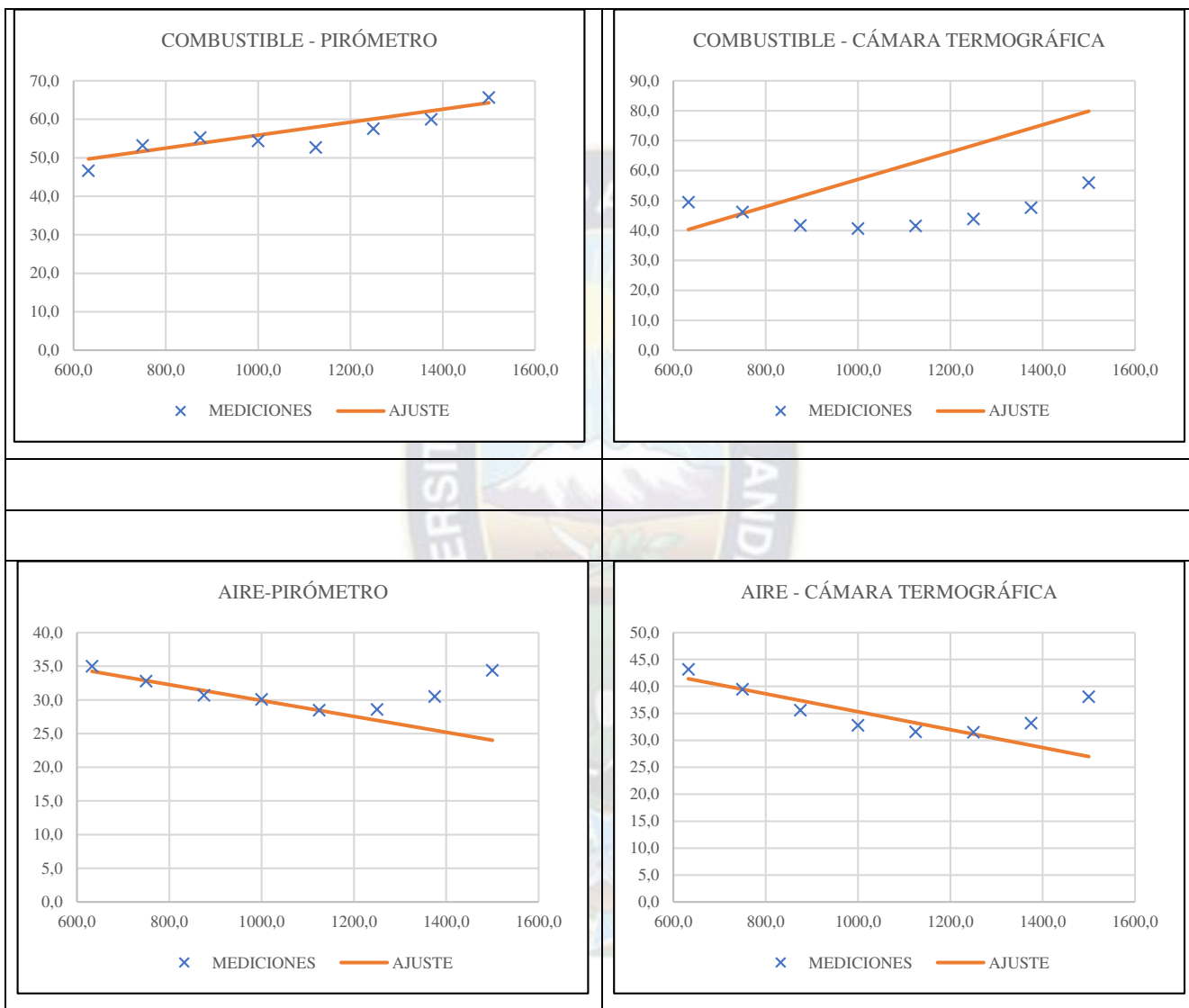


Figura 18. Distribuciones aproximadamente lineales de las mediciones de temperatura de los sistemas de admisión y combustible. Elaboración propia.

Debido a que para los sistemas de aire, combustible, agua y aceite se tienen dos mediciones, para fines prácticos se tomará como referencia el valor promedio entre ambas medidas (Figura 19).



Figura 19. Temperaturas vs. frecuencia de rotación del eje del motor. Elaboración propia.

Finalmente, los valores de temperatura que se tomarán son:

TEMPERATURAS (°C)									
MARCA	SISTEMA	PUNTO							
		1	2	3	4	5	6	7	8
		rpm							
		633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
6	AIRE	39.1	36.2	33.2	31.5	30.1	30.1	31.9	36.3
7	COMB.	48.1	49.7	48.5	47.6	47.2	50.8	53.9	60.8
3	AGUA	72.8	72.1	69.2	75.7	76.6	78.5	80.3	83.1
4		72.6	71.5	67.1	71.1	73.0	74.6	77.2	79.4
1	ACEITE	75.8	77.7	78.9	84.8	87.9	90.9	94.8	99.6
2		73.8	73.7	74.2	77.1	81.1	84.8	87.6	90.5
5	ESCAPE	235.0	355.0	419.0	561.0	655.0	699.0	725.0	731.0

Tabla 9. Temperaturas finales a ser consideradas. Elaboración propia.

4.2 Tratamiento de datos

4.2.1 Adquisición de datos adicionales

Luego de hacer una revisión de los documentos del motor estudiado, información facilitada por el personal técnico de la empresa, se recopiló los siguientes datos adicionales (Tabla 10):

PARÁMETRO	VALOR O DESCRIPCIÓN
Potencia en lugar	2 028 HP (@ 1 500 rpm)
Capacidad de la bomba de refrigeración a la cabeza del pistón	21.5 m ³ /h (@ 1 500 rpm)
Capacidad de la bomba de refrigeración del circuito primario de lubricación	21.5 m ³ /h (@ 1 500 rpm)
Capacidad de la bomba de lubricación del circuito primario	54.5 m ³ /h (@ 1 500 rpm)
Revoluciones máximas del turbo sobrealimentador	23 000 rpm
Consumo de combustible en margen principal de servicio	~ 225 g/kWh
Cilindrada (12 cilindros)	114.7 l
Relación de compresión	13:1
Tipo de anticongelante	Tecnología OAT (ácido orgánico)
Proporción de refrigerante - anticongelante	20% (solución acuosa)
Tipo de aceite lubricante	SAE 40
Carga total transportada en gradiente 3%	320 T
Carga total transportada en gradiente 0%	1 800 T
Tipo de carga	Mineral
Tiempo de operación diaria promedio	18 h
Puntos ("notch") de movimiento:	
A régimen de velocidad de carga	7 y 8
En freno	5 y 6
En arranque	3 y 4 (dependiente de la carga)

Tabla 10. Datos adicionales del motor estudiado. Elaboración propia.

4.2.2 Desarrollo de la investigación

La cantidad total de calor que ingresa al motor se calcula por:

$$\dot{Q}_t = PCI * \dot{m}_f$$

Donde: \dot{Q}_t – calor total en kW PCI – poder calorífico inferior en kJ/kg , y para el diésel es alrededor de $43\ 000\ kJ/kg$, \dot{m}_f – flujo másico del combustible en kg/h . Al ser \dot{m}_f función de la frecuencia de rotación (n) \dot{Q}_t es variable y creciente.

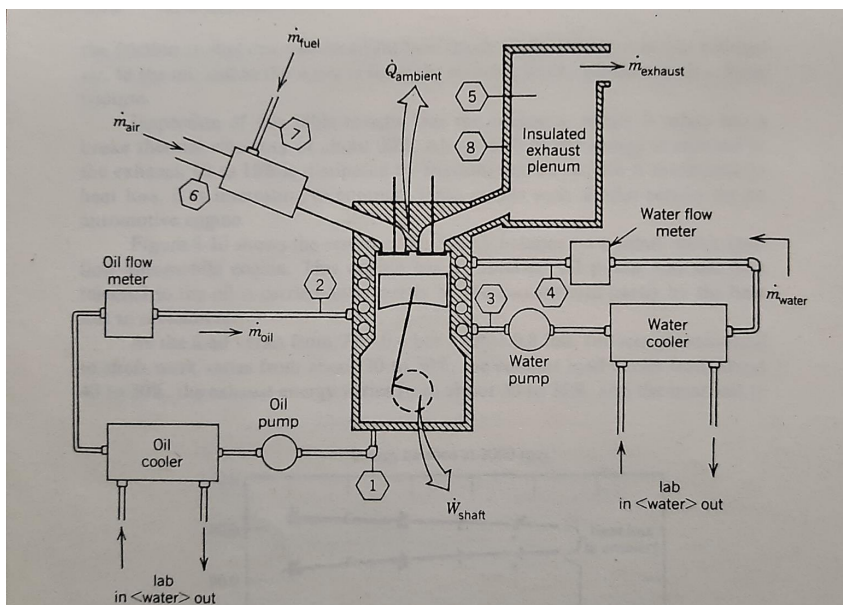


Figura 20. (Figura 12. repetida). Fuente: (Ferguson, 1985).

Considerando la Figura 20, las cantidades de calor del motor desperdiciadas a través del refrigerante, aceite, y gases de escape, son:

Por el aceite lubricante:	$\dot{Q}_o = (\dot{m}c_p)_o (T_1 - T_2)$
Por el refrigerante:	$\dot{Q}_w = (\dot{m}c_p)_w (T_3 - T_4)$
Por los gases de escape:	$\dot{Q}_e = \dot{m}_e (c_{p_{T_5}} * T_5 - c_{p_o} * T_o)$

4.2.2.1 Potencia de calor disipada a través del aceite lubricante

De acuerdo a Jóvaj, y otros, (1982) el caudal del lubricante en un motor es:

$$\dot{v}_o = b * C * d^2 * i_c * n$$

Considerando la descarga del aceite a través de la válvula de reducción y la válvula de vaciado en el filtro de depuración fina, donde: \dot{v}_o – caudal en m^3/h , b – coeficiente entre 1.7...2.5, C – coeficiente igual a 0.008...0.012, d – diámetro de los muñones del árbol en m , i_c – número total de cojinetes de biela y de bancada, n – frecuencia de rotación del cigüeñal en rpm . Los cuatro primeros son constantes, de manera que \dot{v}_o puede expresarse:

$$\dot{v}_o = K * n$$

Es conocido $\dot{v}_o @ n = 1500 \text{ rpm}$, y toma el valor $54.5 \text{ m}^3/h$ (ver Tabla 10). Entonces K resulta:

$$K = \frac{\dot{v}_o}{n} = \frac{54.5 \text{ m}^3/h}{1500 \text{ rev/min}} = 3.63 * 10^{-2} \text{ m}^3 - \text{min/rev} - h$$

Por tanto, al calcular \dot{v}_o para cualquier frecuencia en rpm se utiliza:

$$\dot{v}_o = 3.63 * 10^{-2} * n$$

Para determinar el flujo másico a partir del caudal se necesita primero la densidad del aceite a la temperatura actual. Aplicando el método de la norma AOAC 26.004 con cierta modificación³, la densidad se determina por:

$$\rho_o = 0.896 - 0.000675 * (T - 15.6^\circ C)$$

³ La expresión original es $\rho_o = \rho - 0.000675 * (T - 30^\circ C)$ lo que implica conocer ρ a $30^\circ C$. Sin embargo, no se conoce esta densidad, sino a la temperatura $15.6^\circ C$.

Donde: ρ_o – densidad a la temperatura indicada en kg/m^3 , T – temperatura promedio del aceite caliente y enfriado en $^{\circ}C$.

Luego, el flujo másico (\dot{m}_o) en kg/h se determina como sigue:

$$\dot{m}_o = \rho_o * \dot{v}_o$$

Para el calor específico del aceite, se tomaron valores referenciales de Holman, (1999), (Tabla 2) y se interpolaron para las temperaturas promedio de aceite caliente y enfriado:

CALOR ESPECÍFICO (kJ/kg K)							
PUNTO							
1	2	3	4	5	6	7	8
rpm's							
633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.3

Tabla 11. Variación del calor específico del aceite para los distintos “notch” de la locomotora. Elaboración propia.

Finalmente, las potencias de calor disipadas a través del aceite para cada punto se muestran en la siguiente Tabla 12.

VARIABLE	PUNTO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	rpm's							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
v_o (m3/h)	23.0	27.3	31.8	36.3	40.9	45.4	50.0	54.5
ρ_o (g/ml)	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8	0.8
m_o (kg/h)	19 415.8	22 987.7	26 792.2	30 476.2	34 198.8	37 906.7	41 565.8	45 169.8
cp_o (kJ/kg k)	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.2	2.3
Q_o (kW)	22.6	54.1	75.7	141.6	142.5	142.2	186.1	258.2

Tabla 12. Resumen de cálculo para disipación de calor en el aceite lubricante. Elaboración propia.

4.2.2.2 Potencia de calor disipada a través del refrigerante

Se consideró que el caudal de refrigerante sigue una ley similar a la del aceite:

$$\dot{v}_r = K' * n$$

Y para hallar K' se conocen ciertos datos: si $n = 1 500 \text{ rpm}$, $\dot{v}_r = 2 \times 21.5 \text{ m}^3/\text{h}$. Entonces K' resulta:

$$K = \frac{\dot{v}_r}{n} = \frac{2 \times 21.5 \text{ m}^3/\text{h}}{1 500 \text{ rev}/\text{min}} = 2.87 * 10^{-2} \text{ m}^3 - \text{min}/\text{rev} - \text{h}$$

⁴ Según la Tabla 10, el motor tiene dos bombas de refrigeración, ambas de capacidad 21.5 m3/h @ 1 500 rpm.

Luego:

$$\dot{v}_r = 2.87 * 10^{-2} * n$$

Y el flujo másico (\dot{m}_r) en kg/h se determina:

$$\dot{m}_r = \rho_r * \dot{v}_r$$

Donde: ρ_r – densidad del refrigerante a la temperatura promedio del refrigerante caliente y enfriado en kg/m^3 .

En cuanto a la densidad y calor específico de la mezcla, consideramos que es una solución acuosa al 20% de anticongelante (Tabla 10), y ambas cantidades se calcularán como sigue:

$$\rho_r = 0.2 * \rho_{ac} + 0.8 * \rho_w \quad ; \quad cp_r = 0.2 * cp_{ac} + 0.8 * cp_w$$

Donde el subíndice ac denota anticongelante, w agua, y r la mezcla.

Por tanto, el calor disipado por el refrigerante en cada punto del motor se resume en la siguiente Tabla 13.

VARIABLE	PUNTO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	rpm's							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
v_r (m3/h)	18.1	21.5	25.1	28.7	32.3	35.8	39.4	43.0
ρ_r (g/ml)	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
\dot{m}_r (kg/h)	18 079.1	21 448.0	25 073.6	28 571.4	32 115.7	35 647.2	39 159.9	42 650.6
cp_r (kJ/kg k)	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9	3.9
Q_r (kW)	2.9	13.9	56.6	142.3	125.5	148.0	133.1	172.8

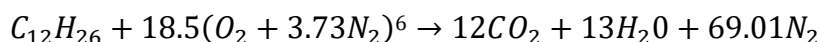
Tabla 13. Resumen de cálculo para disipación de calor en el refrigerante. Elaboración propia.

4.2.2.3 Potencia de calor disipada a través de los gases de escape

En primer lugar, el flujo másico de gases de escape es aproximadamente igual a la suma del caudal de combustible (\dot{m}_f) y el de aire de entrada (\dot{m}_a):

$$\dot{m}_e = \dot{m}_f + \dot{m}_a$$

Para determinar estos flujos es necesario analizar la reacción de combustión completa para el diésel (dodecano)⁵:



A partir de la cual se calcula la relación aire-combustible (AC) estequiométrica:

$$AC_{teo} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = \frac{(18.5) * (4.73mol) * (29g/mol)}{(1mol) * (170g/mol)}$$

$$AC_{teo} = 14.93 \frac{kg_{aire}}{kg_{combustible}}$$

Esta relación ayudará a determinar la cantidad de combustible y de aire que ingresa al cilindro para cada velocidad del motor.

Para determinar en primera instancia el flujo de combustible, según la Tabla 10 el consumo específico de combustible en margen principal de servicio es aproximadamente 225 g/kWh. Sin embargo, se tomará un valor mayor, a saber 315 g/kWh⁷. La definición del consumo específico de combustible es:

$$q = \frac{\dot{m}_f}{N}$$

Donde: q – consumo específico de combustible en g/kWh, \dot{m}_f – caudal de combustible en kg/h, N – potencia de salida del motor en kW.

⁵ Los combustibles hidrocarburos líquidos son mezclas de muchos hidrocarburos diferentes, pero por conveniencia suelen considerarse como un solo hidrocarburo. En el caso del diésel, se lo trata como dodecano C₁₂H₂₆ (Çengel & Boles, 2012).

⁶ En la homósfera, el aire seco está constituido volumétricamente por 78.08% de nitrógeno (N₂), 20.95% de oxígeno, y en porcentajes mucho menores por otros gases. Esta composición es constante y va hasta los 100 km de altura (Trepp del Carpio, 2002). Por ello, para la reacción se consideró una relación de moles de nitrógeno a moles de oxígeno de 78.08/20.95=3.73 mol N₂/mol O₂.

⁷ A grandes alturas la reducción de la densidad del aire ocasiona que una menor cantidad de comburente ingrese al cilindro del motor. Como resultado se requiere un mayor consumo de combustible para generar la misma potencia (Aldridge, 2023). Se consideró que, por cada 1 000 metros sobre el nivel del mar, q aumenta alrededor del 12%. Por encima de los 3 000 m.s.n.m., este consumo puede aumentar en un 40% aproximadamente.

Resolviendo para el caudal:

$$\dot{m}_f = q * N$$

Al no contar con las curvas características del motor estudiado, se estimaron los valores de potencia de salida para las frecuencias de rotación del motor, siguiendo la forma de las curvas características de motores diésel. En las curvas de potencia y torque con la frecuencia de rotación, a medida que aumentan las rpm's las curvas se hacen más pronunciadas, y al alcanzar el pico la curva de torque empezar a disminuir, pero la de potencia continúa aumentando. Con el valor máximo de potencia de $2\,028\text{ HP} = 1\,512.9\text{ kW}$ (Tabla 10), las estimaciones de potencia de salida son:

PUNTO							
1	2	3	4	5	6	7	8
rpm's							
633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
181.0	185.7	238.8	369.9	1 218.8	1 314.3	1 406.0	1 512.9

Tabla 14. Estimación de potencia de salida en el eje del motor estudiado. Elaboración propia.

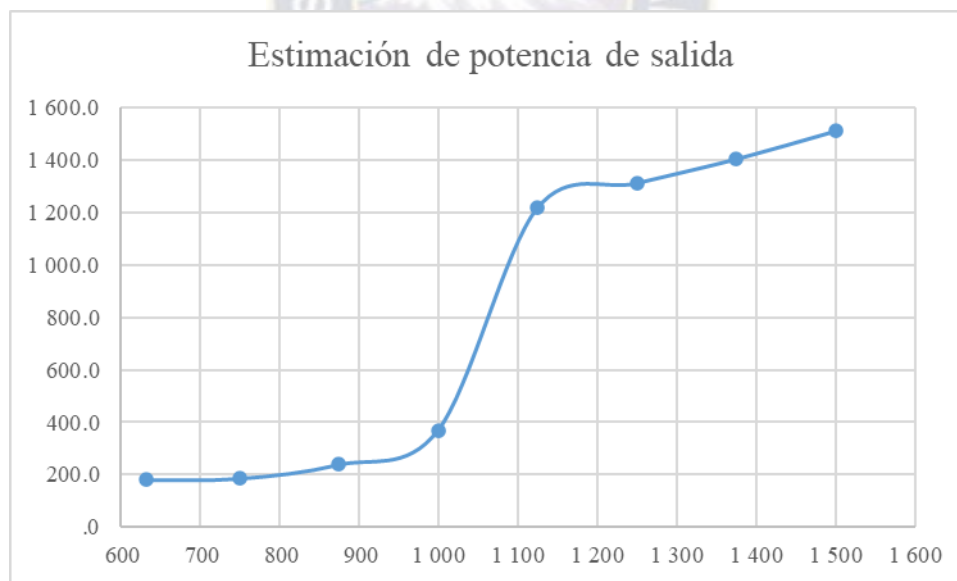


Figura 21. Potencia de salida vs. la frecuencia de rotación. Elaboración propia.

Ya puede calcularse el flujo másico de combustible, y resulta:

VARIABLE	PUNTO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	rpm's							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
N (kW)	181.0	185.7	238.8	369.9	1 218.8	1 314.3	1 406.0	1 512.9
m _f (kg/h)	57.0	58.5	75.2	116.5	383.9	414.0	442.9	476.6

Tabla 15. Flujos másicos de combustible para cada punto "notch" de la locomotora. Elaboración propia.

En cuanto al caudal de aire de admisión, es necesario contemplar un coeficiente de exceso de aire (Figura 22) que se define como sigue:

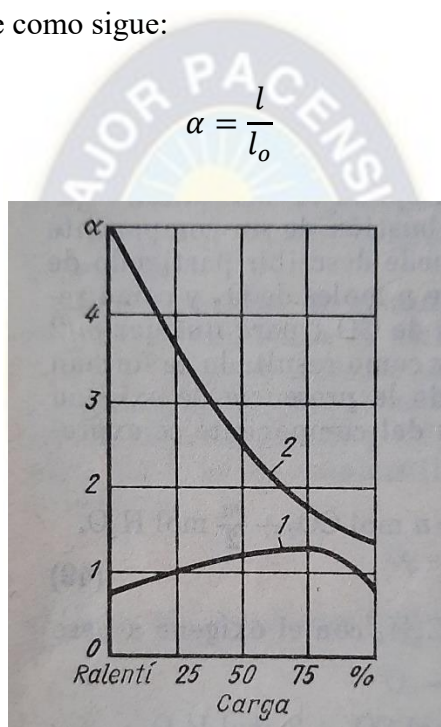


Figura 22. Límites de variación del coeficiente α en función de la carga: 1 – motor de carburador; 2 – motor diésel. Fuente: (Jóvaj, y otros, 1982)

Donde: l – la cantidad real de aire que ingresa al cilindro en kg , l_o – la cantidad teórica de aire en kg . Si dividimos el numerador y denominador de la expresión para α , sobre la cantidad de combustible que entra al cilindro (G_f), tenemos:

$$\alpha = \frac{\frac{l}{G_f}}{\frac{l_o}{G_f}} = \frac{AC_{real}}{AC_{teo}}$$

$$AC_{real} = AC_{teo} * \alpha$$

$$AC_{real} = 14.93 * \alpha$$

Utilizando la Figura 22, para cada carga del motor, se tienen los valores aproximados de la Tabla 16:

COEFICIENTE α							
PUNTO							
1	2	3	4	5	6	7	8
rpm's							
633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
5.0	4.2	3.5	2.5	1.4	1.4	1.4	1.4

Tabla 16. Coeficiente de exceso de aire para los distintos “notch” de la locomotora. Elaboración propia.

Luego, la cantidad real de aire que ingresa al cilindro es:

$$\dot{m}_a = AC_{teo} * \alpha * \dot{m}_f$$

$$\dot{m}_a = 14.93 * \alpha * \dot{m}_f$$

Los resultados se resumen en la Tabla 17:

VARIABLE	PUNTO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	rpm's							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
N (kW)	181.0	185.7	238.8	369.9	1 218.8	1 314.3	1 406.0	1 512.9
\dot{m}_f (kg/h)	57.0	58.5	75.2	116.5	383.9	414.0	442.9	476.6
\dot{m}_a (kg/h)	4 255.4	3 628.6	3 967.8	4 397.5	8 153.0	8 653.8	9 257.5	9 961.1
\dot{m}_e (kg/h)	4 312.4	3 687.1	4 043.0	4 514.0	8 536.9	9 067.9	9 700.4	10 437.6

Tabla 17. Resumen de flujos másicos de combustible, aire y gases de escape para los distintos “notch” de la locomotora. Elaboración propia.

En cuanto al calor específico, es necesario considerar que el escape es una mezcla de gases difícil de determinar. Sin embargo, Jääskeläinen, (2020) indica que como una aproximación las propiedades del aire pueden utilizarse para los cálculos de gases de escape, por tanto puede estimarse el calor específico. Los resultados se resumen en la siguiente Tabla 18:

VARIABLE	PUNTO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	rpm's							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
T5 (°C)	235.0	355.0	419.0	561.0	655.0	699.0	725.0	731.0
cp_e (kJ/kg k)	1.0	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1	1.1

Tabla 18. Resumen de cálculo de calor específico aproximado de los gases de escape para los distintos “notch” de la locomotora. Elaboración propia.

Ahora puede calcularse la potencia contenida en los gases de escape con:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e (c_{p_{T_5}} * T_5 - c_{p_o} * T_o)$$

Donde el subíndice 5 se refiere a los gases de escape, o a la temperatura de la carga fresca⁸.

Los resultados son los siguientes:

VARIABLE	PUNTO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	rpm's							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
N (kW)	181.0	185.7	238.8	369.9	1 218.8	1 314.3	1 406.0	1 512.9
m _f (kg/h)	57.0	58.5	75.2	116.5	383.9	414.0	442.9	476.6
m _a (kg/h)	4 255.4	3 628.6	3 967.8	4 397.5	8 153.0	8 653.8	9 257.5	9 961.1
m _e (kg/h)	4 312.4	3 687.1	4 043.0	4 514.0	8 536.9	9 067.9	9 700.4	10 437.6
Q _e	242.6	346.4	466.4	737.1	1 674.5	1 919.1	2 138.1	2 309.5

Tabla 19. Cálculo de potencia disipada por los gases de escape para los distintos "notch" de la locomotora. Elaboración propia.

4.2.2.4 Potencia de calor total de generada en el motor

Finalmente, puede calcularse la cantidad total de calor por la combustión del diésel:

$$\dot{Q}_t = \frac{14\ 300}{3\ 600} * \dot{m}_f$$

Los resultados de todas las potencias calculadas se resumen en la siguiente Tabla 20:

VARIABLE	PUNTO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	rpm's							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
Q _t	680.9	698.8	898.5	1 391.7	4 585.6	4 945.2	5 290.2	5 692.2
Q _o	22.6	54.1	75.7	141.6	142.5	142.2	186.1	258.2
Q _w	2.9	13.9	56.6	142.3	125.5	148.0	133.1	172.8
Q _e	242.6	346.4	466.4	737.1	1 674.5	1 919.1	2 138.1	2 309.5
N	181.0	185.7	238.8	369.9	1 218.8	1 314.3	1 406.0	1 512.9

Tabla 20. Resumen de cálculo de las potencias total y de disipación en los sumideros, para los distintos "notch" de la locomotora. Elaboración propia.

4.2.2.5 Potencia requerida por la locomotora

Las fuentes de potencia calorífica disponible podemos clasificarlas en dos categorías: de menor magnitud (del circuito de lubricación y refrigeración) y de mayor magnitud (sistema de escape).

⁸ Se consideraron las condiciones y características del aire de admisión.

Se dimensionará un ciclo Rankine para generar energía eléctrica a partir de la energía de los gases de escape.

Para el punto 8, la locomotora requiere una potencia de alrededor de 1 513 kW. Un ciclo Rankine usualmente opera con eficiencias térmicas de 25 al 35%. Suponiendo una eficiencia del 27%, el calor recuperable de los gases de escape ($\dot{Q}_{e_{rec}}$) para cada punto es:

VARIABLE	PUNTO							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	rpm's							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
\dot{Q}_e	242.6	346.4	466.4	737.1	1 674.5	1 919.1	2 138.1	2 309.5
$\dot{Q}_{e_{rec}}$	65.5	93.5	125.9	199.0	452.1	518.2	577.3	623.6
N	181.0	185.7	238.8	369.9	1 218.8	1 314.3	1 406.0	1 512.9

Tabla 21. Cálculo de calor recuperable de los gases de escape con un ciclo Rankine, considerando una eficiencia del 27%. Elaboración propia.

Puede recuperarse la potencia calorífica del punto 5, ya que la potencia total resultaría:

$$\dot{Q}_{e_{rec}} + N = 452.1 \text{ kW} + 1\ 218.8 \text{ kW} = 1\ 670.9 \text{ kW}$$

Que es mayor a la potencia requerida en el punto 8 con un margen adicional del 10%. De manera que ahora se dimensionará un ciclo Rankine para generar energía eléctrica que aumentará la propulsión de la locomotora utilizando los valores del punto 5.

4.2.2.6 Dimensionamiento del ciclo Rankine

Para el análisis del ciclo Rankine, se imponen las condiciones de operación resumidas en la siguiente Tabla 22:

Nº	CONSIDERACIONES
1	Temperatura ambiente: 15°C
2	Fluido de trabajo: agua
3	Eficiencia de la turbina: > 85% Eficiencia de la bomba: > 80%
4	No existen pérdidas de calor en los equipos
5	Cantidad de vapor saturado antes de la bomba: 0%

Tabla 22. Consideraciones de operación del ciclo Rankine. Elaboración propia.

Por otro lado, los procesos del ciclo se describen como sigue:

Equipo	Adiabático	Isocórico	Isoentrópico	Isobárico
Bomba	Sí	-	No	-
Intercambiador de calor	-	No	-	Sí
Turbina	Sí	-	No	-
Condensador	-	-	-	Sí

Tabla 23. Características de los procesos del ciclo Rankine. Elaboración propia.

Para diseñar el ciclo más eficiente, en primera instancia se variará la presión después de la bomba. Posteriormente, se variará la presión después de la turbina, y luego el flujo másico.

Variación de la presión P_1

Se considerará: $P_3 = 10 \text{ kPa}$, $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$, $P_1 = 400 \dots 900 \text{ kPa}$:

Nº	P_1 (kPa)	T_1 (°C)	P_2 (kPa)	T_2 (°C)	P_3 (kPa)	T_3 (°C)	P_4 (kPa)	T_4 (°C)	eficiencia (%)
1	400	45.86	400	350	10	45.82	10	45.82	20.44
2	500	45.87	500	350	10	45.82	10	45.82	21.35
3	600	45.88	600	350	10	45.82	10	45.82	22.10
4	700	45.89	700	350	10	45.82	10	45.82	22.72
5	800	45.90	800	350	10	45.82	10	45.82	23.26
6	900	45.91	900	350	10	45.82	10	45.82	23.73

*Los valores en color y cursiva son los valores registrados con CyclePad.

Tabla 24. Cálculos de iteración en base a la presión P_1 . Elaboración propia.

Como valor final se tomará $P_1 = 900 \text{ kPa}$ ya que la eficiencia es mayor. Ahora se variará sobre la base de P_3 con el fin de seguir mejorando la eficiencia térmica.

Variación de la presión P_3

Se considerará: $P_1 = 900 \text{ kPa}$, $\dot{m} = 1 \text{ kg/s}$, $P_3 = 4 \dots 10 \text{ kPa}$:

Nº	P_1 (kPa)	T_1 (°C)	P_2 (kPa)	T_2 (°C)	P_3 (kPa)	T_3 (°C)	P_4 (kPa)	T_4 (°C)	eficiencia (%)
1	900	29.03	900	350	4	28.97	4	28.97	26.40
2	900	32.95	900	350	5	32.88	5	32.88	25.78
3	900	36.25	900	350	6	36.17	6	36.17	25.26
4	900	39.09	900	350	7	39.01	7	39.01	24.81
5	900	41.61	900	350	8	41.52	8	41.52	24.42
6	900	43.86	900	350	9	43.77	9	43.77	24.06
7	900	45.91	900	350	10	45.82	10	45.82	23.73

*Los valores en color y cursiva son los valores registrados con CyclePad.

Tabla 25. Cálculos de iteración en base a la presión P_3 . Elaboración propia.

El valor final adoptado para $P_3 = 4 \text{ kPa}$. Ahora se variará para el flujo de agua, de manera que la cantidad de energía que se ingrese al sistema deba ser menor que la potencia calorífica disponible de los gases de escape ($1\ 670.9 \text{ kW}$).

Variación del flujo \dot{m}

Se considerará: $P_1 = 900 \text{ kPa}$, $P_3 = 4 \text{ kPa}$, $\dot{m} = 0.1 \dots 1 \text{ kg/s}$:

Nº	\dot{m} (kg/s)	P_1 (kPa)	T_2 (°C)	P_3 (kPa)	eficiencia (%)	\dot{Q}_{entrada} (kW)
1	0.1	900	350	4	26.40	303.7
2	0.2	900	350	4	26.40	607.4
3	0.3	900	350	4	26.40	911.1
4	0.4	900	350	4	26.40	1,215
5	0.5	900	350	4	26.40	1,518
6	0.6	900	350	4	26.40	1,822
7	0.7	900	350	4	26.40	2,126
8	0.8	900	350	4	26.40	2,430
9	0.9	900	350	4	26.40	2,733
10	1.0	900	350	4	26.40	3,037

*Los valores en color y cursiva son los valores registrados con CyclePad.

Tabla 26. Cálculos de iteración en base al flujo másico m . Elaboración propia.

Se observa que para $\dot{m} = 0.5 \text{ kg/s}$ el calor de entrada es el inmediato inferior al calor disponible en los gases de escape ($1\ 670.9 \text{ kW}$). En la Tabla 27 se presentan los valores seleccionados para cada parámetro calculado.

Parámetro	Unidad	Valor	Parámetro	Unidad	Valor
\dot{m}	kg/s	0.5	X_3	-	0.9190
$T_{\text{máxima}}$	°C	350	h_1	kJ/kg	122.4
$T_{\text{mínima}}$	°C	28.97	s_1	kJ/kg	0.4228
$P_{\text{máxima}}$	kPa	900	h_2	kJ/kg	3,159
$P_{\text{mínima}}$	kPa	4	s_2	kJ/kg	7.35
W_{entrada}	kW	0.5760	h_3	kJ/kg	2,357
W_{salida}	kW	401.4	s_3	kJ/kg	7.82
W_{neto}	kW	400.9	h_4	kJ/kg	121.3
Q_{entrada}	kW	1,518	s_4	kJ/kg	0.4220
Q_{salida}	kW	1,118	η	%	26.40

Tabla 27. Resumen de las características generales del ciclo Rankine considerado. Elaboración propia en base a datos en CyclePad

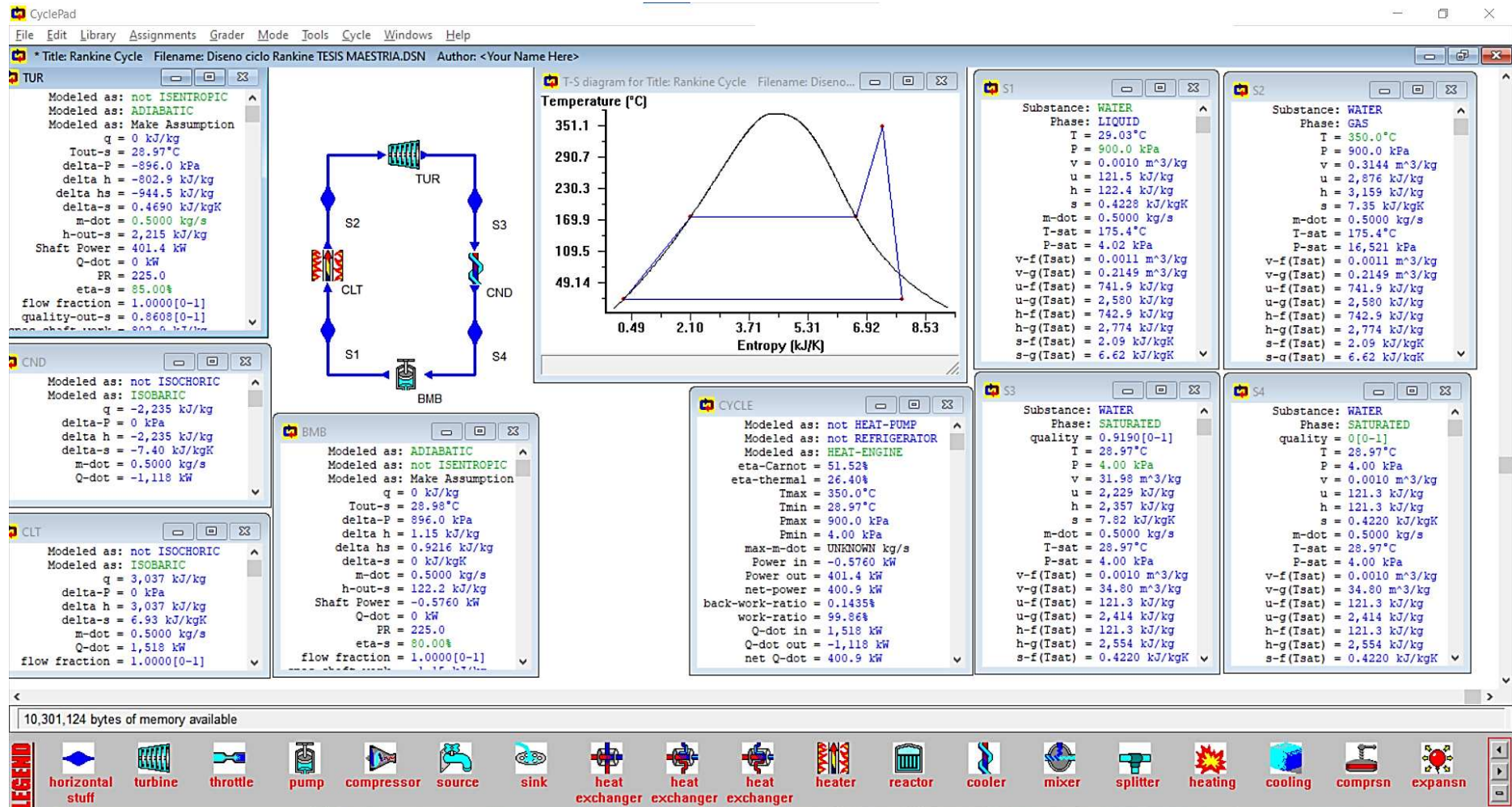


Figura 23. Ciclo Rankine simulado, mostrando las características de sus equipos y los puntos del sistema. Elaborado con CyclePad.

4.2.2.7 Selección de equipos

De los cuatro componentes básicos del ciclo, el intercambiador de calor es el que requiere cálculos adicionales.

Intercambiador de calor

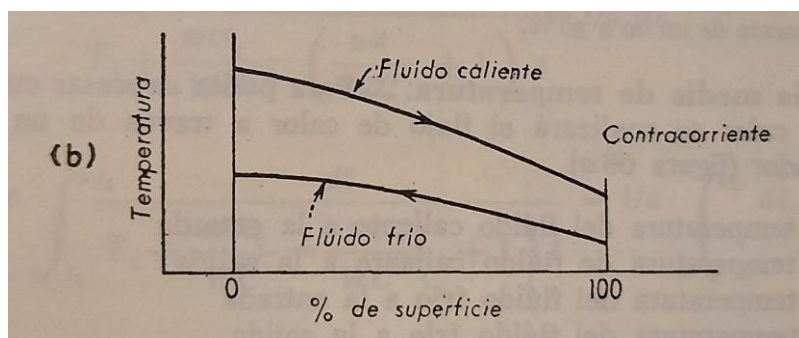


Figura 24. Gradiente de temperatura para flujo contracorriente en un intercambiador. Fuente: (Gaffert, 1968).

Se utilizará un intercambiador de placas soldadas de flujo contracorriente (Figura 24). Las temperaturas y características generales son las siguientes:

Fluido de trabajo lado caliente	Gases de escape
Fluido de trabajo lado frío	Agua
Temperatura alta lado caliente	600°C ⁹ (873 K)
Temperatura baja lado caliente	400°C (673 K)
Temperatura alta lado frío	350°C (623 K)
Temperatura baja lado frío	29°C (302 K)

Tabla 28. Características generales para el diseño del intercambiador de calor. Elaboración propia.

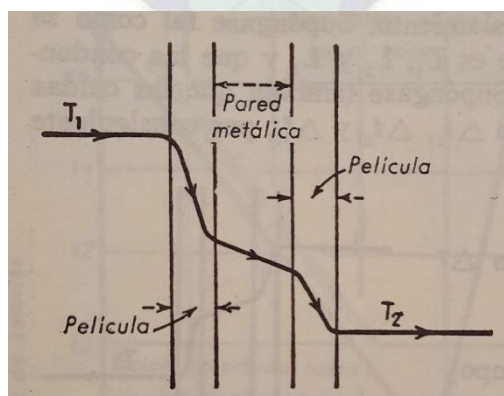


Figura 25. Película a cada lado de una pared metálica. Fuente: (Gaffert, 1968).

⁹ La temperatura de los gases de escape en el “notch” 5 es de 655°C; sin embargo, se consideró que la temperatura final de los gases hasta llegar al intercambiador disminuirá hasta los 600°C.

Es necesario determinar la temperatura de la película del lado caliente y del frío (Figura 25):

$$T_{mc} = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

Donde: T_{mc} – temperatura en la sección media del lado caliente, T_1 – temperatura alta lado caliente, T_2 – temperatura baja lado caliente, todos en °C.

$$T_{mc} = \frac{600 + 400}{2} = 500^\circ\text{C} (773 \text{ K})$$

Similarmente para el lado frío (con temperaturas designadas como t):

$$t_{mf} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{350 + 29}{2} = 189.5^\circ\text{C} (462.5 \text{ K})$$

Luego, la caída de temperatura en la sección media del intercambiador será:

$$\Delta T_m = T_{mc} - t_{mf} = 500 - 189.5 = 310.5^\circ\text{C} (583.5 \text{ K})$$

Se considerará que en la película caliente la caída de temperatura es el 85% de ΔT_m , de manera que la caída total temperatura en el lado caliente será:

$$\Delta T = 0.85 * \Delta T_m = 263.9^\circ\text{C} (536.9 \text{ K})$$

Y por tanto la temperatura de la pared exterior será:

$$T_{we} = T_{mc} - \Delta T = 500 - 263.9 = 236.1^\circ\text{C} (509.1 \text{ K})$$

Finalmente, la temperatura media de la película del lado caliente:

$$T_{mpc} = \frac{T_{mc} + T_{we}}{2} = \frac{500 + 236.1}{2} = 368.1^\circ\text{C} (641.1 \text{ K})$$

Suponiendo una caída del 5% en la pared, la temperatura de la pared interna será:

$$T_{wi} = T_{mc} - 0.9 * \Delta T_m = 220.6^\circ\text{C} (493.6 \text{ K})$$

Y la temperatura media de la película del lado frío:

$$T_{mpc} = \frac{t_{mf} + T_{wi}}{2} = 205.1^\circ\text{C} (478.1 \text{ K})$$

Se utilizará un intercambiador de placas soldadas porque permite trabajar con temperaturas y presiones altas. La transferencia de calor para intercambiadores de este tipo sigue la correlación de Dittus-Boelter (Cieśliński, Fiuk, Typiński, & Siemieńczuk, 2016):

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^n$$

Donde: Nu – número de Nusselt ($= h * d/k$), Re – número de Reynolds (se describe abajo), Pr – número de Prandtl ($=c_p * \mu/k$), n – igual a 0.4 para calentamiento del fluido, e igual a 0.3 para el enfriamiento del fluido, h – coeficiente de convección en $(W/m^2 - K)$, k – coeficiente de conductividad térmica en $(W/m - K)$.

Esta ley es válida para el lado caliente, donde no hay cambio de fase de los gases de escape. En cuanto al número de Reynolds, su expresión:

$$Re = \frac{w * d_h * \rho}{\mu}$$

Donde: w – velocidad media en los canales, d_h – el diámetro hidráulico que es la distancia entre platos en m , ρ – la densidad del fluido en kg/m^3 , μ – viscosidad dinámica en $Pa - s$.

Para w :

$$w = \frac{\dot{m}}{G * d_h * \rho * N_z}$$

Donde: \dot{m} – flujo másico en kg/s , G – el ancho del plato en m , N_z – el número de pasajes. Para el intercambiador T200 de la marca KAORI¹⁰, con un número de pasajes $N_z = 4$, el coeficiente de convección se calcula como sigue¹¹:

$$\frac{h * d}{k} = 0.023 * \left(\frac{\left(\frac{\dot{m}}{G * d_h * \rho * N_z} \right) * d_h * \rho}{\mu} \right)^{0.8} * \left(\frac{c_p * \mu}{k} \right)^{0.3}$$

$$h = \left(\frac{k}{d} \right) * 0.023 * \left(\frac{\left(\frac{\dot{m}}{G * d_h * \rho * N_z} \right) * d_h * \rho}{\mu} \right)^{0.8} * \left(\frac{c_p * \mu}{k} \right)^{0.3}$$

¹⁰ Ver dimensiones en la Tabla 30.

¹¹ Se consideró un número de pasajes de 4 y 5.

Con los siguientes valores (en unidades compatibles): $k = 0.04874$, $d_h = 0.00286$, $\dot{m} = 0.78822$, $G = 0.092$, $\rho = 0.5521$, $w = 1\ 086.9$, $c_p = 1.06024$, $\mu = 3.18 \times 10^{-5}$, h resulta:

$$h = 322 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$$

Para $N_z = 5$, solo varía $w = 1\ 358.63$, y h resulta:

$$h = 270 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$$

h_c	d_h	k	m	G	N_z	ρ	w	η	Re	c_p	Pr
270	0.00286	0.04874	0.78822	0.092	5	0.5521	1 086.9	3.18316E-05	53 830.9	1.06024	0.00069
322	0.00286	0.04874	0.78822	0.092	4	0.5521	1 358.6	3.18316E-05	67 288.7	1.06024	0.00069

Tabla 29. Resumen de cálculos del coeficiente de convección del intercambiador de calor, para distintos valores de N_z . Elaboración propia.

Se considerará el promedio entre los dos valores de h_c , y resulta: $296 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

Para el lado frío, el coeficiente pelicular se calcula considerando un cambio de fase, ya que, según la Tabla 28, las temperaturas varían de 29 a 350 °C. Para un intercambiador de placas soldadas en disposición horizontal, se utiliza la siguiente correlación (Morrison, 2015):

$$h_f = 5.56 * \Delta T_f^3 \quad \text{sí y solo sí:} \quad 16 < \frac{\dot{Q}}{A} < 240$$

	L1 (cm)	L2 (cm)	W1 (cm)	W2 (cm)	Volumen (l)	spl (mm)	spl (cm)	Ap (m2)
H030	1.94E+01	1.54E+01	8.00E+00	4.00E+00	2.50E-02	2.71E+00	2.71E-01	1.17E-02
H050	3.06E+01	2.50E+01	1.06E+01	5.00E+00	5.50E-02	2.82E+00	2.82E-01	2.55E-02
H095	5.22E+01	4.66E+01	1.06E+01	5.00E+00	9.50E-02	2.61E+00	2.61E-01	4.75E-02
H205	5.28E+01	4.56E+01	2.46E+01	1.74E+01	2.32E-01	2.42E+00	2.42E-01	1.10E-01
T030	1.94E+01	1.54E+01	8.00E+00	4.00E+00	2.50E-02	2.71E+00	2.71E-01	1.17E-02
T035	1.86E+01	1.43E+01	1.26E+01	8.30E+00	4.30E-02	2.88E+00	2.88E-01	1.76E-02
T050	3.06E+01	2.50E+01	1.06E+01	5.00E+00	5.50E-02	2.82E+00	2.82E-01	2.55E-02
T085	3.02E+01	2.40E+01	1.89E+01	7.70E+00	1.07E-01	3.35E+00	3.35E-01	4.48E-02
T200	6.13E+01	5.19E+01	1.86E+01	9.20E+00	2.06E-01	2.86E+00	2.86E-01	9.45E-02
T210	5.27E+01	4.30E+01	2.45E+01	1.48E+01	2.89E-01	3.42E+00	3.42E-01	1.04E-01

Tabla 30. Dimensiones de intercambiadores de calor de placas soldadas, marca Kaori. Elaboración propia en base a (Kaori).

Haciendo un cálculo de iteración para el intercambiador T200, el número de platos a utilizar será 200. Esta elección se justifica de la siguiente manera:

$$h_f = 5.56 * \Delta T_f^3 = 5.56 * (T_{wi} - T_{eb})^3 = 5.56 * (220.6 - 90)^3 = 12\ 385\ 237 \frac{W}{m^2 K}^{12}$$

¹² Se consideró una temperatura de ebullición (T_{eb}) de 90°C.

Por tanto, el coeficiente global de transferencia de calor será:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{296} + \frac{1}{12\,385\,237}} = 296 \frac{W}{m^2K} = 0.296 \frac{kW}{m^2K} = 0.296 \frac{kW}{m^2C}$$

Luego, el número de platos a utilizar en el intercambiador es:

$$n = \frac{\dot{Q}_e}{A_p * MLDT * U}$$

Donde la media logarítmica de temperatura resulta:

$$MLDT = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} = \frac{(600 - 350) - (400 - 29)}{\ln\left(\frac{600 - 350}{400 - 29}\right)} = 306.5^\circ C$$

Por tanto:

$$n = \frac{1\,670.9\,kW}{(0.0945\,m^2) * (306.5^\circ C) * (0.296 \frac{kW}{m^2C})}$$

$$n = 195.4 \sim 200\,platos$$

Finalmente confirmamos si: $16 < \frac{\dot{Q}}{A} < 240$

$$\frac{\dot{Q}_e}{A_{total}} = \frac{\dot{Q}_e}{n * A_p} = \frac{1\,670.9}{200 * 0.0945} = 88.4$$

Y se corrobora:

$$16 < 88.4 < 240$$

Luego, las características del intercambiador seleccionado son:

Marca	KAORI
Serie	H/T Series High Temperature BPHE
Modelo	T200
Número de platos	200
Peso total	92 kg
Dimensiones	613 * 186 * 494 mm
Máxima temperatura	650°C
Máxima presión	10 bar

Tabla 31. Características generales del intercambiador de calor seleccionado. Elaboración propia en base a datos de (DirectIndustry, s.f.)

En cuanto a los demás equipos, estos fueron seleccionados en base a los parámetros de la Tabla 27. La turbina seleccionada, tiene las siguientes características:

Marca	SIEMENS
Modelo	D-R RLA
Potencia máxima	745 kW
Frecuencia de rotación máxima	6 000 rpm
Temperatura máxima	440°C
Presión máxima	47 bar
Presión de salida	12 bar

Tabla 32. Características generales de la turbina de vapor seleccionada. Elaboración propia en base a datos de (Siemens Energy Global GmbH & Co. KG, 2021).

El generador eléctrico:

Marca	ABB
Modelo	AMG 450
Potencia máxima	14 – 5 000 kVA
Frecuencia de rotación máxima	1 500 – 1 800 rpm
Tensión	400 – 690 V
Frecuencia	60 Hz
Peso	4 565 kg

Tabla 33. Características generales del generador eléctrico. Elaboración propia en base a datos (ABB, 2015).

Para la bomba de impulsión:

Marca	EGGER
Modelo	T 91-100
Caudal máximo	40 l/s
Altura	70 – 100 m
Frecuencia de rotación máxima	1 750
Frecuencia y tensión	60 Hz / 110, 115, 380, 400, 460 V
Temperatura máxima	180°C

Tabla 34. Características generales de la bomba de impulsión seleccionada. Elaboración propia en base a datos (ABB, 2015).

Y para el condensador:

Marca	MISTRAL
Modelo	MISTRAL – L C 90 – 6.2 C 4 D H
Capacidad	1 297.7 kW
Ventiladores	Ø 800 mm / 1 260 rpm / 4 polos (3f)
Potencia de alimentación	55,2 kW
Peso total	2 147 kg

Tabla 35. Características generales del condensador seleccionado. Elaboración propia en base a datos (Mistral, 2017).

4.2.3 Validación

A continuación, se hará el cálculo del ahorro en consumo de combustible que podrá percibir la locomotora, de implementar el sistema de recuperación de calor dimensionado, utilizando como máximo el notch 5 durante su funcionamiento.

Cálculo de consumo energético

Con un flujo de combustible de alrededor de 383.9 kg/h para el notch 5, y con una operación diaria promedio de dieciocho horas (Tabla 10), el combustible total consumido en notch 5 es:

$$383.9 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 18\text{h} = 6\,910.2 \text{ kg}$$

La densidad del diésel es aproximadamente 832 kg/m^3 , por tanto el consumo volumétrico de combustible será:

$$6\,910.2 \text{ kg} * \frac{1}{832 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} * \frac{1\,000 \text{ l}}{1 \text{ m}^3} = 8\,305.5 \text{ l}$$

El costo actual del diésel en nuestro país es de $\text{Bs. } 3.72 / \text{l}$ de manera:

$$8\,305.5 \text{ l} * \frac{\text{Bs. } 3.72}{\text{l}} = \text{Bs. } 30\,897.7$$

Considerando que la locomotora opera cinco veces a la semana, las cuatro semanas del mes:

$$\text{Bs. } 30\,897.7 * 20 = \text{Bs. } 617\,953.8$$

El consumo de combustible bajo las mismas condiciones, para los puntos 6, 7 y 8¹³ da como resultado:

PUNTO			
5	6	7	8
Bs. 617 953.8	Bs. 666 412.5	Bs. 712 901.8	Bs. 767 077.9

Tabla 36. Consumo de combustible promedio utilizando los “notch” 5 al 8. Elaboración propia.

¹³ Se están comparando los resultados con los de los puntos 6, 7 y 8 ya que éstos son los más comunes de utilizar según la Tabla 10.

El ahorro mensual en consumo de combustible que se percibe al utilizar el punto 5 en lugar de los puntos 6, 7 y 8, se muestra a continuación:

PUNTO		
6	7	8
Bs. 48 458.8	Bs. 94 948.1	Bs. 149 124.1

Tabla 37. Ahorro promedio mensual de combustible al utilizar el “notch” 5 y evitar los “notch” 6 al 8. Elaboración propia.

Para un año, y considerando una disponibilidad de la flota del 85%, los ahorros ascienden a:

PUNTO		
6	7	8
Bs. 494 279.6	Bs. 968 470.4	Bs. 1 521 065.8

Tabla 38. Ahorro promedio anual de combustible. Elaboración propia.

El ahorro promedio anual de estos tres puntos resulta:

$$\frac{Bs. 494 279.6 + Bs. 968 470.4 + Bs. 1 521 065.8}{3} = Bs. 994 605.3$$

Los ahorros promedios para los puntos 6, 7 y 8 hasta cinco años se muestran a continuación:

PERÍODO	AHORRO PROMEDIO
1 año	Bs. 994 605.3
2 años	Bs. 1 989 210.5
5 años	Bs. 4 973 026.3

Tabla 39. Ahorro promedio de combustible hasta un período de cinco años. Elaboración propia.

Cálculo de costos

Con respecto a los costos, (Fields, 2016) sugiere tomar en cuenta:

- Costos de adquisición e instalación¹⁴
- Costos de operación y mantenimiento¹⁵

¹⁴ Incluye costos totales del equipo, instalación y materiales, gestión del proyecto, y costos adicionales.

¹⁵ Incluyen costos por inspecciones de rutina, mantenimientos y *overhaul* programados, reparaciones, etc.

Los costos estimados se muestran a continuación:

Equipo	Costos de Adquisición e Instalación		Costos anuales de Operación y Mantenimiento	
Turbina de vapor	\$ 350 000.0	Bs. 2 401 000.0	\$ 17 700.0	Bs. 121 422.0
Generador	\$ 77 000.0	Bs. 528 220.0	\$ 3 850.0	Bs. 26 411.0
Intercambiador de calor	\$ 28 000.0	Bs. 192 080.0	\$ 1 400.0	Bs. 9 604.0
Condensador	\$ 21 000.0	Bs. 144 060.0	\$ 1 050.0	Bs. 7 203.0
Bomba	\$ 14 000.0	Bs. 96 040.0	\$ 700.0	Bs. 4 802.0
Accesorios e Instalación	\$ 73 500.0	Bs. 504 210.0	\$ 3 675.0	Bs. 25 210.5
TOTAL	\$ 563 500.0	Bs. 3 865 610.0	\$ 28 375.0	Bs. 194 652.5

Tabla 40. Costos estimados de adquisición, instalación, operación y mantenimiento de los equipos del sistema de recuperación de calor. Elaboración propia.

Cálculo del ROI

Se calculará el retorno de inversión de implementar el sistema dimensionado:

$$ROI = \left(\frac{\text{Ahorro neto anual}}{\text{Inversión}} \right) * 100\%$$

El ahorro neto anual consiste en la diferencia de los ahorros obtenidos por consumo energético y los costos de mantenimiento asociados con el sistema:

$$\text{Ahorro neto anual} = \text{Bs. } 994\ 605.3 - \text{Bs. } 194\ 652.5 = \text{Bs. } 799\ 952.8$$

$$\text{Inversión} = \text{Bs. } 3\ 865\ 610.0$$

$$ROI = \left(\frac{\text{Bs. } 799\ 952.8}{\text{Bs. } 3\ 865\ 610.0} \right) * 100\%$$

$$ROI = 20.69\%$$

El tiempo de recuperación de la inversión se calcula con:

$$A = P * \left(1 + \frac{r}{n} \right)^{n*t}$$

Donde: A – la cantidad de dinero acumulada después de n años, incluyendo el interés, P – es el principal monto invertido, r – es la tasa anual de interés, n – es el número de veces que el interés se compone por año, t – es el número de años.

Para $A = 2 * \text{Inversión}$, $P = \text{Inversión}$, $n = 1$, y $r = 20.69\%$, t se calcula como sigue:

$$t = \frac{\ln(A/P)}{\ln(1+r)} = \frac{\ln(2)}{\ln(1+0.2069)} = 3.7 \text{ años}$$

Después de estos 3.7 años, la empresa habrá recuperado totalmente la inversión, y a partir de este tiempo percibe ahorros económicos que se traducen directamente como ganancia neta, de aproximadamente:

$$\text{Ganancia neta anual} = \text{Ahorro neto anual}$$

$$\text{Ganancia neta anual} = \text{Bs. } 799\,952.8$$

Peso total del sistema e instalación

El peso total estimado para todo el sistema incluyendo accesorios y materiales adicionales es:

Equipo	Peso (T)
Turbina	5.0
Generador	4.6
Intercambiador de calor	0.1
Condensador	2.1
Bomba	0.2
Equipo adicional	1.2
TOTAL	13.2

Tabla 41. Peso total estimado del sistema de recuperación de calor. Elaboración propia.

Debido a que no se dispone de espacio considerable en la sala de máquinas de la locomotora, el sistema dimensionado debe instalarse en un vagón extra, desde el cual se capturarán los gases de escape, y luego la energía eléctrica generada podrá alimentar a los motores de tracción del equipo.

CAPÍTULO V

RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

CAPÍTULO V

RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

Luego de realizar las mediciones de temperatura en los distintos sistemas del motor, los gases de escape fueron identificados como los de mayor capacidad energética y temperatura. Las potencias caloríficas en el escape desde el punto “notch” 5 en adelante, estaban en el rango de 1 600 y 2 300 kW (Tabla 20). Para estos cálculos, fue necesario hacer una estimación de los valores de potencia en el eje del motor, puesto que no se disponía de esa información.

Por otra parte, el ciclo Rankine diseñado para recuperar el calor de desperdicio tiene una eficiencia térmica de alrededor del 26.40% (Tabla 27), pudiendo generar energía eléctrica a una tasa máxima de 400.9 kW (Tabla 27), al utilizar el punto notch 5 evitando así los puntos 6, 7 y 8. El sistema diseñado debe ser instalado en un vagón extra de la locomotora, debido a restricciones de espacio en la sala de máquinas. El peso total es de alrededor de trece toneladas (Tabla 41).

Finalmente, considerando que la locomotora operará cinco días a la semana y durante las cuatro semanas del mes, el ROI del presente proyecto es del 20.69%, lo que significa que la inversión será recuperada en un tiempo aproximado de tres años y medio. Luego de este período, la empresa percibirá una ganancia neta anual de aproximadamente Bs.799 952.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

1. Es posible recuperar grandes cantidades de calor del proceso de combustión de motores ferroviarios y reutilizarlos en la misma máquina.
2. Las cantidades de calor desperdiciado por los gases de escape en motores ferroviarios representan un gran volumen de energía, en el orden de megavatios, y por tanto justifica el estudio realizado.
3. La correcta aplicación de los resultados de esta investigación, redundarán en un incremento de la capacidad de las locomotoras de Ferroviana Andina S.A.

6.2 Recomendaciones

1. Se recomienda estudiar la posibilidad de implementar un sistema Rankine a locomotoras en otros rangos de capacidad, que sean más versátiles y fáciles de manejar e instalar.
2. Se recomienda estudiar alternativas para mejorar la eficiencia de un ciclo Rankine implementado a locomotoras.
3. Se recomienda estimular la investigación en temas referidos a la reutilización energética de calor desperdiciado a través de ciclos Rankine, para reducir el impacto, costos, y afectaciones al medio ambiente, y mejorar la productividad y rentabilidad de las empresas que utilizan máquinas y motores térmicos.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

- ABB. (2015). *Synchronous generators for steam and gas turbines*. ABB Ltd.
- Aldridge, W. (2023, Agosto 26). *Fuelson*. Retrieved from <https://fuelson.com/blog/why-does-fuel-consumption-decrease-with-altitude-exploring-the-science>
- CAPP. (n.d.). *CAPP*. Retrieved from <https://www.capp.ca/energy/world-energy-needs/#:~:text=Current%20demand%20for%20fossil%20fuels%20%28oil%2C%20gas%20and,renewables%20such%20as%20solar%2C%20wind%20and%20geothermal%20energy>.
- Caterpillar. (2012). *Improving Component Durability - Engines*. Caterpillar Inc.
- Çengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica*. New York: McGraw Hill.
- Cieśliński, J., Fiuk, A., Typiński, K., & Siemieńczuk, B. (2016). Heat transfer in plate heat exchanger channels: Experimental validation of selected correlation equations. *Polska Akademia Nauk*, 8.
- Combined Heat and Power Partnership. (2022). *WASTE HEAT TO POWER SYSTEMS*. Combined Heat and Power Partnership EPA.
- DirectIndustry*. (n.d.). Retrieved from <https://pdf.directindustry.com/pdf/kaori-heat-treatment-co-ltd/kaori-catalogue-si-unit/61189-974264.html#open2421887>
- Ferguson, C. (1985). *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*. John Wiley & Sons.
- Ferrovial Andina S.A. (n.d.). *Ferrovial Andina*. Retrieved from <https://ferrovial-andina.com.bo/>
- Fields, A. (2016, Marzo 08). *WBDG*. Retrieved from <https://www.wbdg.org/resources/combined-heat-and-power-chp>
- FLIR. (2017). *User's manual FLIR Tools/Tools+*.
- Gaffert, G. (1968). *Centrales de vapor*. Zaragoza: Luis Vives.
- Hernández Sampieri, R., Méndez Valencia, S., Mendoza Torres, C., & Cuevas Romo, A. (2017). *Fundamentos de Investigación*. McGraw Hill.

- Holman, J. (1999). *Transferencia de Calor*. México D.F.: McGraw Hill.
- Jääskeläinen, H. (2019, Diciembre 19). *DieselNet*. Retrieved from https://dieselnet.com/tech/engine_whr.php#ran
- Jääskeläinen, H. (2020, Septiembre 01). *DieselNet Technology Guide*. Retrieved from https://dieselnet.com/tech/diesel_exh.php
- Jóvaj, M., Arjángelski, V., Vijert, M., Vóinov, A., Stepánov, Y., & Trúsov, V. (1982). *Motores de automóvil*. Moscú: MIR.
- Kaori. (n.d.). *Kaori*.
- Mcdaniel, P., & Zohuri, B. (2018). *Modelica Programming: A New Approach in Modeling of CHP*. Research Gate.
- Meegan Kelly. (2016, Febrero 26). *ACEEE*. Retrieved from <https://www.aceee.org/blog/2016/02/brief-history-chp-development-united#:~:text=While%20the%20conventional%20method%20of%20producing%20usable%20heat,first%20central%20power%20plant%20in%20the%20United%20States>
- Mistral. (2017). *Air-cooled condensers and drycoolers*. Kaltra.
- Morrison, F. (2015). *Heat Transfer with Phase Change Evaporators and Condensers*. Michigan.
- Paz, A. (1979). *Tractores*. Madrid: DOSSAT, S.A.}
- Preiss, O. (n.d.). *mtu*. Retrieved from <https://www.mtu-solutions.com/seai/en/technical-articles/2021/the-future-of-internal-combustion-engines-as-seen-by-rolls-royce-power-systems.html>
- Siemens Energy Global GmbH & Co. KG. (2021). *Dresser-Rand Steam Turbines*. Houston Texas: Siemens Energy.
- Sin Filtro Bolivia (Director). (2018). *Ciclo Combinado, tecnología para la seguridad energética boliviana Programa 17 (Cuarto ciclo)* [Motion Picture].
- Terrapin. (n.d.). *Terrapin*. Retrieved from <https://www.terrapingeo.com/organic-rankine-cycle>

Trepp del Carpio, A. (2002). *Propiedades termodinámicas del aire en la altura e higrometría altitudinal universal del aire.*

Wettststädt, F., & Dubbel, H. (1975). *Manual del Constructor de Máquinas.* Labor S.A.

ANEXOS

ANEXOS



Punto 1



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 85,5 °C

Parámetros

Emisividad 0.69
Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite caliente

09/11/2023 15:32:42



1.1-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:32:42



1.1-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	83,2 °C
-----	---------

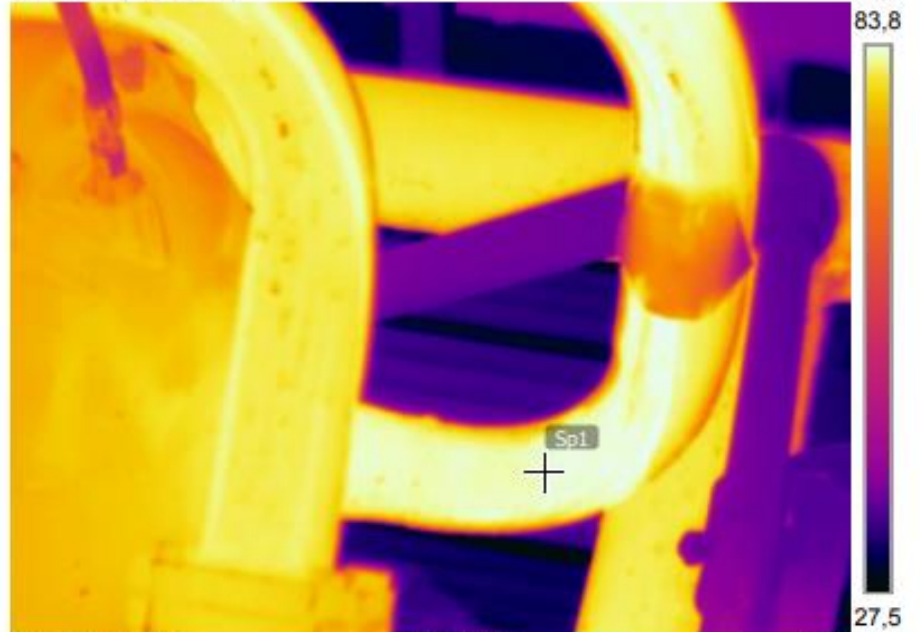
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 15:33:43

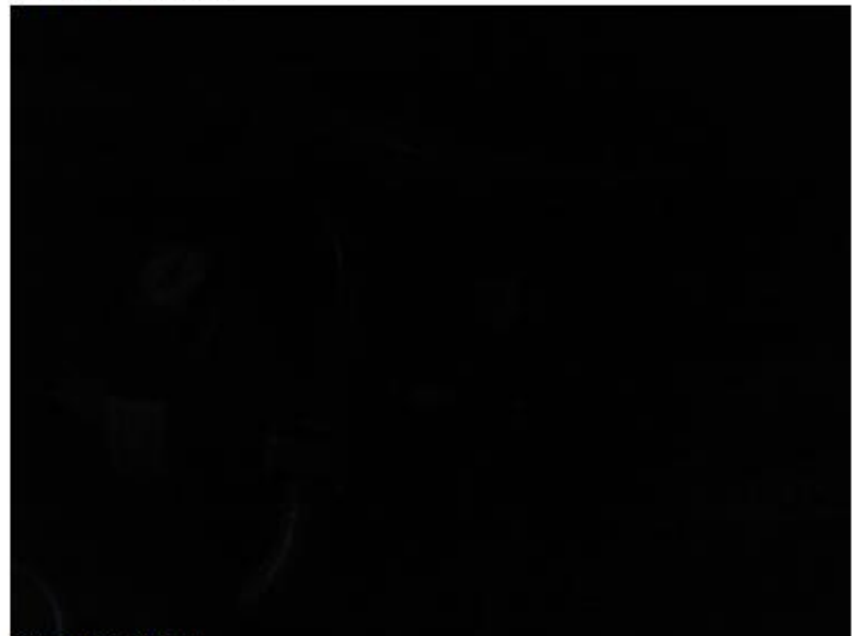


2.1-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:33:43



2.1-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	81,4 °C
-----	---------

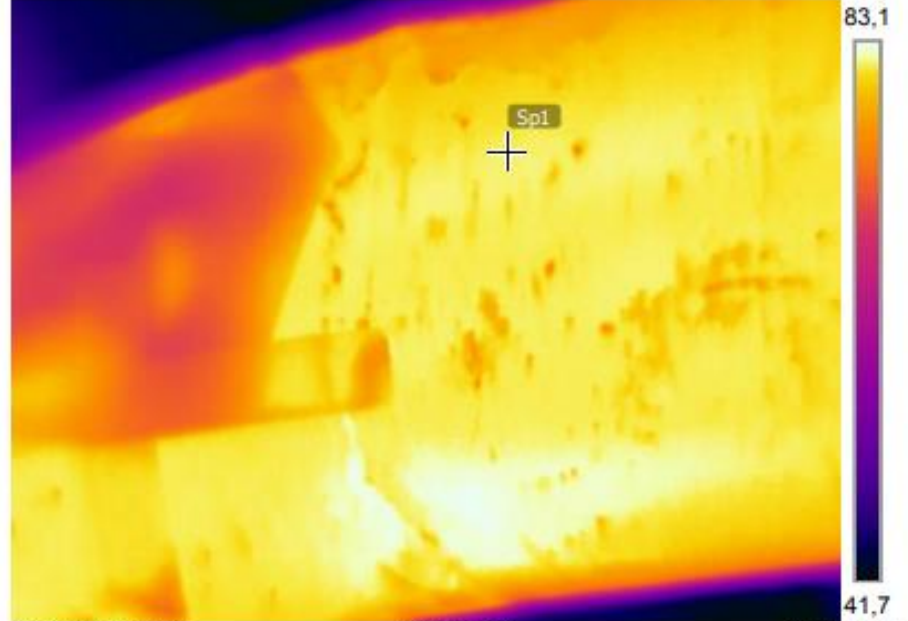
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua caliente

09/11/2023 15:31:12

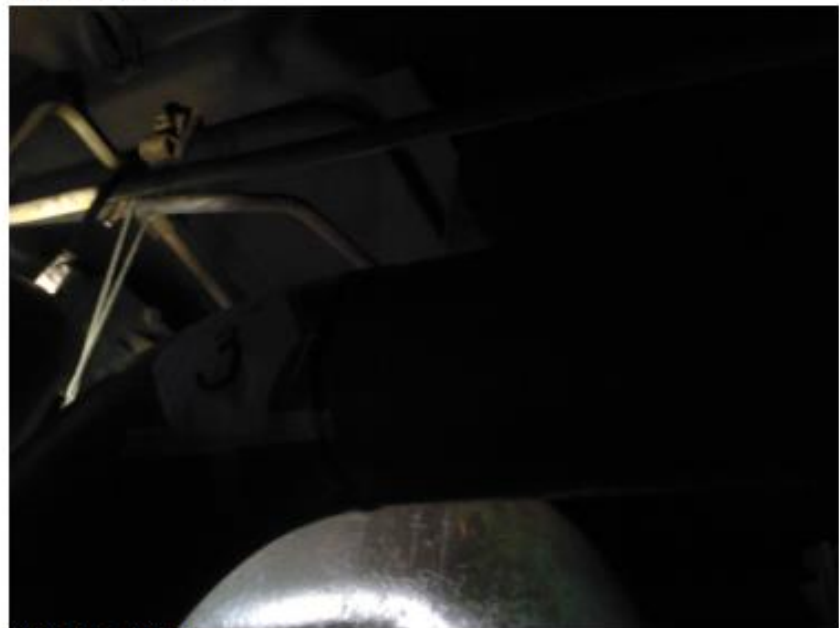


3.11-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:31:12



3.11-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	81,6 °C
-----	---------

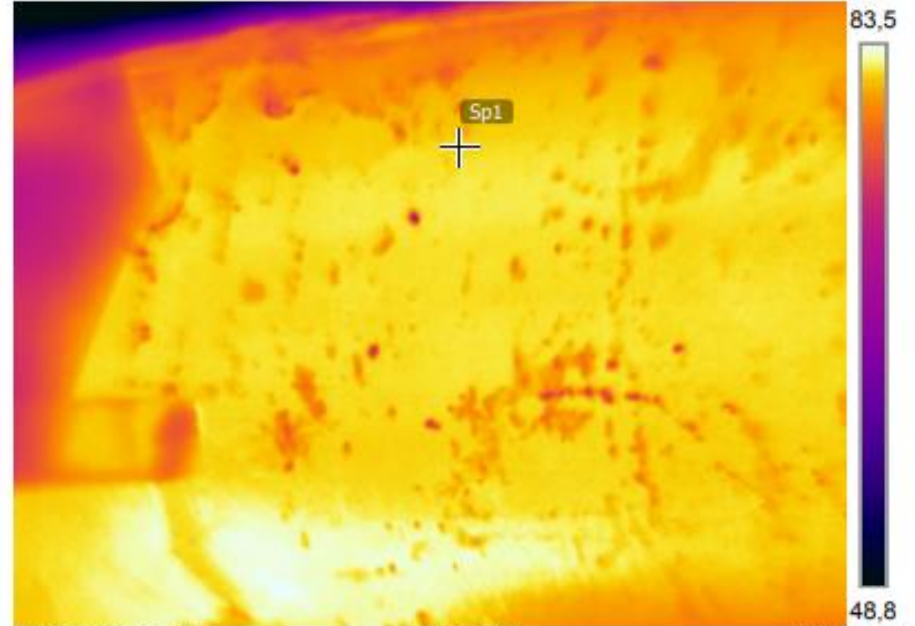
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

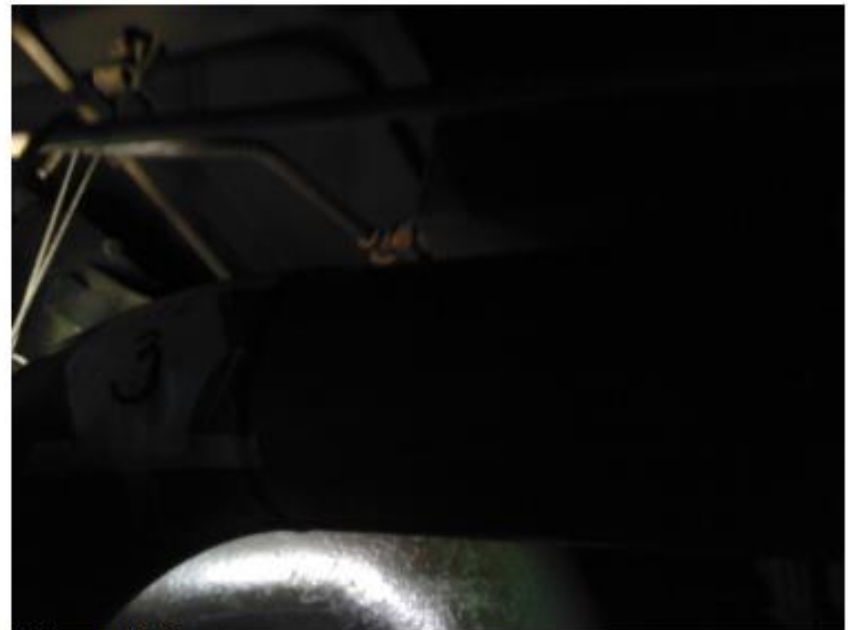
Nota

Agua caliente

09/11/2023 15:31:30



09/11/2023 15:31:30



3.12-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	81,4 °C
-----	---------

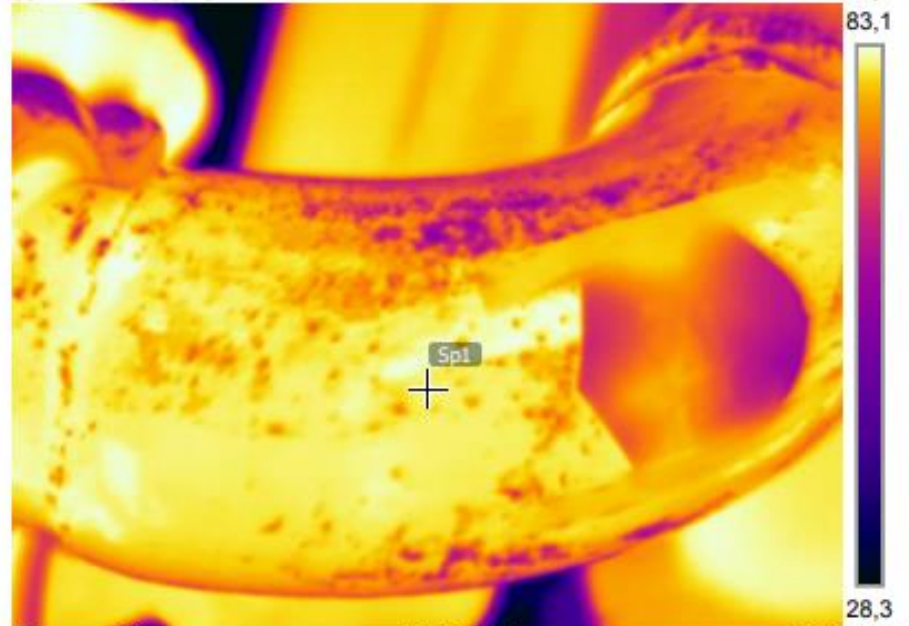
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua enfriada

09/11/2023 15:32:04



4.1-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:32:04



4.1-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	43,2 °C
-----	---------

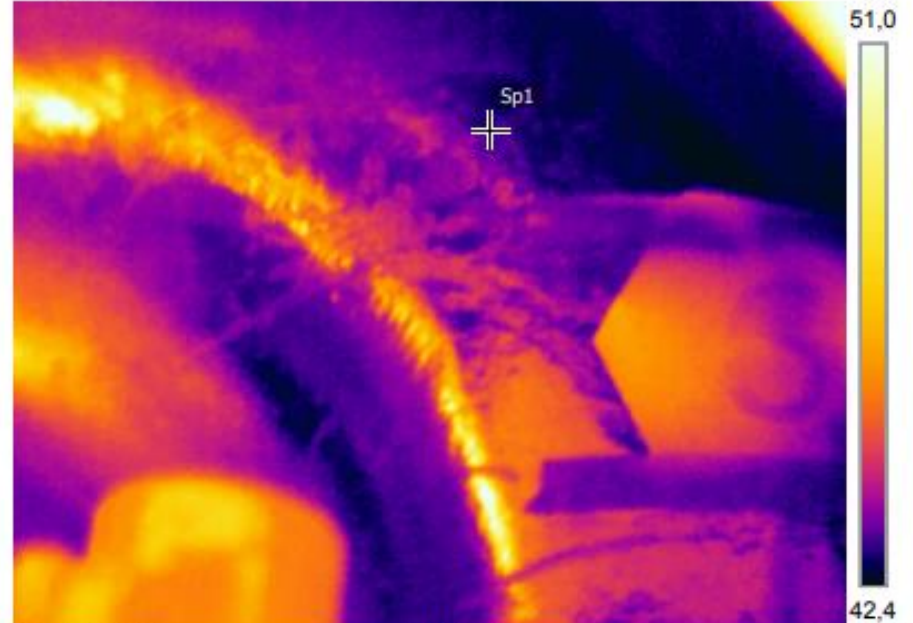
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Colector de aire de admisión

09/11/2023 15:28:59



6.1-aire-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:28:59



6.1-aire-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 49,5 °C

Parámetros

Emisividad 0.69
Temp. refl. 20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 15:29:52



7.1-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:29:52



7.1-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Punto 2



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 87,4 °C

Parámetros

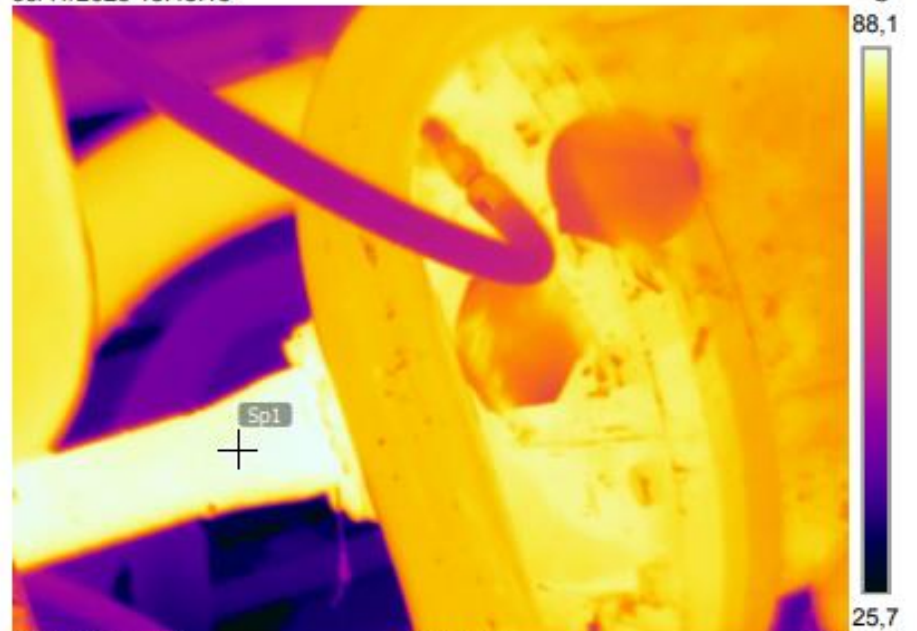
Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite caliente

09/11/2023 15:43:13



1.2-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:43:13



1.2-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 85,0 °C

Parámetros

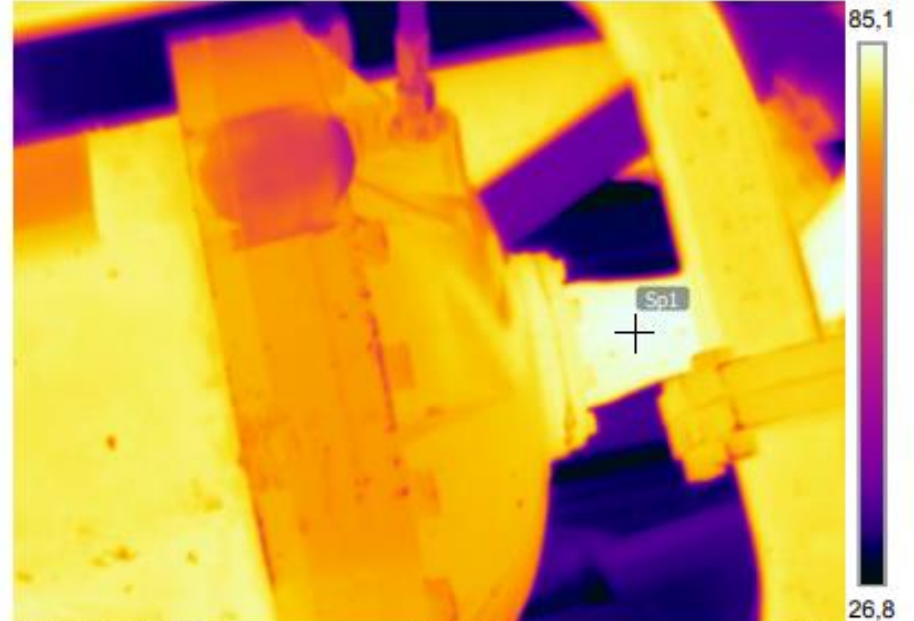
Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 15:44:01



2.21-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:44:01



2.21-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	85,3 °C
-----	---------

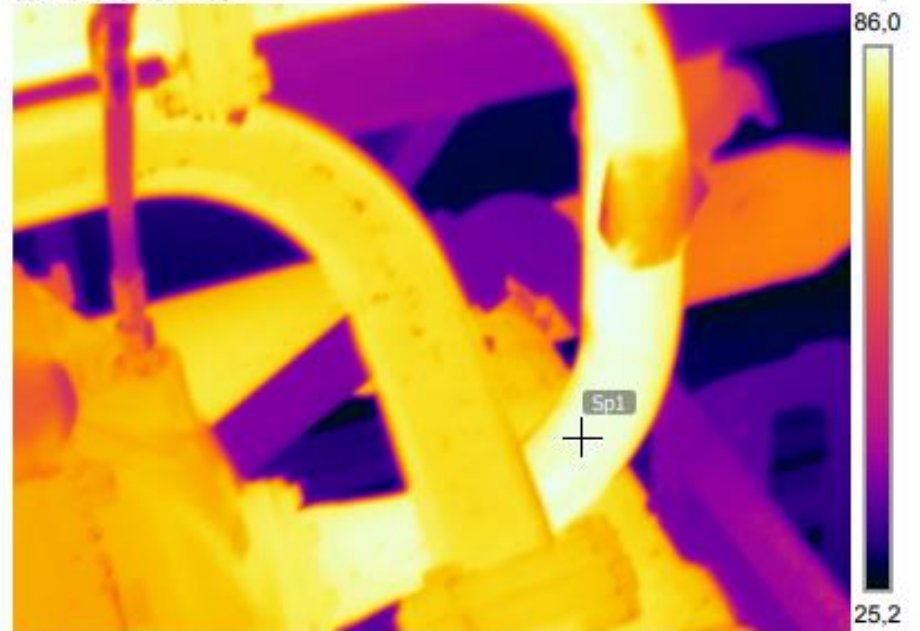
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 15:44:08



2.22-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:44:08



2.22-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	80,4 °C
-----	---------

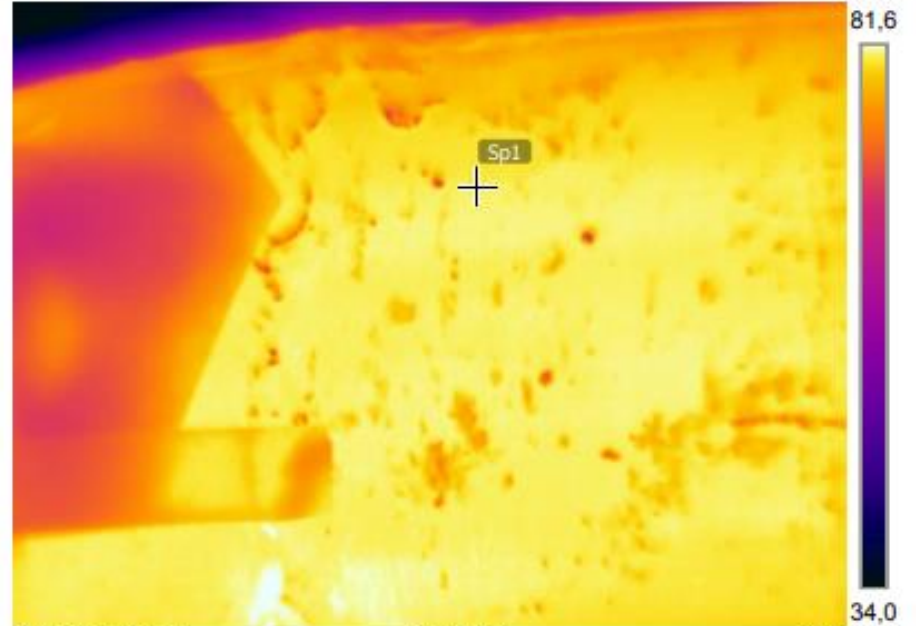
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua caliente

09/11/2023 15:41:50

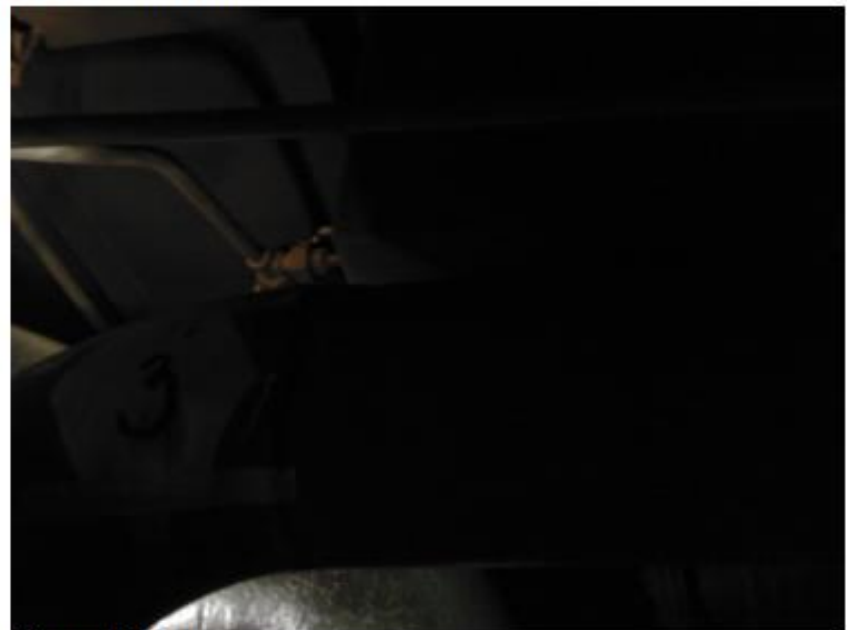


3.2-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:41:50



3.2-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1 79,4 °C

Parámetros

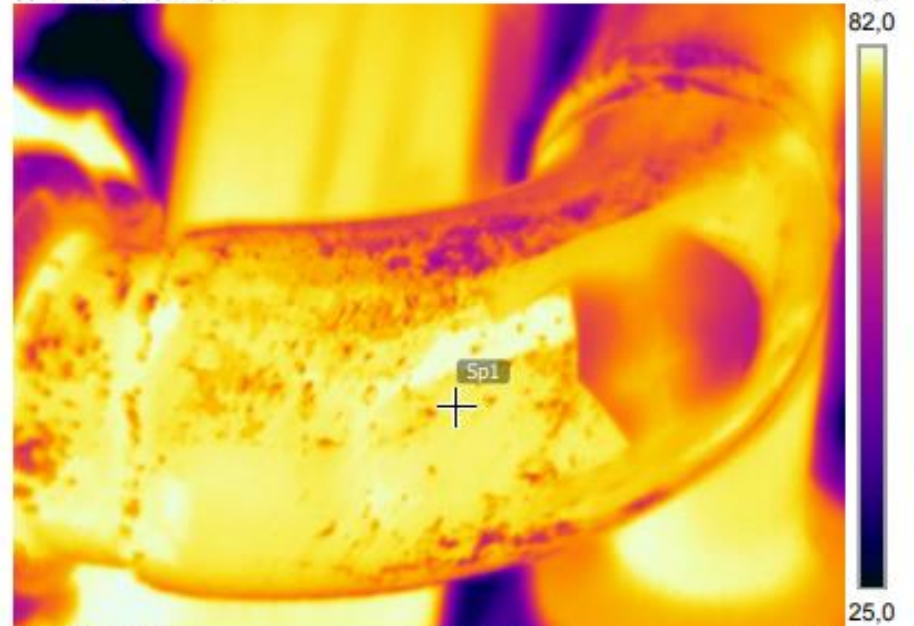
Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Agua enfriada

09/11/2023 15:42:30



4.2-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:42:30



4.2-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	39,5 °C
-----	---------

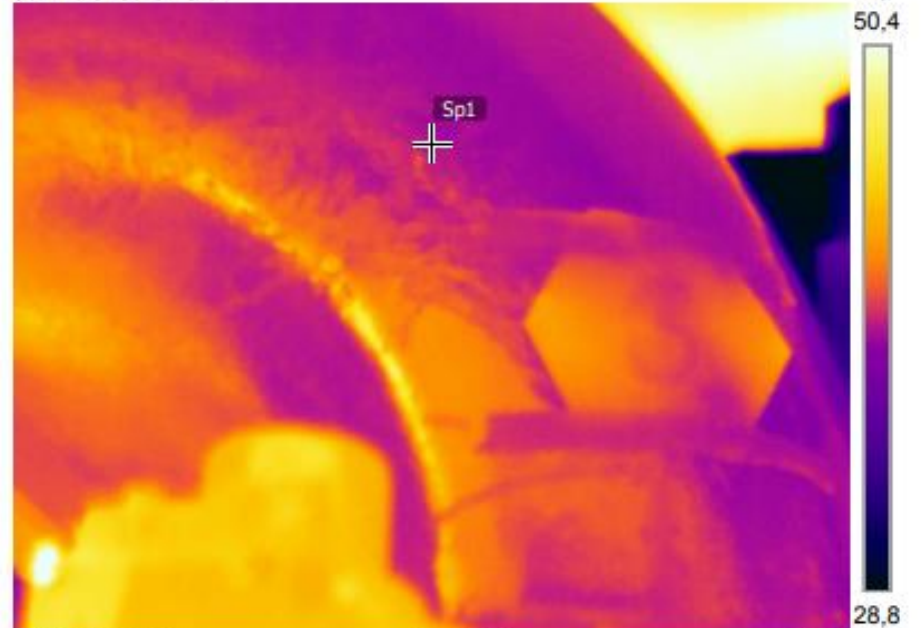
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Colector de aire de admisión

09/11/2023 15:40:31



6.2-aire-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:40:31



6.2-aire-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	46,2 °C
-----	---------

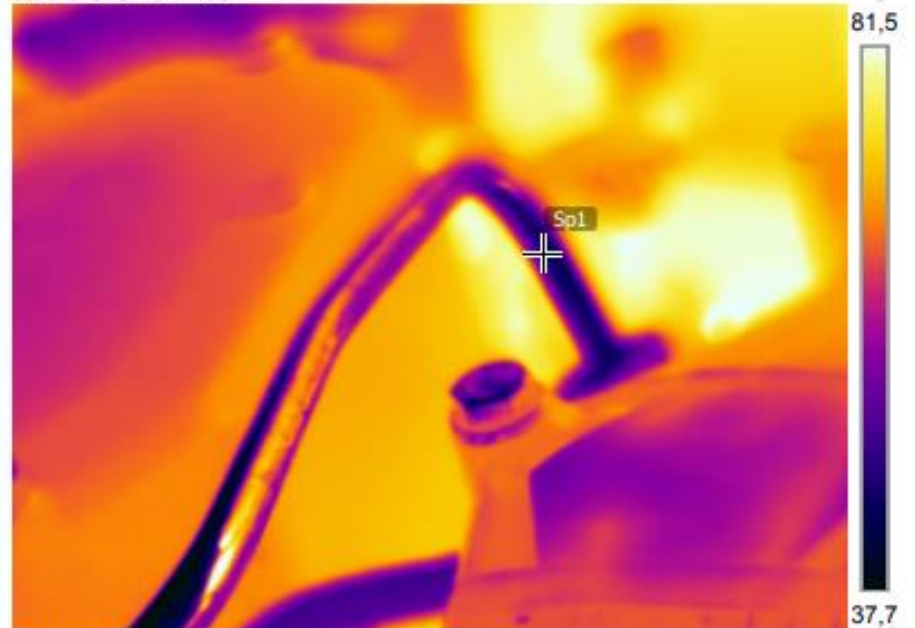
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 15:41:00



7.22-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:41:00



7.22-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Punto 3



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	89,7 °C
-----	---------

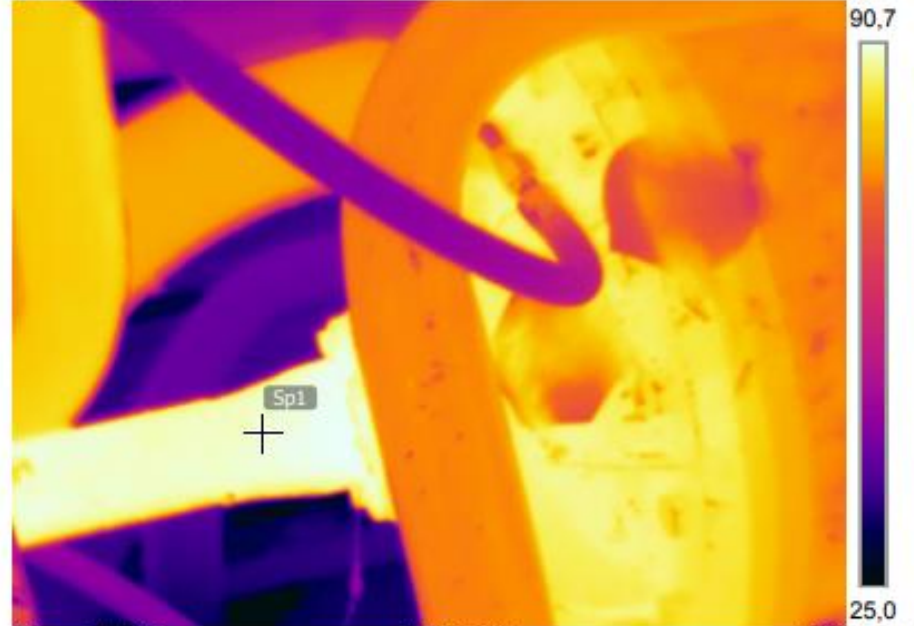
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Aceite caliente

09/11/2023 15:51:18



1.3-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:51:18



1.3-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 85,4 °C

Parámetros

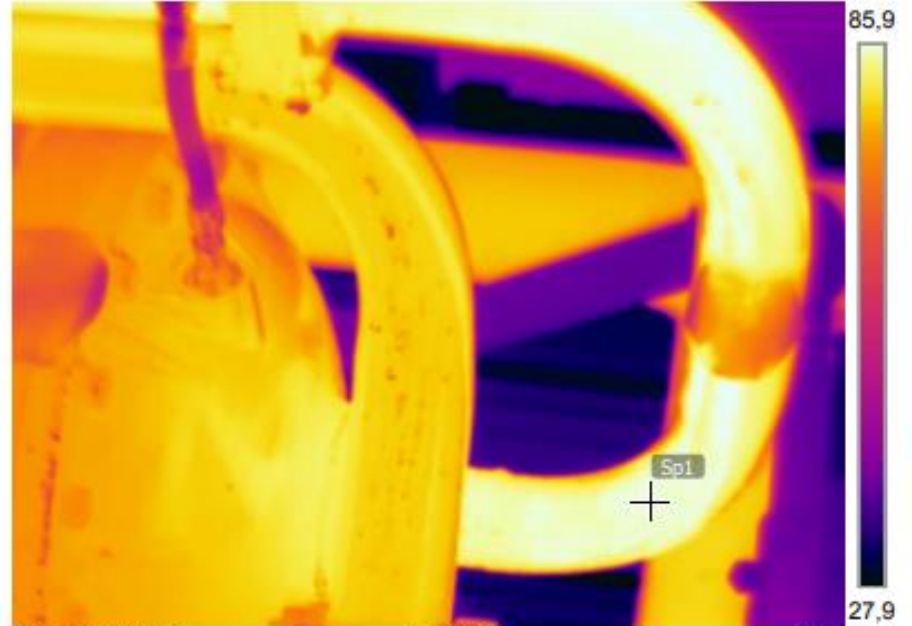
Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 15:52:17



2.3-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:52:17



2.3-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	76,9 °C
-----	---------

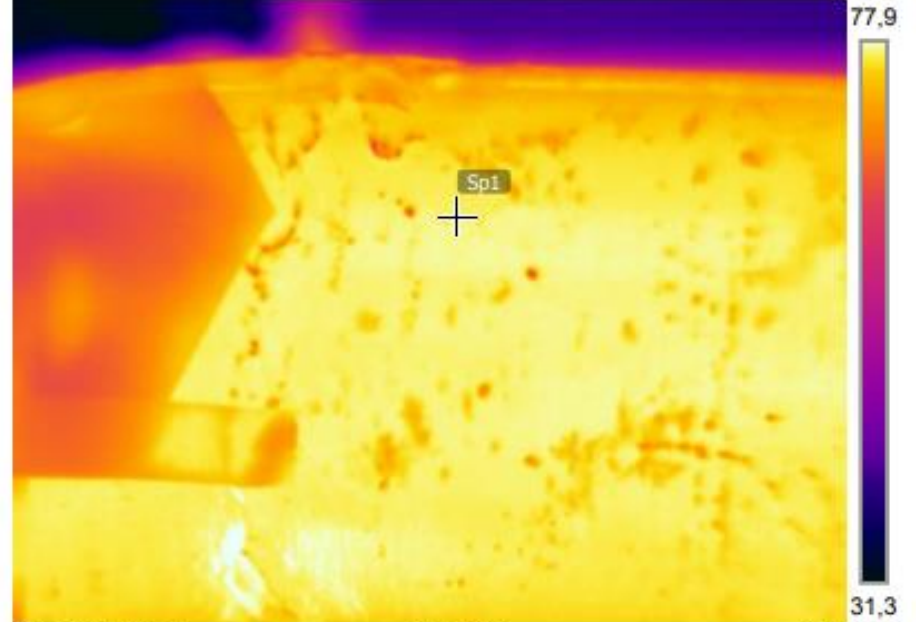
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua caliente

09/11/2023 15:50:18

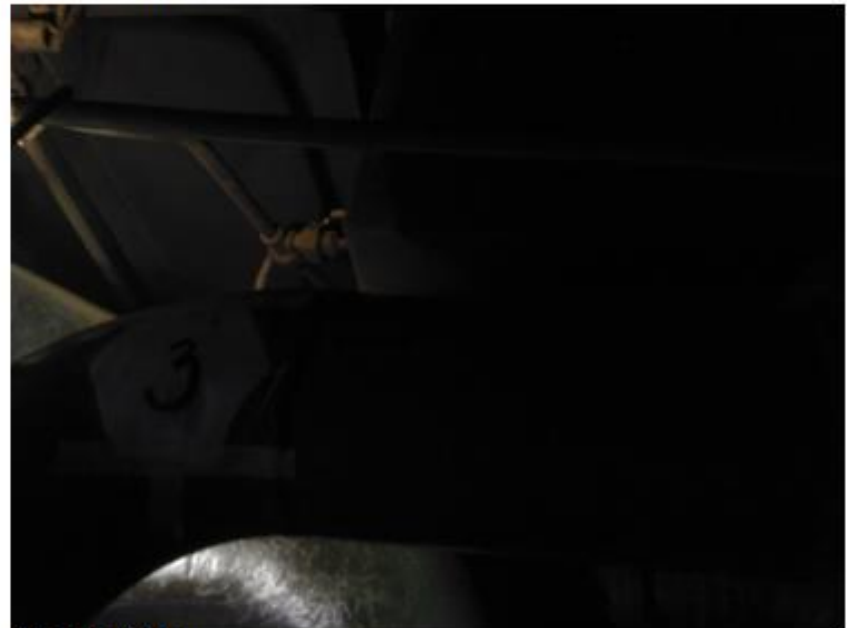


3.3-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:50:18



3.3-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	74,4 °C
-----	---------

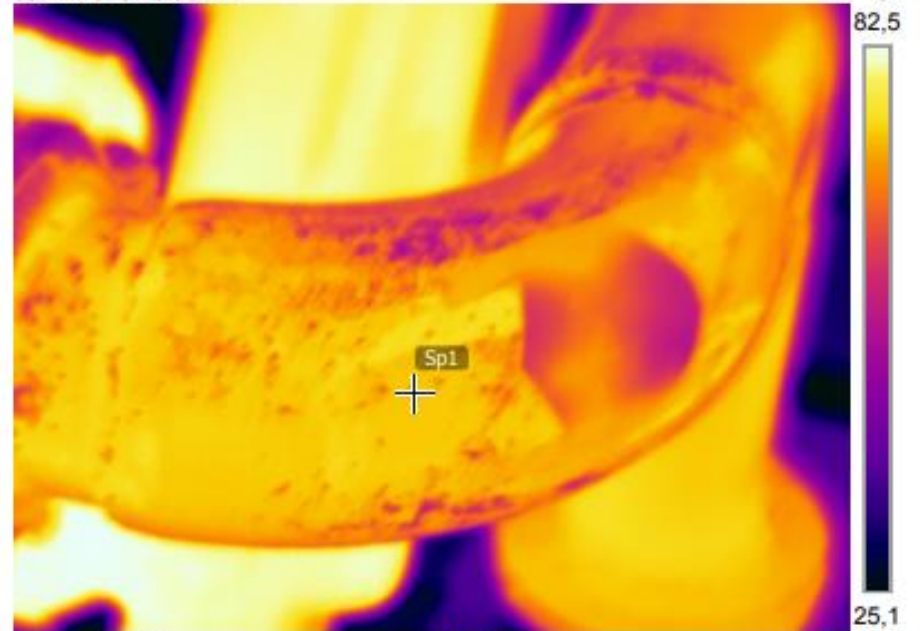
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua enfriada

09/11/2023 15:50:44



4.3-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:50:44



4.3-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	35,6 °C
-----	---------

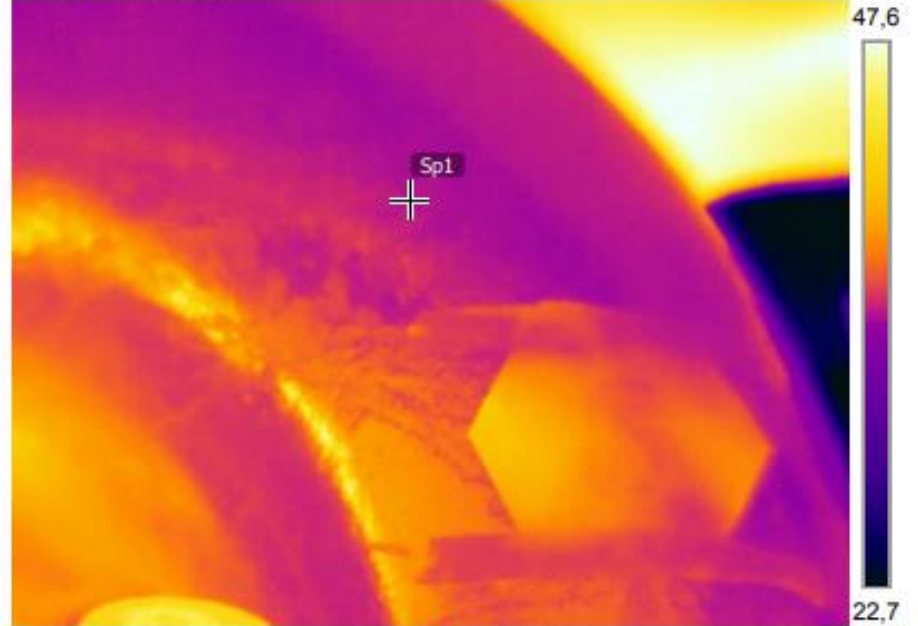
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Colector de aire de admisión

09/11/2023 15:49:07



6.3-aire-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:49:07



6.3-aire-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 41,7 °C

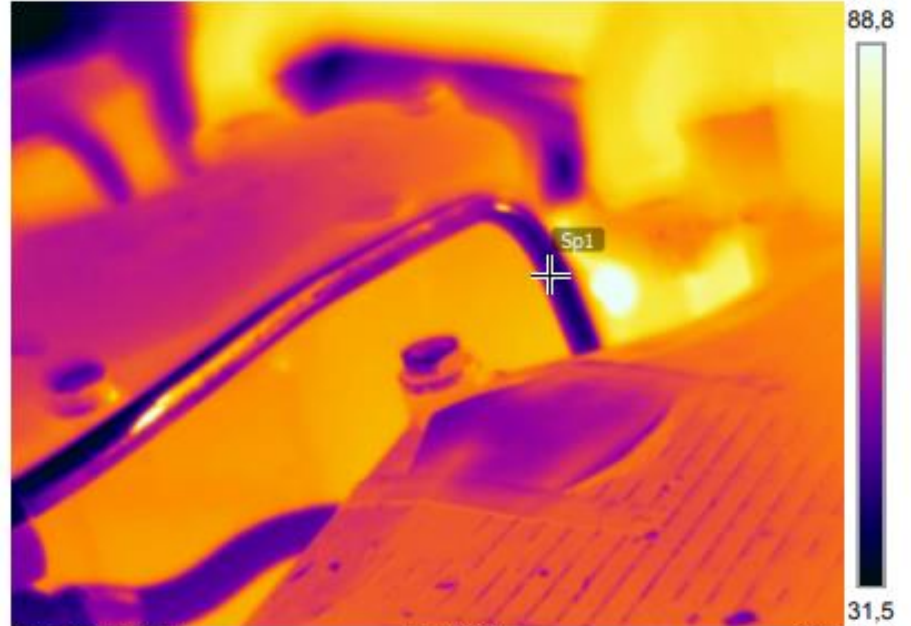
Parámetros

Emisividad 0.69
Temp. refl. 20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 15:49:41



09/11/2023 15:49:41



7.3-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Punto 4



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	96,0 °C
-----	---------

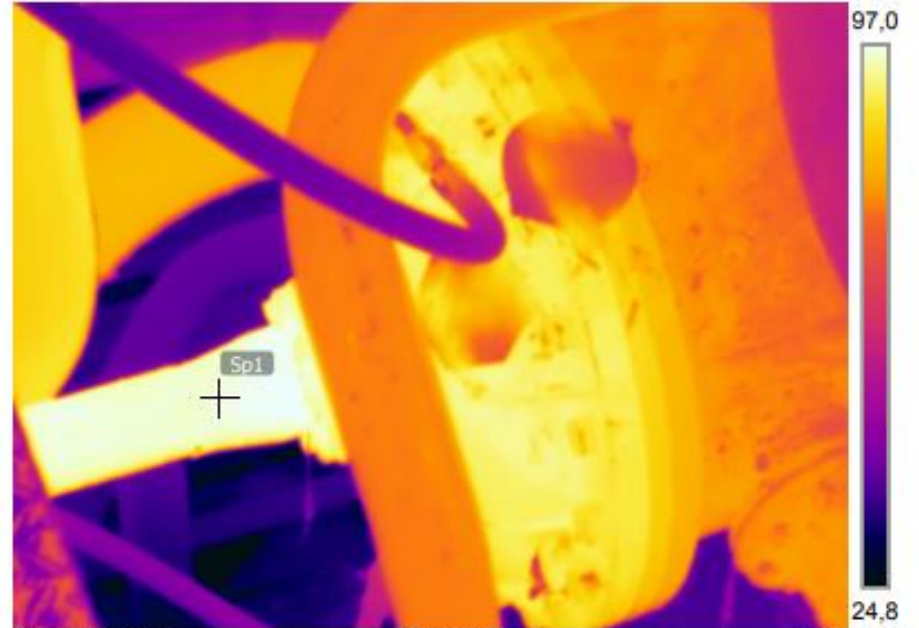
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Aceite caliente

09/11/2023 15:58:09



1.4-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:58:09



1.4-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 89,2 °C

Parámetros

Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 15:58:23



2.4-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:58:23



2.4-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	78,2 °C
-----	---------

Parámetros

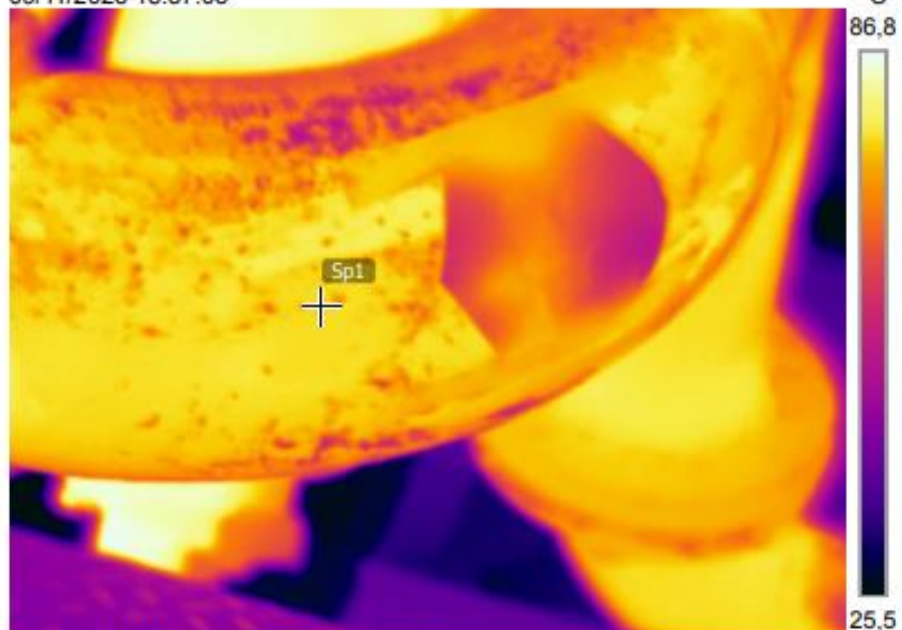
Emisividad	0.69
------------	------

Temp. refl.	20 °C
-------------	-------

Nota

Agua enfriada

09/11/2023 15:57:03

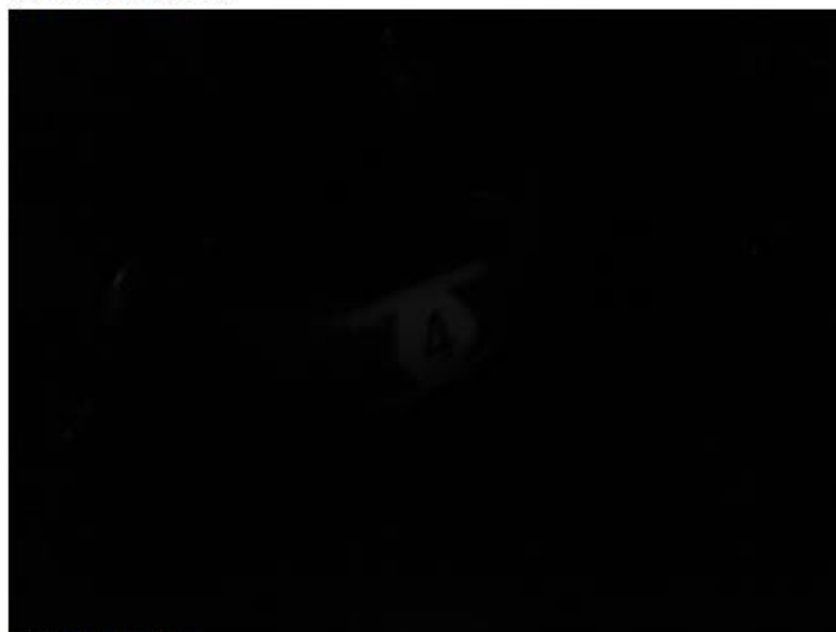


4.41-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:57:03



4.41-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	78,4 °C
-----	---------

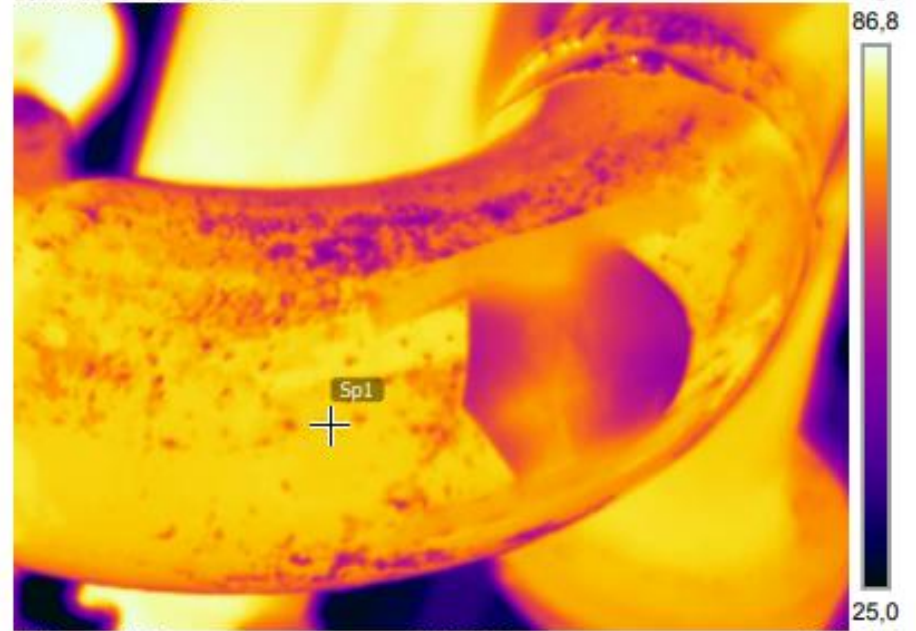
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua caliente

09/11/2023 15:57:09

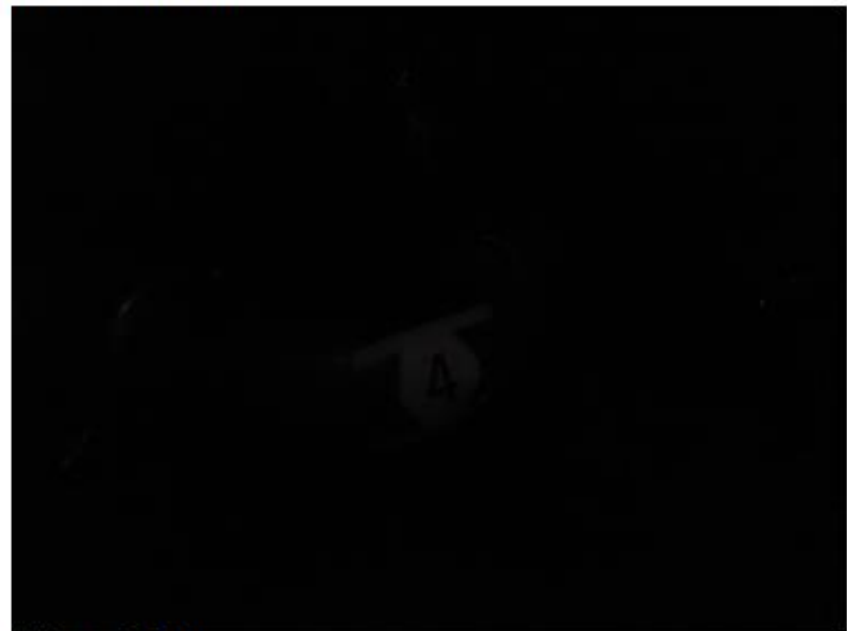


4.42-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:57:09



4.42-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	32,8 °C
-----	---------

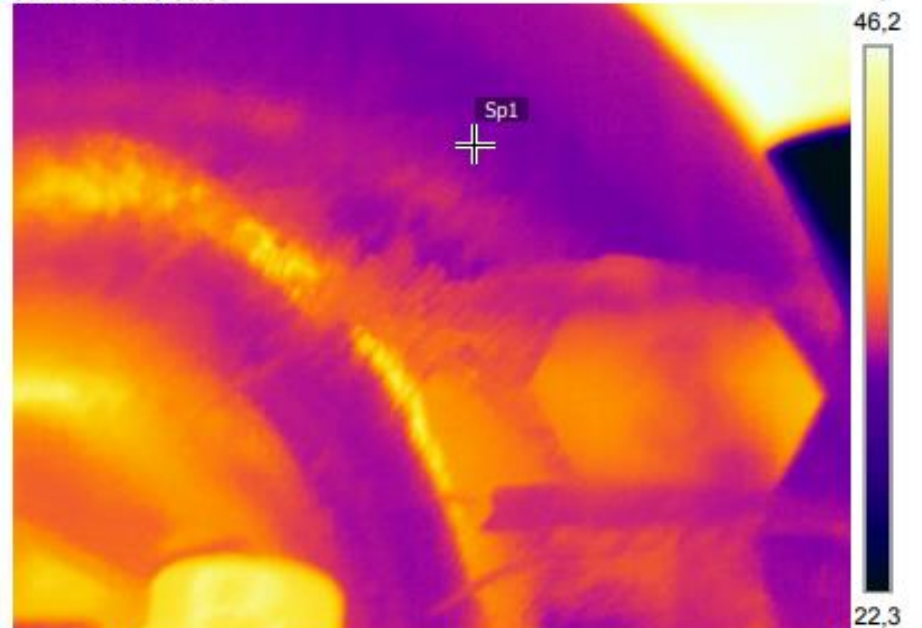
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Colector de aire de admisión

09/11/2023 15:55:39



6.4-aire-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:55:39



6.4-aire-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	40,7 °C
-----	---------

Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 15:56:31



7.4-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 15:56:31



7.4-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Punto 5



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	100,2 °C
-----	----------

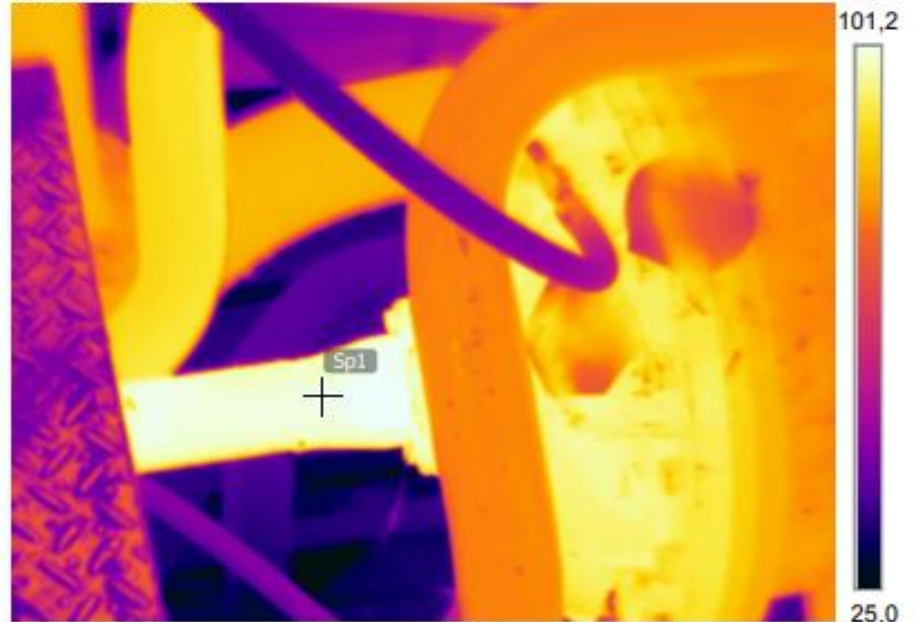
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Aceite caliente

09/11/2023 16:02:24



1.5-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:02:24



1.5-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1 93,6 °C

Parámetros

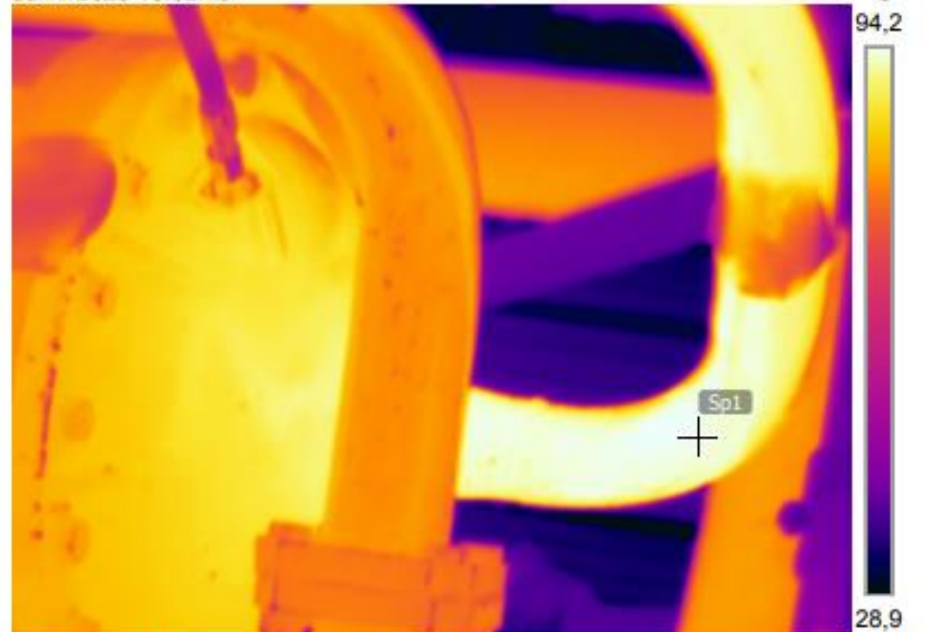
Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 16:02:49



2.5-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:02:49



2.5-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto

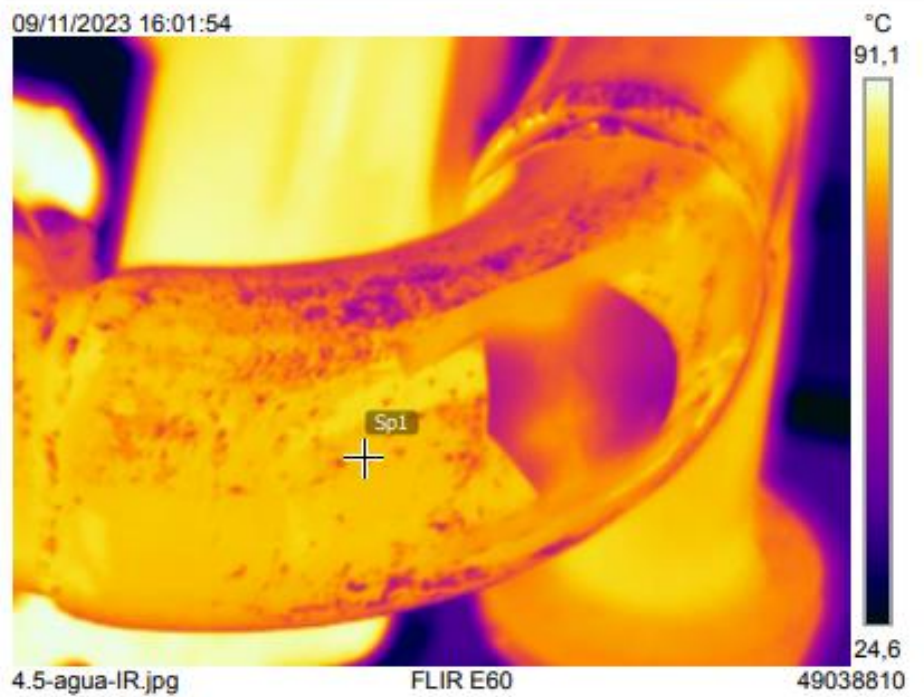


Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas	
Sp1	80,7 °C

Parámetros	
Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota	
Agua enfriada	



Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	31,6 °C
-----	---------

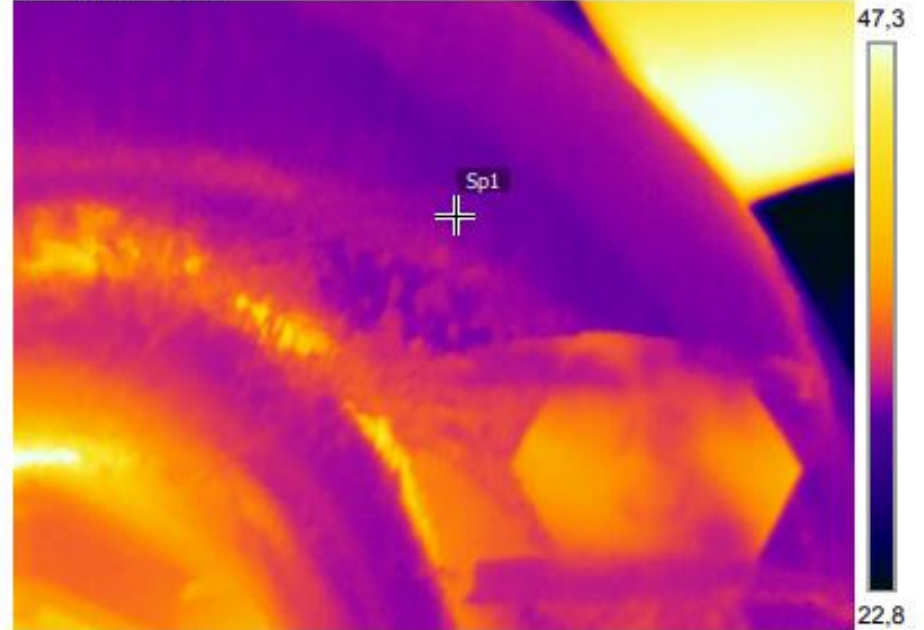
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Colector de aire de admisión

09/11/2023 16:00:37



6.5-aire-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:00:37



6.5-aire-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	41,6 °C
-----	---------

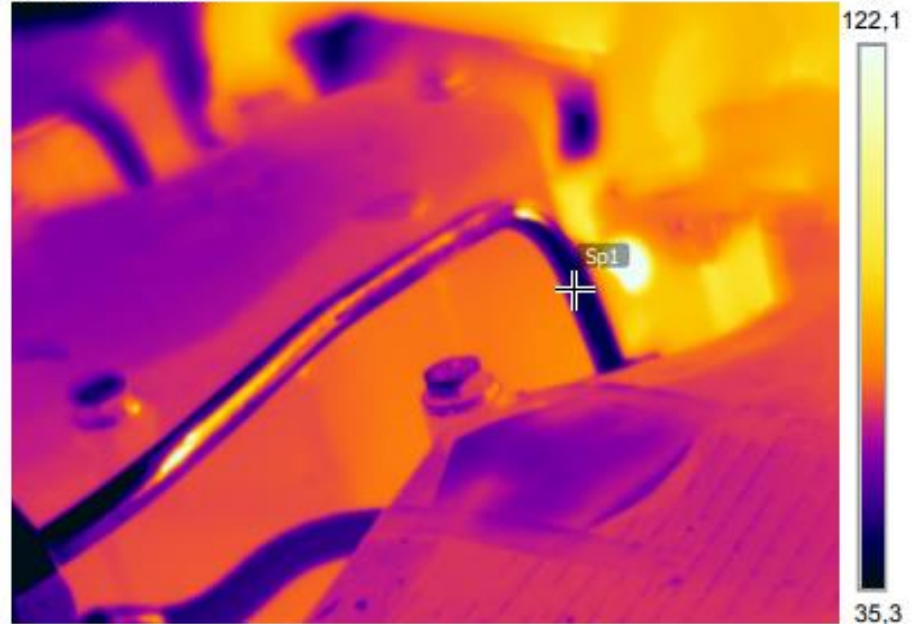
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 16:01:22



7.5-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:01:22



7.5-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Punto 6



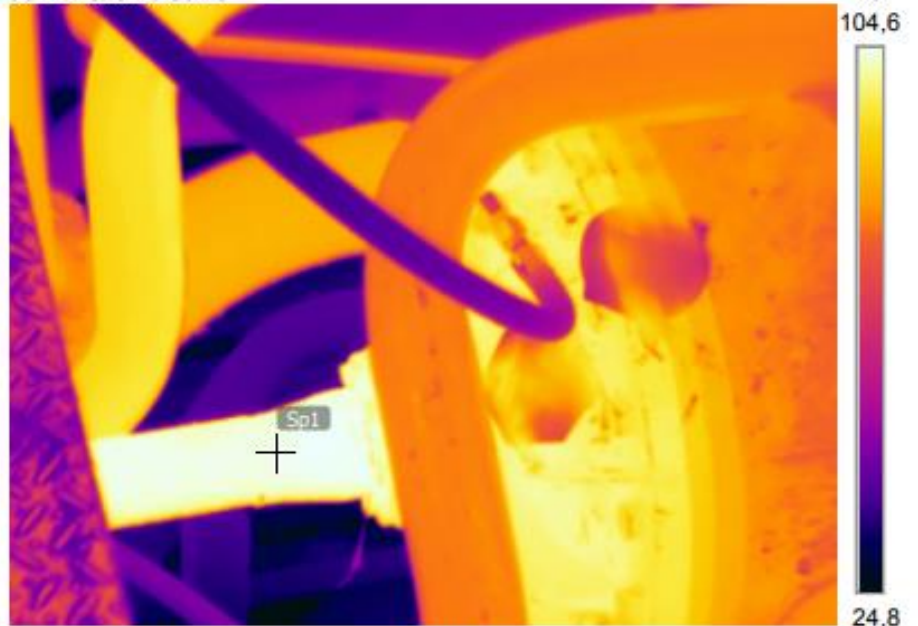
Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas	
Sp1	104,0 °C

Parámetros	
Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota	
Aceite caliente	

09/11/2023 16:06:18



1.6-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:06:18



1.6-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	98,0 °C
-----	---------

Parámetros

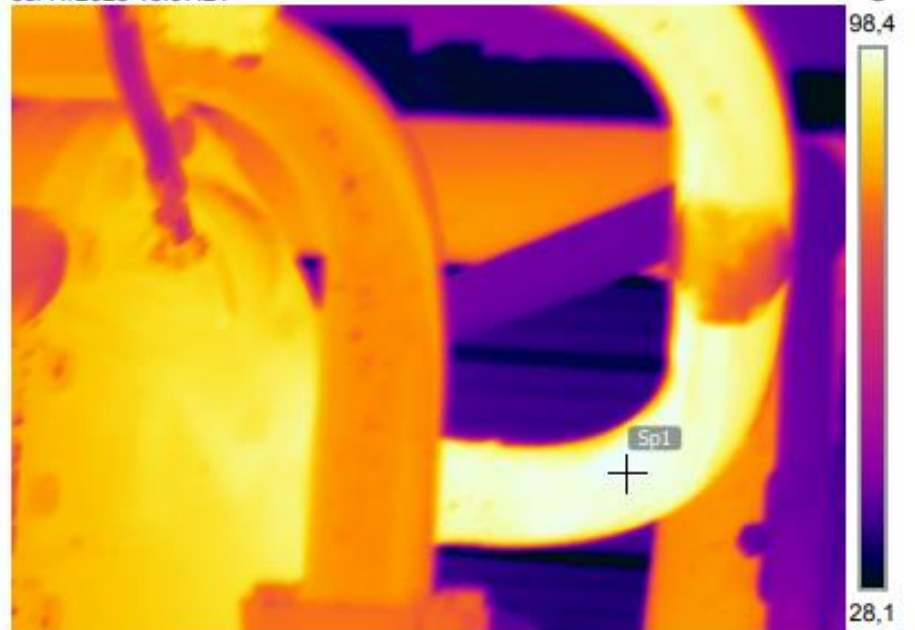
Emisividad	0.69
------------	------

Temp. refl.	20 °C
-------------	-------

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 16:07:21



2.61-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:07:21



2.61-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 98,3 °C

Parámetros

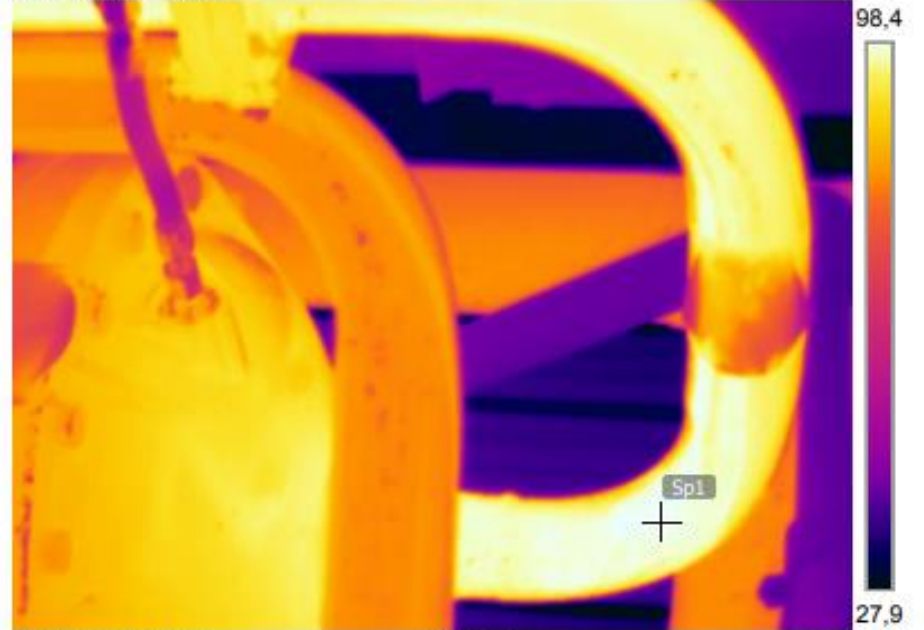
Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 16:07:27



2.62-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:07:27



2.62-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	87,0 °C
-----	---------

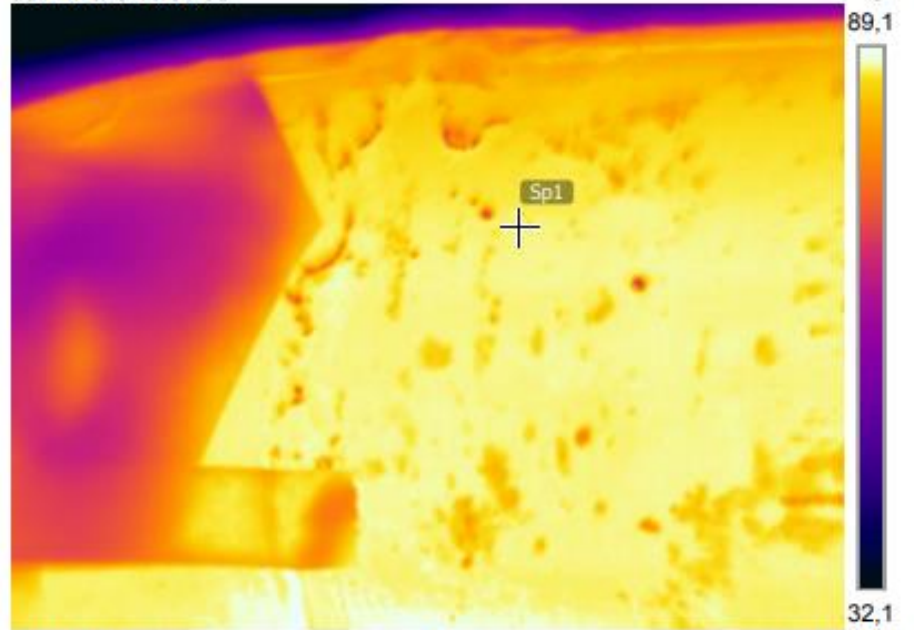
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua caliente

09/11/2023 16:05:06

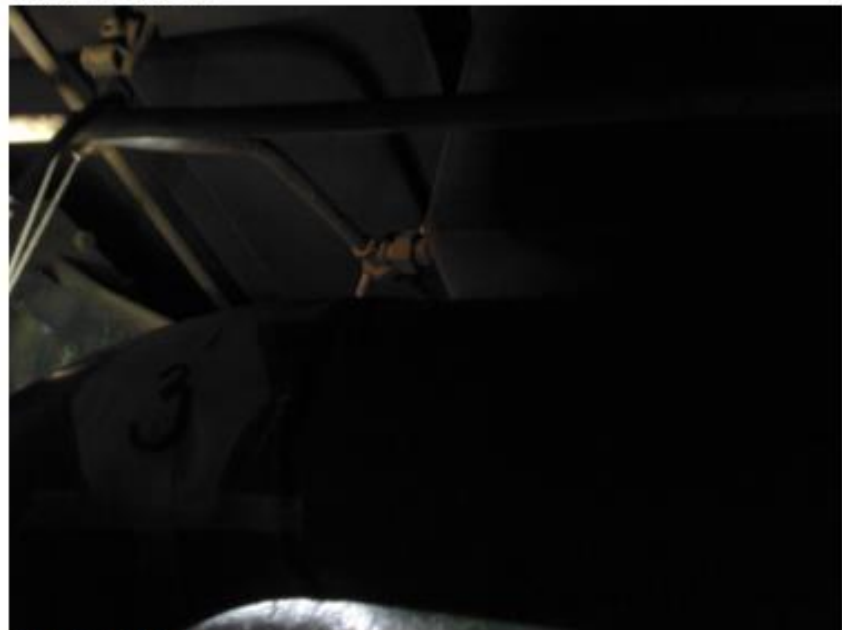


3.6-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:05:06



3.6-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	82,5 °C
-----	---------

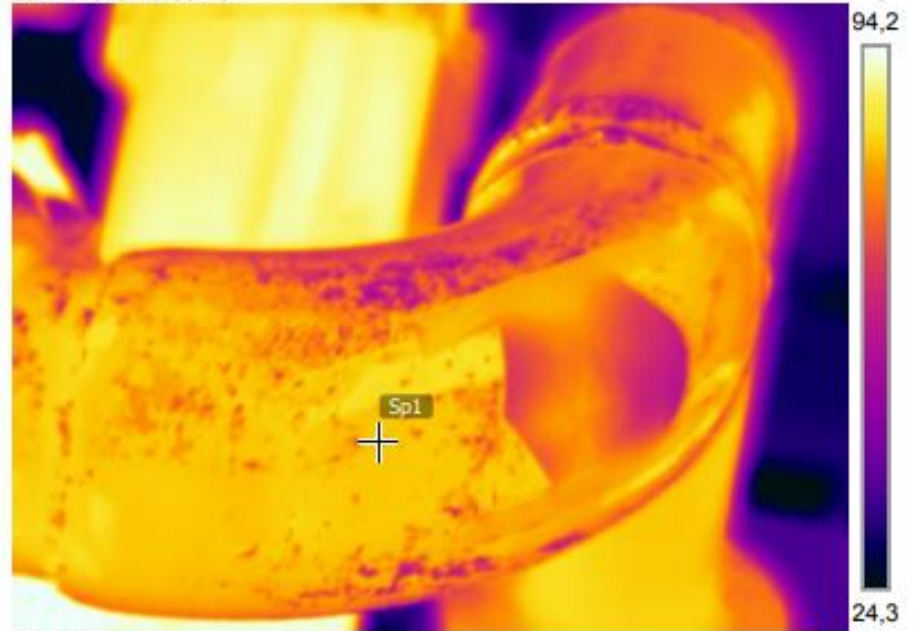
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua enfriada

09/11/2023 16:05:29



4.6-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:05:29



4.6-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	31,5 °C
-----	---------

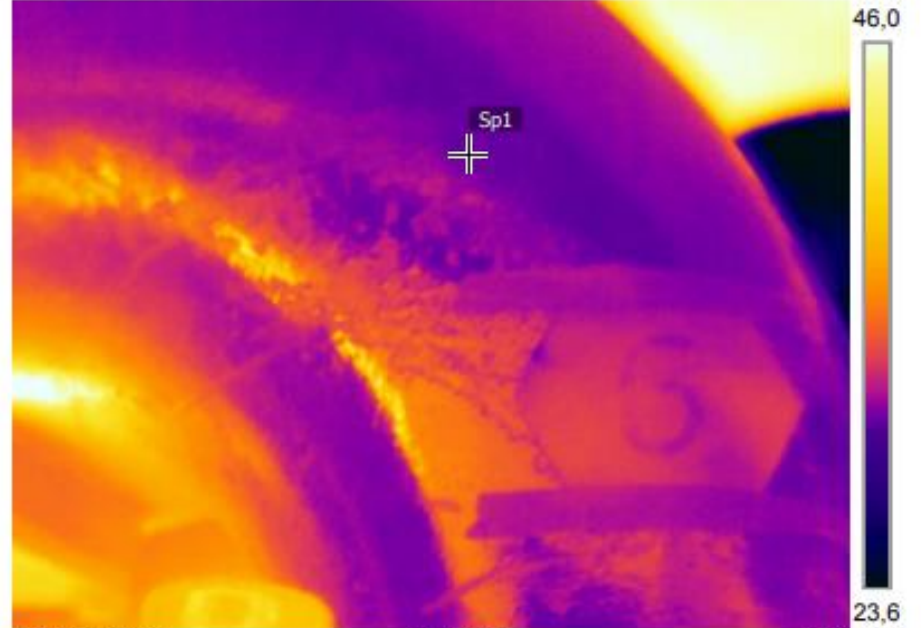
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Colector de aire de admisión

09/11/2023 16:04:39



6.6-aire-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:04:39



6.6-aire-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	43,9 °C
-----	---------

Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 16:05:53



7.6-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:05:53



7.6-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Punto 7



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 107,6 °C

Parámetros

Emisividad 0.69
Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite caliente

09/11/2023 16:10:00



1.7-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:10:00



1.7-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	101,2 °C
-----	----------

Parámetros

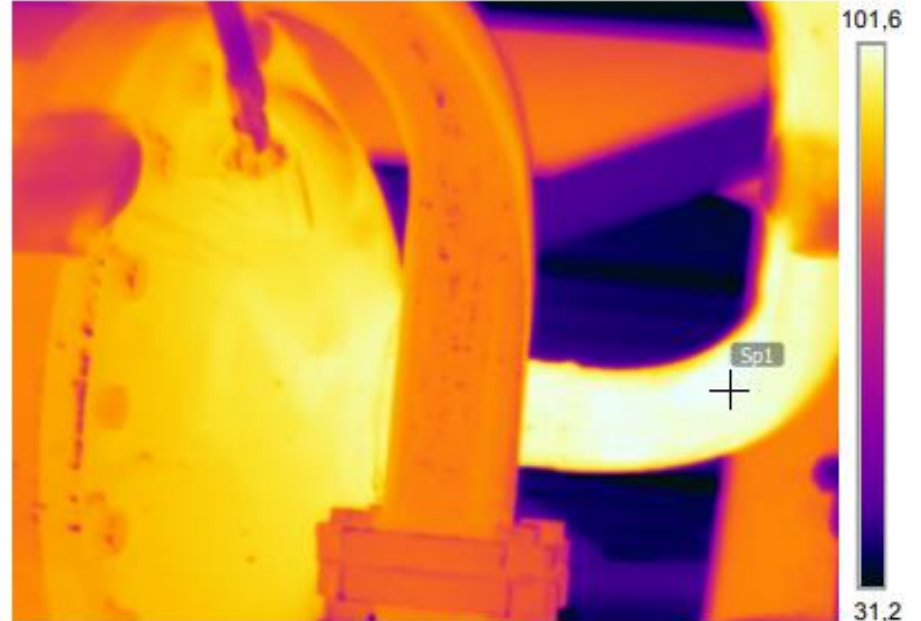
Emisividad	0.69
------------	------

Temp. refl.	20 °C
-------------	-------

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 16:10:53



2.7-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:10:53



2.7-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	89,0 °C
-----	---------

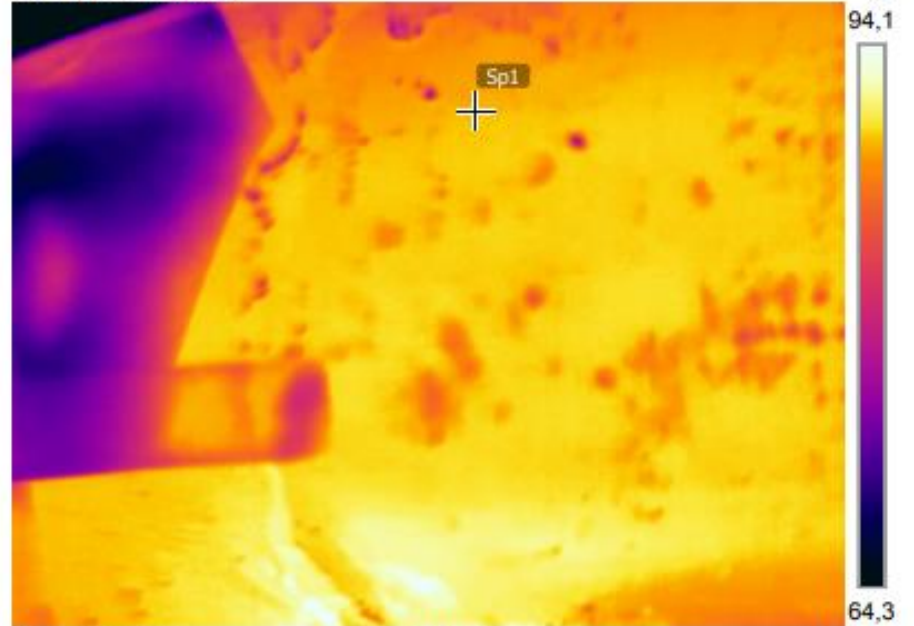
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua caliente

09/11/2023 16:09:16

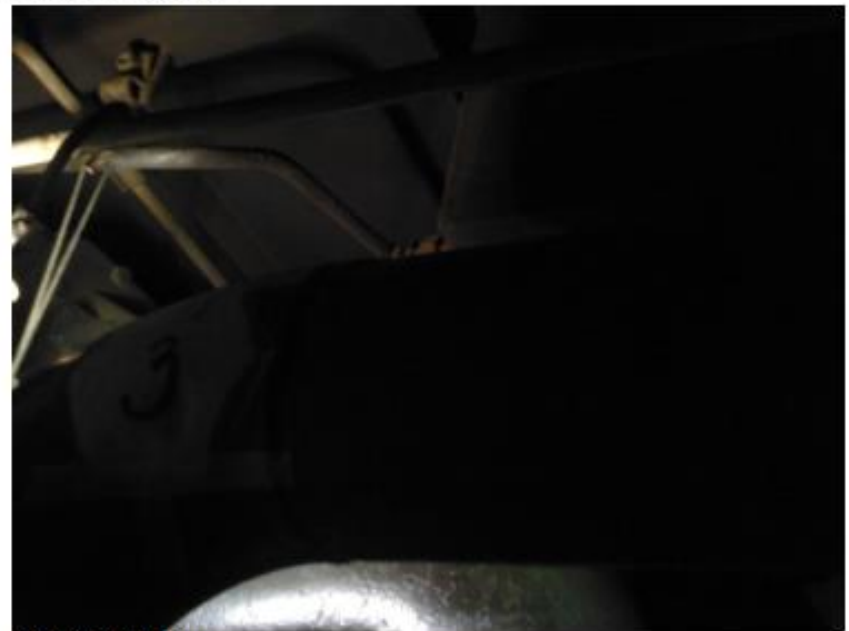


3.7-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:09:16



3.7-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	85,8 °C
-----	---------

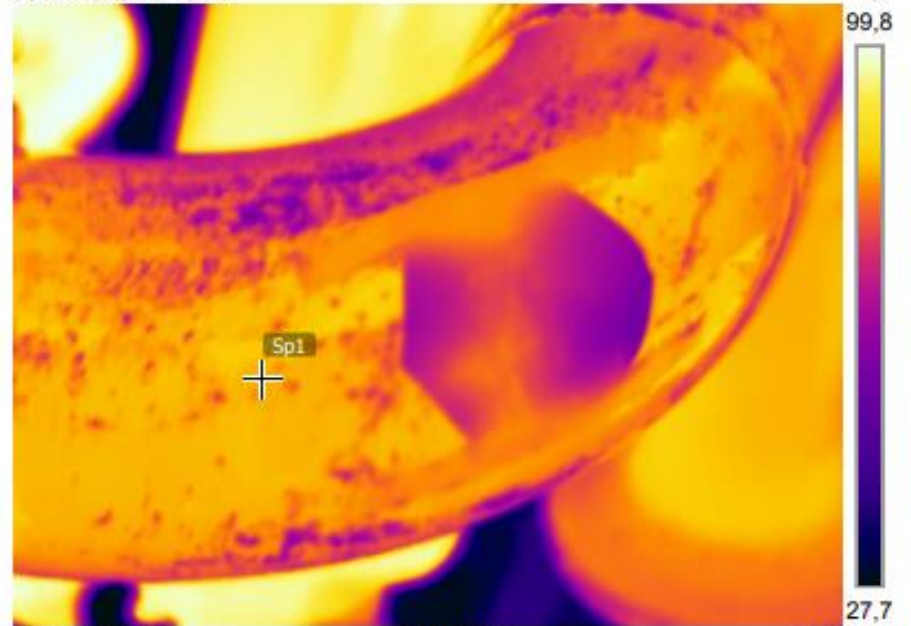
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua enfriada

09/11/2023 16:10:41



4.7-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:10:41



4.7-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	33,2 °C
-----	---------

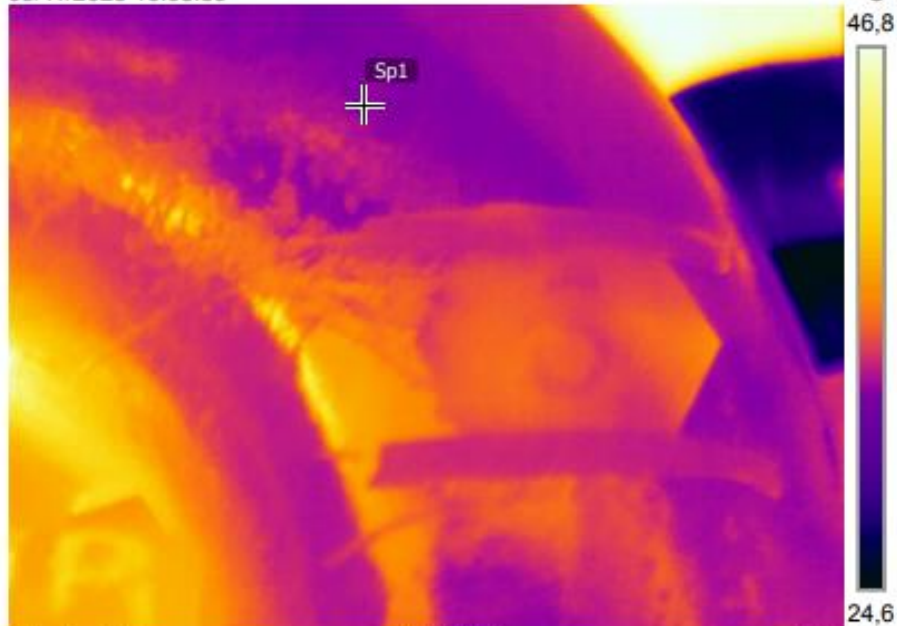
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Colector de aire de admisión

09/11/2023 16:08:59



6.7-aire-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:08:59



6.7-aire-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	47,7 °C
-----	---------

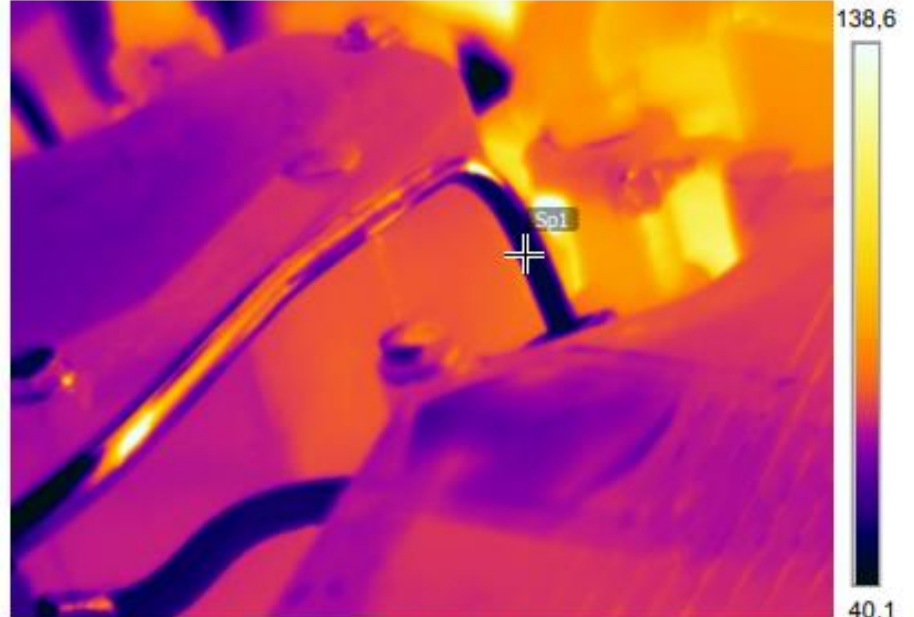
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 16:09:39



7.7-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:09:39



7.7-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Punto 8



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1 115,1 °C

Parámetros

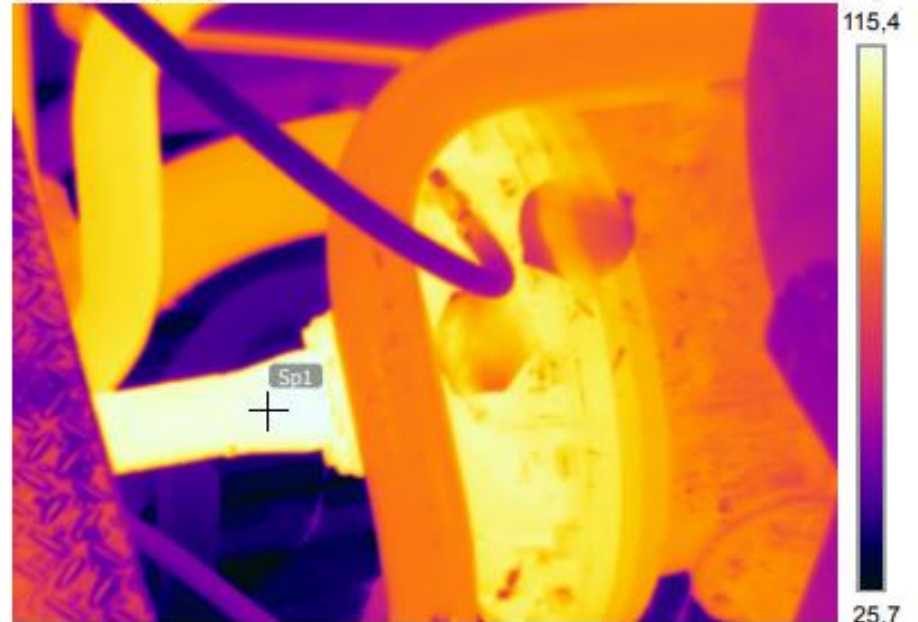
Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite caliente

09/11/2023 16:15:07



1.8-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:15:07



1.8-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1 104,3 °C

Parámetros

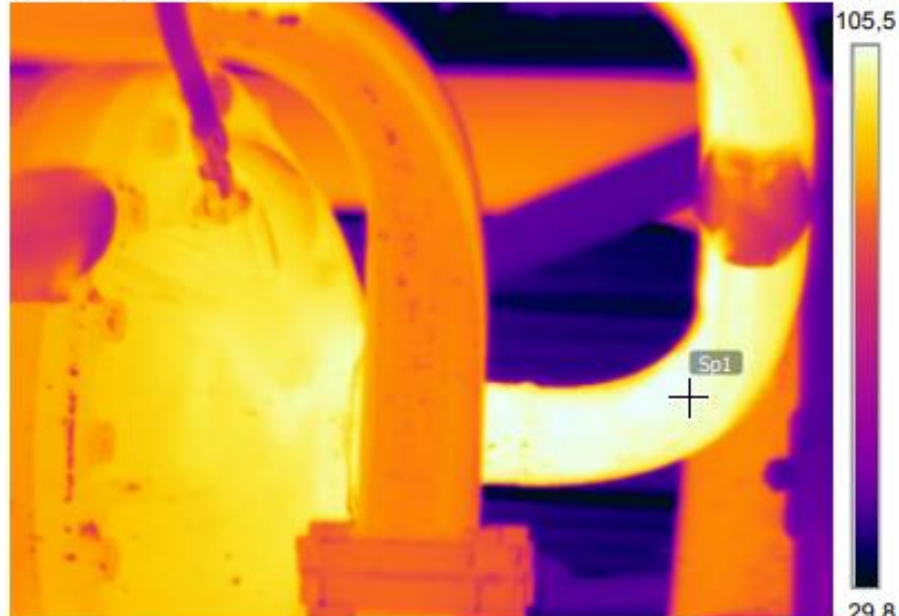
Emisividad 0.69

Temp. refl. 20 °C

Nota

Aceite enfriado

09/11/2023 16:15:37



2.8-aceite-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:15:37



2.8-aceite-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	92,3 °C
-----	---------

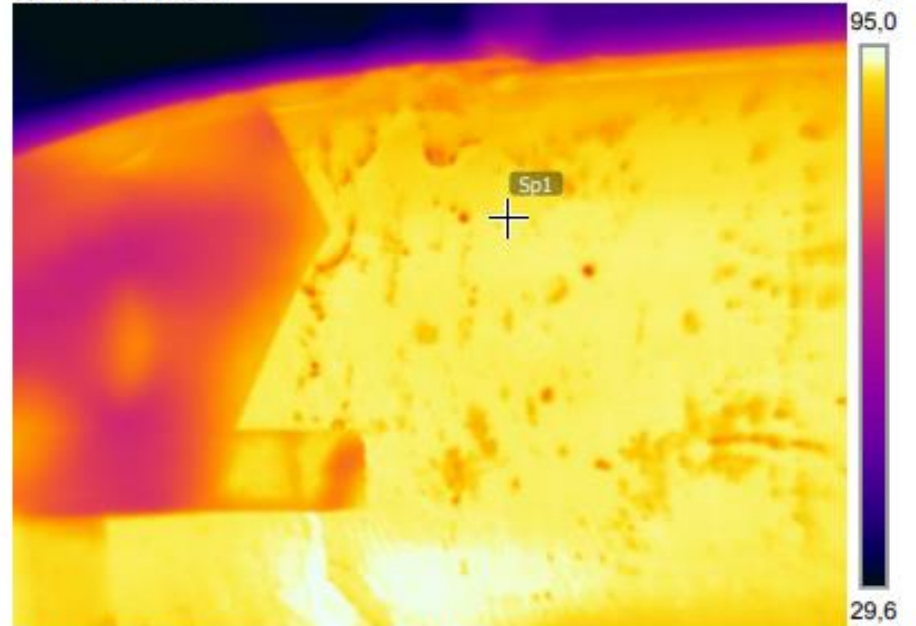
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua caliente

09/11/2023 16:13:41

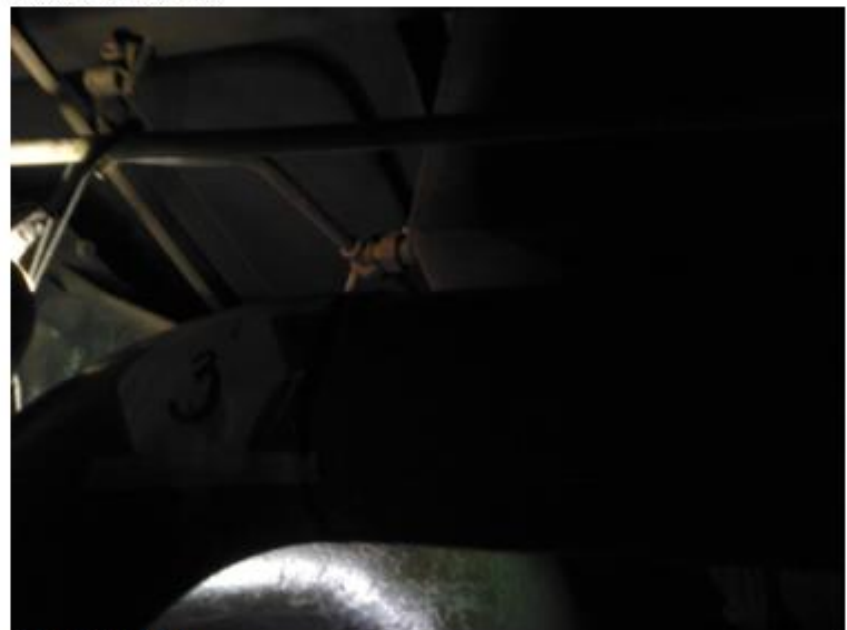


3.8-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:13:41



3.8-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1 88,3 °C

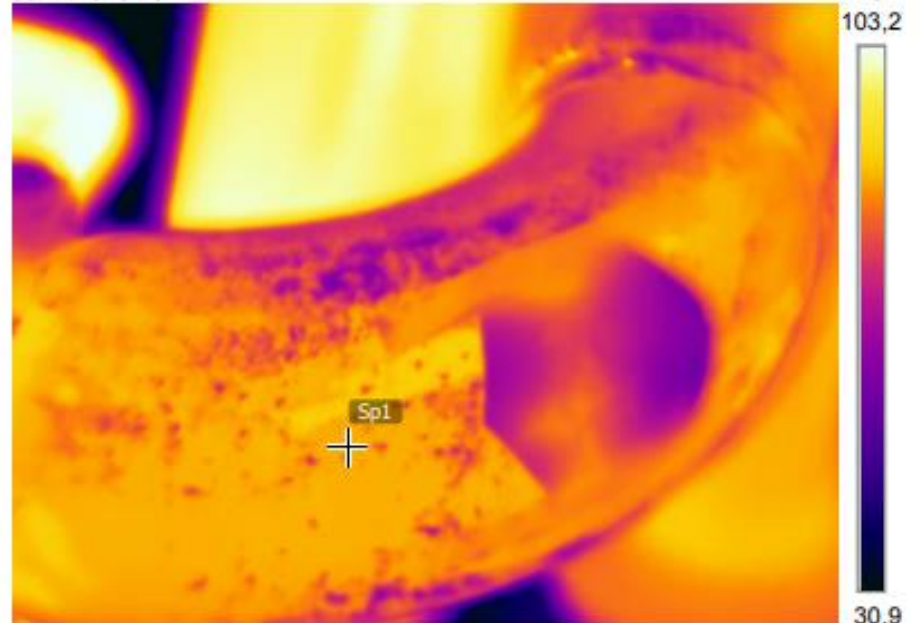
Parámetros

Emisividad 0.69
Temp. refl. 20 °C

Nota

Agua enfriada

09/11/2023 16:14:47

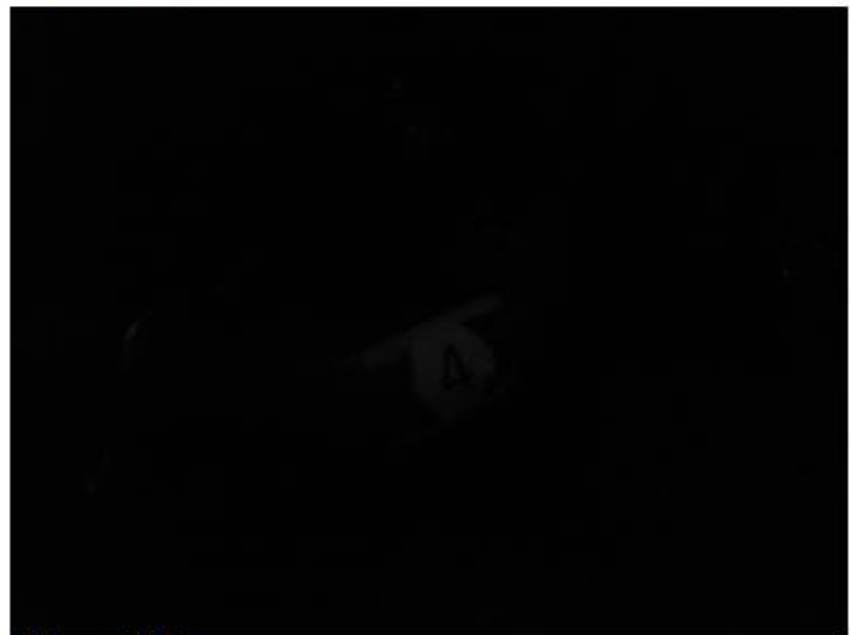


4.81-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:14:47



4.81-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferrovial Andina

Medidas

Sp1	88,3 °C
-----	---------

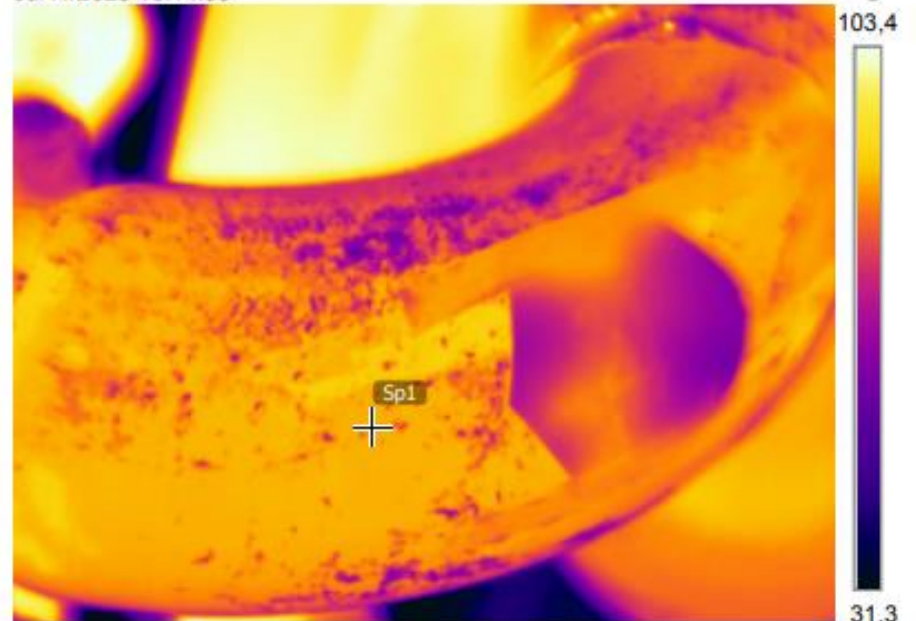
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Agua enfriada

09/11/2023 16:14:55



4.82-agua-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:14:55



4.82-agua-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	38,1 °C
-----	---------

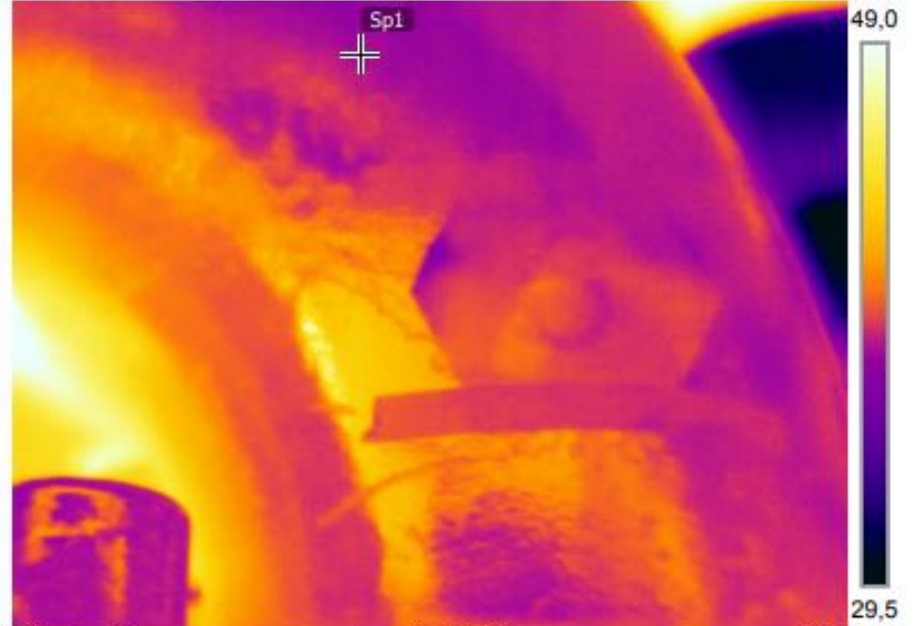
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Colector de aire de admisión

09/11/2023 16:12:52



6.8-aire-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:12:52



6.8-aire-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	54,5 °C
-----	---------

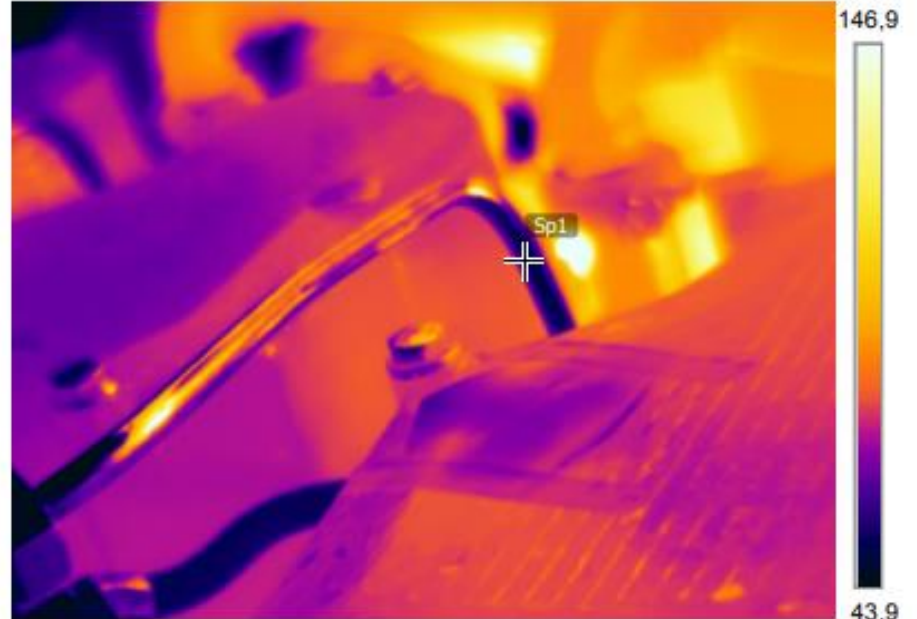
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 16:14:09



7.81-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:14:09



7.81-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	56,5 °C
-----	---------

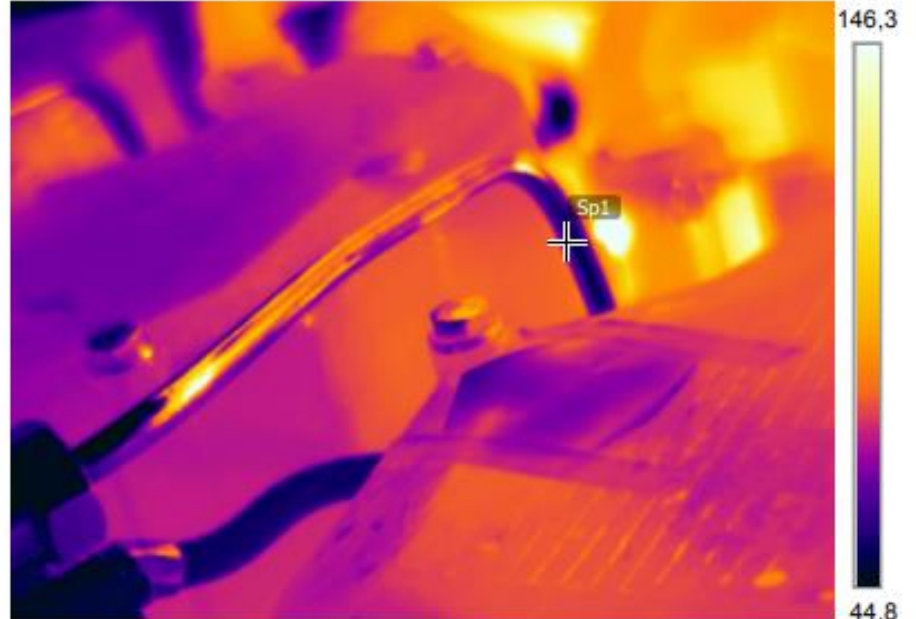
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 16:14:14



7.82-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:14:14



7.82-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto



Estudio de recuperación de calor para los motores de combustión interna de Ferroviana Andina

Medidas

Sp1	56,9 °C
-----	---------

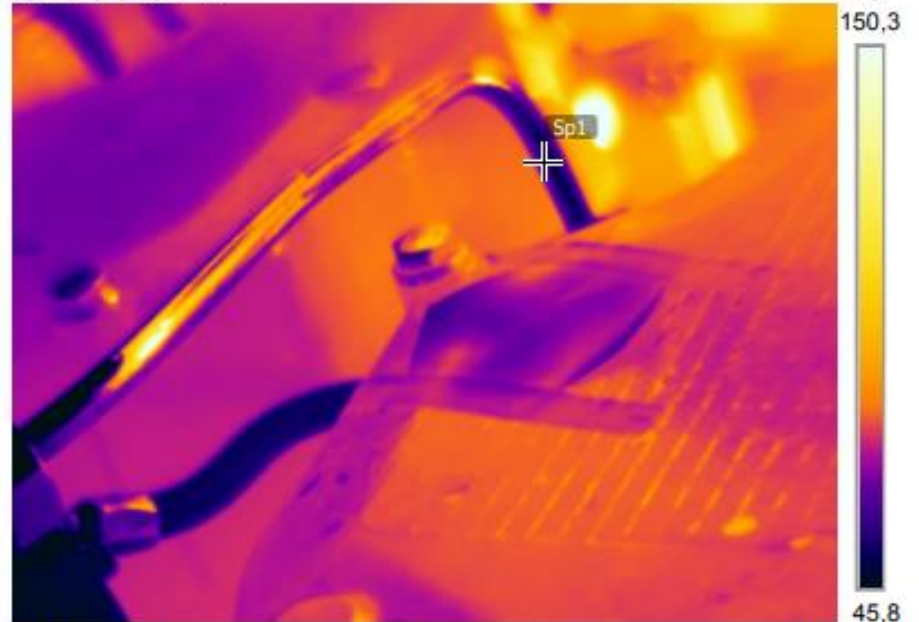
Parámetros

Emisividad	0.69
Temp. refl.	20 °C

Nota

Entrada de combustible

09/11/2023 16:14:21



7.83-comb-IR.jpg

FLIR E60

49038810

09/11/2023 16:14:21



7.83-comb-DC.jpg

Anotaciones de texto

D-R Steam Turbines—overview



	Output (kW/HP)	100/ 134	1000/ 1341	5,000/ 6,705	10,000/ 13,410
D-R RLA/RLVA			745/1,000		
D-R RLH			1,865/2,500		
D-R SST 350			745/1,000		
D-R SST 500			3,000/4,000		
D-R SST 700			3,500/4,690		
D-R 2TA			3,750/5,000		
D-R AVTTW/GTW			4,500/6,000		
D-R C			2,500/3,250		
D-R GAF			3,500/4,690		
D-R K			4,850/6,500		
D-R R/RS					25,000/33,500
D-R B					11,000/14,750
D-R Tandem (B-B, B-C)					12,500/16,750

D-R RLA/D-R RLVA

Standard single stage steam turbine

RLA

- Rugged, versatile design
- Radially split casing with centerline support
- Woodward TG Oil Relay NEMA Class A constant speed governor
- API 611 compliant, positive seating, mechanical overspeed trip valve

- Separate double seated governor valve
- Built-in removable steam strainer
- Removable carbon ring sealing glands
- API style blanket lagging / insulation (API applications)
- Oil ring lubricated
- Broad range of controls and accessories available
- COPPUS heritage



D-R RLA



D-R RLVA

Typical applications

- Refineries
- Petrochemical and chemical plants
- Food processing
- Institutional
- Process pump drives
- Process waste heat recovery
- Replacement of steam pressure reduction valve
- Lube oil pumps

D-R RLA/D-R RLVA

Standard single stage steam turbine

RLVA

- Rugged, versatile design
- Radially split casing
- Vertical shaft design with NEMA motor mounting flange & various ball thrust bearing configurations
- Woodward TG Oil Relay NEMA Class A constant speed governor
- API 611 compliant, positive seating, mechanical overspeed trip valve

- Separate double seated governor valve
- Built-in removable steam strainer
- Removable carbon ring sealing glands
- API style blanket lagging / insulation (API applications)
- Grease lubricated with circulating oil options
- Broad range of controls and accessories available
- COPPUS heritage



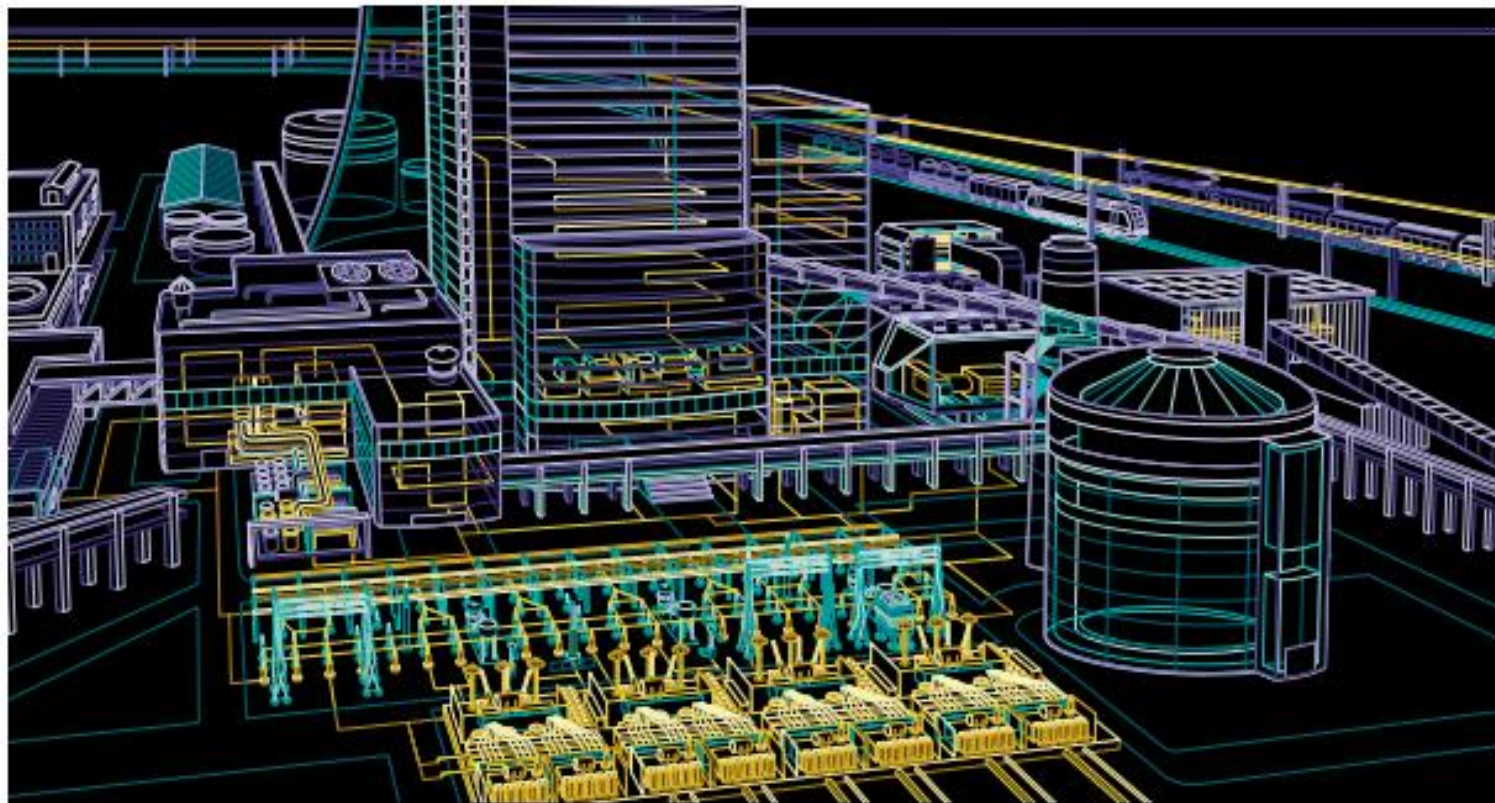
D-R RLVA

D-R RLA/RLVA

Max. power output	745 kW / 1,000 HP
Turbine speed	up to 6,000 rpm
Inlet steam temperature	≤ 440 °C / 825 °F
Inlet steam pressure	≤ 47 bar(a) / 670 psi(g)
Back-pressure	≤ 12 bar(a) / 165 psi(g)
Type of wheel / blades	Curtis / Impulse
API 611 compliant	Yes
Bearings	Ball bearing journal & thrust

Typical applications

- Refineries
- Petrochemical and chemical plants
- Institutional
- Process pump drives
- Lube oil pump drives
- Fan drives



Brochure

Synchronous generators for steam and gas turbines

Proven generators – reliable power

Power and productivity
for a better world™



A wide range of generators for steam and gas

Our broad selection of turbine-driven 4-pole generators enables us to supply the right products for many different customer needs. It also means that customers have the option of doing business with a single vendor, which can save both time and costs by streamlining purchasing processes.

We manufacture **High Voltage (HV) generators** for either steam or gas turbines, built to suit the specific site conditions. We have always been a leading supplier of 4-pole generators at increasingly high powers, and our range now supports outputs up to 80 MVA and above with proven reliability.

ABB also carries a pre-engineered set of generators for gas and steam turbines. This set of generators are designed to meet the most common needs in the market while offering all the advantages of standardization, including short delivery times.

ABB Low Voltage (LV) generators feature the cost efficiency of a standard design combined with a full selection of options, enabling deployment in a wide range of situations. They can be used for smaller steam turbines as well as for gas turbine applications.

We have delivered synchronous generators to customers all over the world, and we have extensive experience in designing products to meet the different standards and grid codes that are required globally.

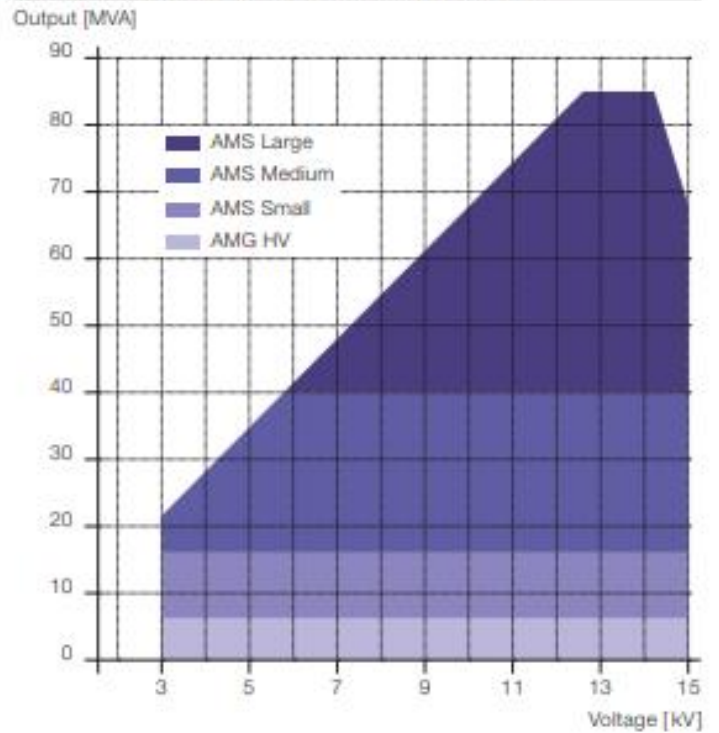


s applications

High voltage (HV) generators

Output	Up to 80 MVA and above
Voltage	3 - 15 kV
Speeds	Up to 1800 rpm
Standards and classifications	IEC, NEMA, CSA, GOST-R, API, ABS, DNV, Lloyd's and more

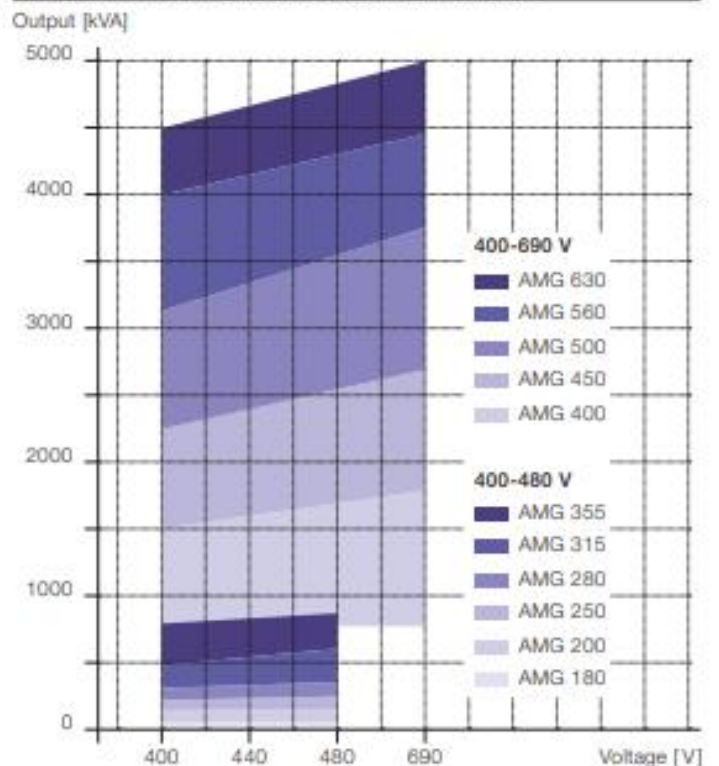
Maximum outputs at different voltages, HV generators



Low voltage (LV) generators





Output	14 - 5000 kVA
Voltage	400 - 690 V
Speeds	1500/1800 rpm
Standards and classifications	ABS, DNV, LR, GL, BV, CCS, NK

Maximum outputs at different voltages, LV generators



Series

Range	K Series	R Series	Z Series	C Series	A Series	D Series	E/F Series
	Standard	High Heat Transfer Performance	Large Diagonal Flow	Super High Pressure	Air Dryer	Double Wall	Boilers
Solutions							
Max. Working Pressure	45bar	45bar	45bar	140bar	18bar	45bar	20bar
Characteristic	Standard Dual Circuits	Micro Channel Design	Large Heat Capacity High Flow Rate	R744(CO ₂)	Evaporator, Separator and Precooler all in one	Prevent Fluid Contamination	Low Pressure
Brazing Material	Copper/Nickel	Copper	Copper	Copper	Copper	Copper	Copper
Applications	HVAC	●	●	●	●		●
	Refrigeration	●	●	●	●		
	Heat Pump	●	●	●	●		●
	Chiller	●	●	●	●		
	District Heating & Cooling	●	●	●			
	Solar Heating	●	●	●			
	Swimming Pool						
	Air Dryer					●	
	Process Cooling	●		●			●
	Heat Recovery	●		●			
	Temperature Controller	●					
	Laser Cutting / Welding Machine	●					
	Hydraulic Cooling	●		●			
	Energy Industry	●		●			
	ORC	●		●			
	Fuel Cell, CHP	●					
Wind Power-Gear Box	●		●				
Marine & Transport	●		●				
Solutions	Evaporator	●	●	●	●		
	Condenser	●	●	●	●		●
	De-superheater/Subcooler	●	●	●	●		●
	Economizer	●	●	●	●		●
	Oil Cooler	●					●
	Pre-cooler/ Pre-heater	●	●	●	●		●
	Air Cooler	●		●	●	●	

I Series	Q Series	H/T Series	M Series
Impact Resistance	Oil Cooler	Fuel Cell	Corrosion Resistance
			
30bar	30bar	10bar	10bar
Pressure and Thermal Shock Endurable	Shell & Tube Replacement	High Temperature	Corrosion Resistant Material
Copper	Copper	Nickel	Nickel
			●
	●		
		●	
			●
●			
●	●		
●			

Why KAORI ?



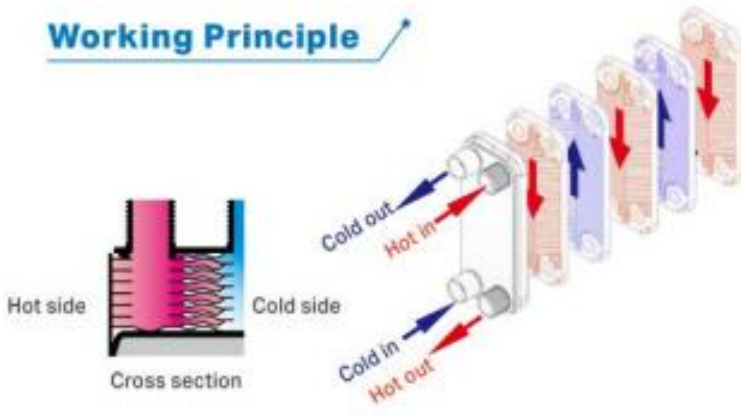
Kaori professionals in heat transfer solution are constantly developing high quality brazed plate heat exchanger. We select high grade stainless steel and brazing material to design corrugated chevron plates, and braze perfectly to provide the best fit customizable heat transfer solutions to each client who results in lower energy usage and costs. Our innovative thermal solutions heat exchanger provides high performance, comprehensive quality, reliable, cost-competitive products to remain the heating and cooling industry's trusted partner.

Advantage

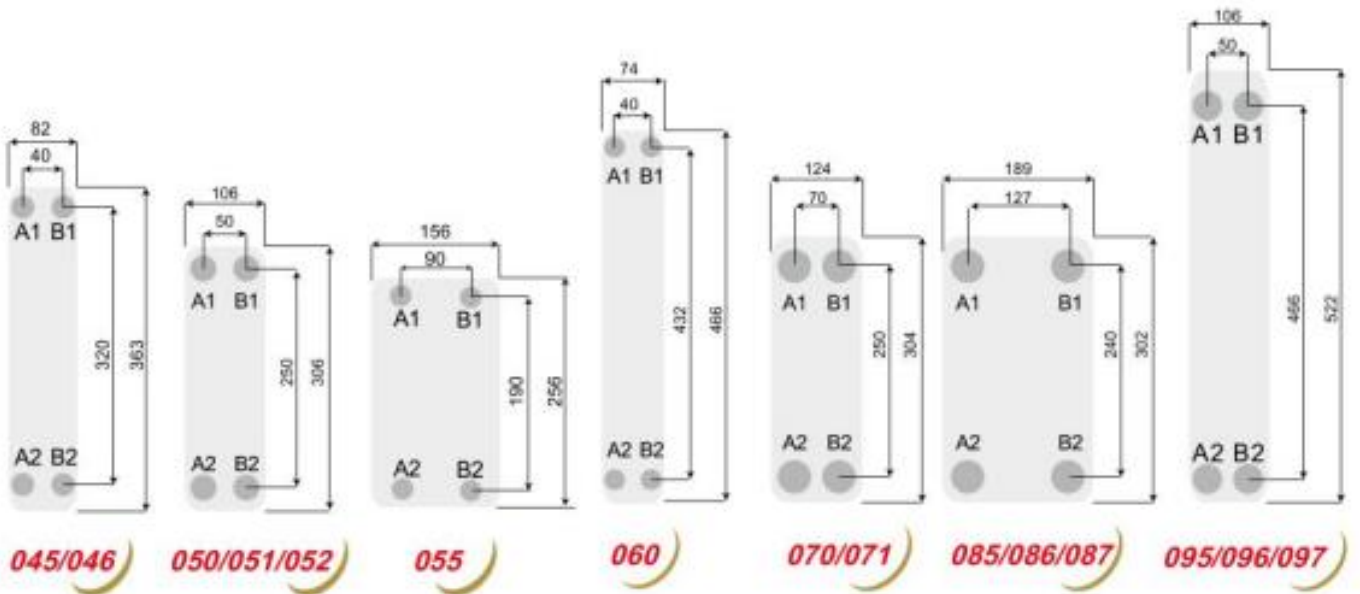
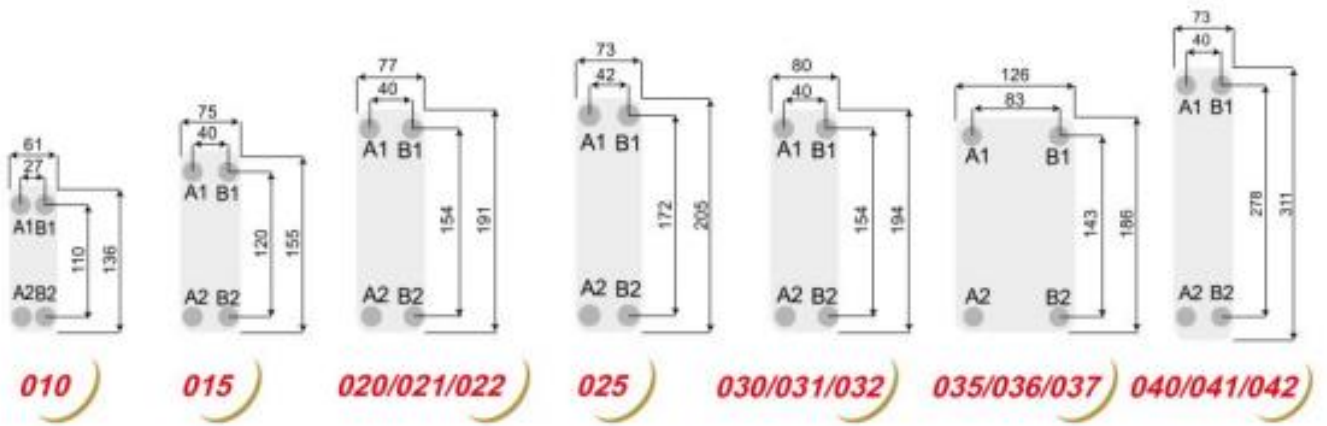
-  Optimize Heating and Cooling System
-  Reduce Life Cycle Cost
-  Compact, Easy Installation
-  Corrosion-Resistance
-  High Thermal Transfer Efficiency
-  Proven and Reliable Quality

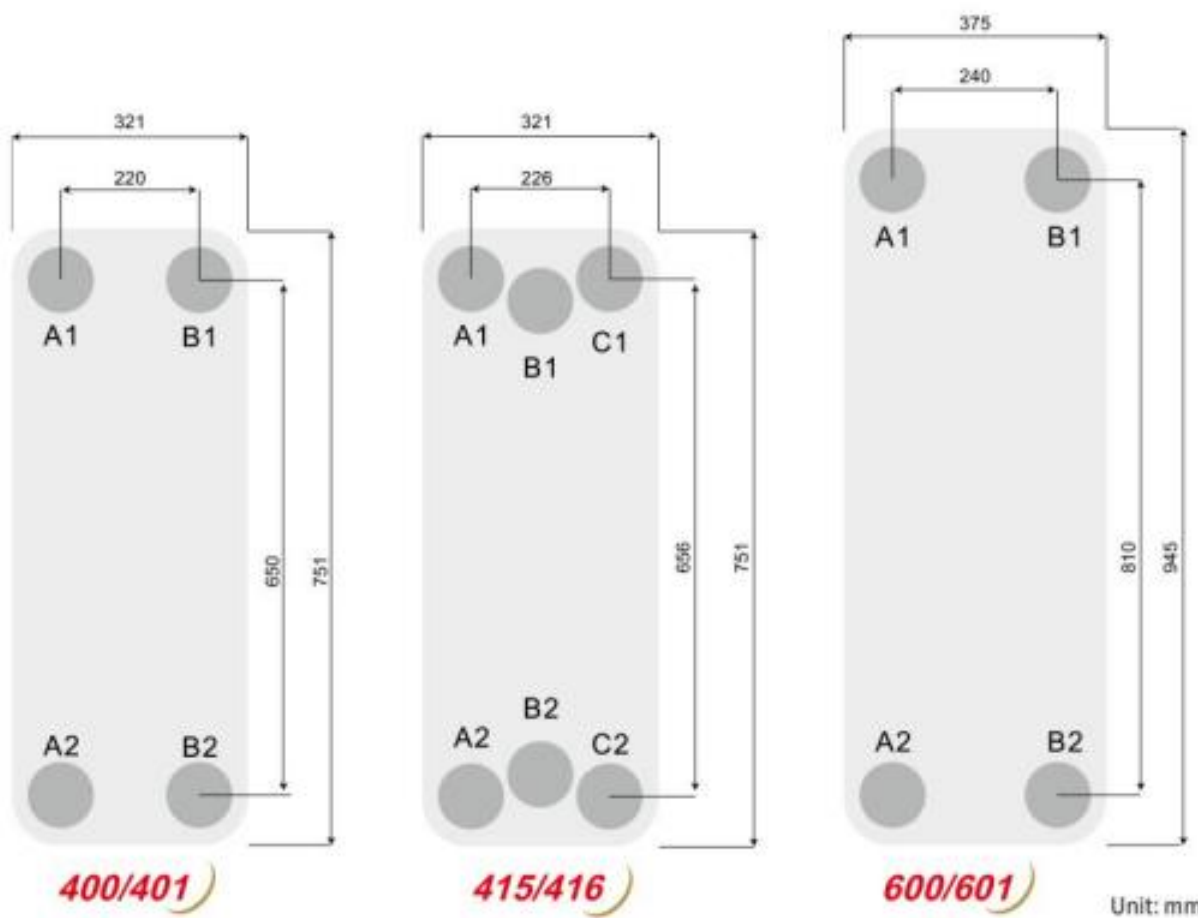
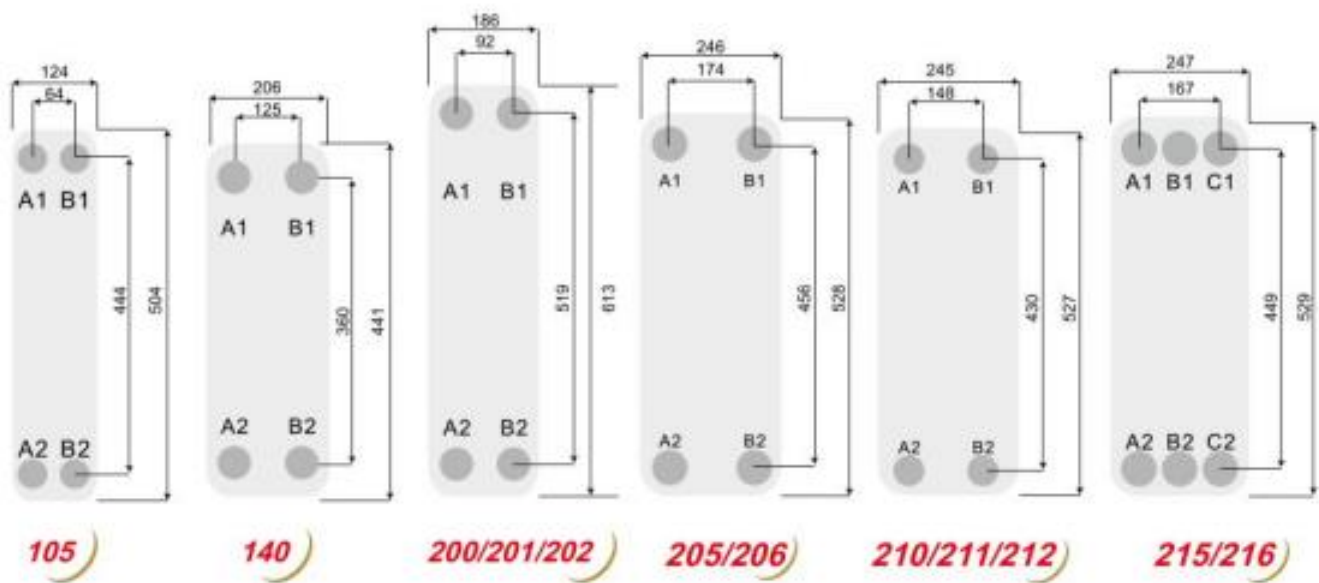


Working Principle



Brazed Plate Heat Exchanger Dimension





* Due to different patterns of each series, precise dimension details will be specified in respective pages.

H/T Series-High Temperature Brazed Plate Heat Exchanger

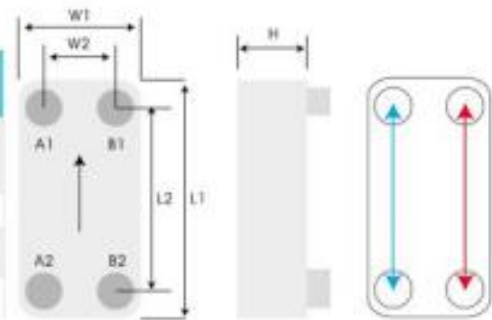


H series uses heat resistant materials to construct BHPE for high temperature applications, maximum working temperature can go up to 900°C. In green energy application such as fuel cells is using such high temperature BPHE for its heating and cooling.

T series processes lower pressure drop than H series, it is more suitable for low pressure gas.

Main application: Fuel cell, Cogeneration, combined heat and power, waste heat recovery.

Brazing Material	Nickel					
Model	H030, H050, H095, H205, T030, T035, T050, T085, T200, T210			H031, H051, H096, H206, T031, T051, T086, T201, T211		T032, T037, T052, T087, T202, T212
	(A1, A2/B1, B2)					
Max. Working Pressure (bar)	10/10	7/7	3/3	2/2	10/10	10/10
Max. Working Temperature (°C)	0~650	-700	-800	-900	-550	200



Model	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	H Thickness (mm)	Weight*(kg) (Without Connection)	Heat Transfer Area/ plate (m ²)	Volume/ Channel (liter)
H030	194	154	80	40	9.0+2.30*N	0.73+0.068*N	0.0117	0.025
H031	194	154	80	40	9.0+2.30*N	0.69+0.064*N	0.0117	0.025
H050	306	250	106	50	10.0+2.38*N	2.38+0.137*N	0.0255	0.055
H051	306	250	106	50	10.0+2.38*N	2.25+0.129*N	0.0255	0.055
H095	522	466	106	50	10.0+2.40*N	3.32+0.216*N	0.0475	0.095
H096	522	466	106	50	10.0+2.40*N	3.15+0.204*N	0.0475	0.095
H205	528	456	246	174	11.5+2.40*N	8.82+0.546*N	0.1099	0.232
H206	528	456	246	174	11.5+2.40*N	8.69+0.566*N	0.1099	0.232

Model	L1 (mm)	L2 (mm)	W1 (mm)	W2 (mm)	H Thickness (mm)	Weight*(kg) (Without Connection)	Heat Transfer Area/ plate (m ²)	Volume/ Channel (liter)
T030	194	154	80	40	9.0+2.30*N	0.73+0.068*N	0.0117	0.025
T031/ T032	194	154	80	40	9.0+2.30*N	0.69+0.064*N	0.0117	0.025
T035	186	143	126	83	9.0+2.38*N	1.02+0.089*N	0.0176	0.043
T036/ T037	186	143	126	83	9.0+2.38*N	1.02+0.084*N	0.0176	0.043
T050	306	250	106	50	10.0+2.38*N	2.38+0.137*N	0.0255	0.055
T051/ T052	306	250	106	50	10.0+2.38*N	2.25+0.129*N	0.0255	0.055
T085	302.4	240	189.4	77	11.0+2.40*N	2.62+0.210*N	0.0448	0.107
T086/ T087	302.4	240	189.4	77	11.0+2.40*N	2.62+0.199*N	0.0448	0.107
T200	613	519	186	92	14.0+2.40*N	6.89+0.427*N	0.0945	0.206
T201/ T202	613	519	186	92	14.0+2.40*N	6.89+0.404*N	0.0945	0.206
T210	527	430	245	148	11.5+2.85*N	6.68+0.492*N	0.1036	0.289
T211/ T212	527	430	245	148	11.5+2.85*N	6.68+0.465*N	0.1036	0.289

Standard Connections

Model	Thread Connections											Height (mm)
	PT/ NPT/ GB											
	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	3 1/2"	4"	
010	○	●										13/15/20
015	○	○	●									13/15/20
020/021/022	○	○	○									20
025	○	○	●									20
030/031/032	○	○	○									20
035/036/037			○	○								20
040/041/042		○	○									20
045/046		○	●									27
050/051/052	○	○	○	○								20
060		○	○									20
070/071	○	○	○	○	○	●						27
085/086/087			○	○	○	○						27
095/096/097	○	○	○	○	●							27
105	○	○	○	○	○	●						27
200/201/202				○	○	○	○	○				27/54
205/206				○	○	○★	○★					27/54
210/211/212				○	○	○★	○★	○	●			27/42
215/216				○	○	○	○	○	●			27/54
400/401						○	○★	○★	○★			54/81
415/416						○	○★	○★	●★			54/81
600/601						○	○★	○★	○★	○★	○★	54/81

○ Male/Female Thread ○ Female Thread ● Male Thread ★ Flange

Model	Solder Connections															Height (mm)
	inch	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8"	1 3/8"	1 5/8"	2 1/8"	2 1/2"	2 5/8"	3 1/8"	
	mm	6.6	9.73	12.9	16.15	19.25	22.36	25.6	28.8	35.25	41.5	54.3	63.5	67	79.4	
010		▲	▲													13/15/20
015		▲	▲	▲	▲											13/15/20
020/021/022		▲	▲	▲	▲											20
025		▲	▲	▲	▲	▲	▲									20
030/031/032		▲	▲	▲	▲	▲	▲									20
040/041/042		▲	▲	▲	▲	▲	▲									20
045/046		▲	▲	▲	▲	▲	▲									20
050/051/052		▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲							27
060		▲	▲	▲	▲	▲	▲									20
070/071		▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲					27
095/096/097		▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲					27
105		▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲					27
200/201/202				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲				27
205/206				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲				27/54
210/211/212						▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	27/42
215/216				▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	27/54
400/401							▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	54/81
415/416							▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	54/81
600/601							▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	▲	54/81

*The above table is for reference only. Please contact KAORI representative for more information.

Various connection designs fulfill different specifications

Connection types include: soldering (sweat), female/ male threaded, flange, combo, hydraulic, victaulic, quick, temperature control, opposite side...etc.

KAORI offers customize connections to fit your specific demand.












Welding Procedure

Cleaning and degreasing the surface of copper pipes and BPHE connection before welding. To avoid oxidation in the copper pipes and BPHE, protect the inside with N2-gas. Place the BPHE on a flat surface and wrap a wet rag around the connection to protect the BPHE from excessive heating. Use a 40~45% silver alloy soldering rod to weld the copper pipe into the connection at a maximum temperature of 800°C. After soldering, clean and dry the connection and BPHE.

Installation

1 Mounting

The BPHE should be mounted as below:

Setting	Vertical	Horizontal	Lying back	Slanted	Slanted
					
flow direction of product					
Counter flow	Evaporator: <input type="radio"/> Condenser: <input type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>	Evaporator: <input checked="" type="radio"/> Condenser: <input checked="" type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>	Evaporator: <input checked="" type="radio"/> Condenser: <input checked="" type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>	Evaporator: <input checked="" type="radio"/> Condenser: <input checked="" type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>	Evaporator: <input checked="" type="radio"/> Condenser: <input checked="" type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>
Diagonal flow	Evaporator: <input type="radio"/> Condenser: <input type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>	Evaporator: <input type="radio"/> [*] Condenser: <input type="radio"/> [*] Cooler: <input type="radio"/>	Evaporator: <input checked="" type="radio"/> Condenser: <input checked="" type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>	Evaporator: <input checked="" type="radio"/> Condenser: <input checked="" type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>	Evaporator: <input checked="" type="radio"/> Condenser: <input checked="" type="radio"/> Cooler: <input type="radio"/>

* Performance may be affected. For further information, please contact KAORI representative.

Fig. 1

* Vibration dampener or other absorbing devices are also recommended.



a. Stud Bolts

b. Sheet Metal Bracket

c. Crossbar & Bolts

d. Floor Stand

* The installation fixture of the diagram is for reference only. The product itself does not include the above accessories. If you have related requirements, please contact KAORI representative.

Fig. 2

2 Softening Treatment of Cooling Tower Water

Softening treatment and regular maintenance for cooling tower can reduce the scale clogging problem. While using chemical additives to do the cleaning, the concentration of the additive should be carefully controlled. Avoid using corrosive additives. If stainless steel and copper react to the corrosive content, it will reduce the pressure resistance on the brazing joints and possibly lead to internal or external leakages. To avoid the problem mentioned above, please refer to the below data for proper chemical additives:

PH: 6~8 SO_4^{2-} <30mg/L
Cl⁻ < 50ppm (<100°C) NH_4^+ <0.1mg/L

3 Prevention of Water Hammer

Water hammer occurs when the pipes carry incompressible fluids and the flow suddenly changes its velocity. The most common case occurs when one rapidly closes the solenoid valve and thus, causes instant pressure in the pipes. This will damage the valve, heat exchanger and other equipment. In order to avoid the problem mentioned above, installation of pressure suction pipe, water hammer arrestor, air chamber...etc is highly recommended.

4 Cleaning

While fouling in the BPHE, back flushing is always possible to remove most of the soft debris that is blocking the inside. Weak acids with concentration less than 5%; for example: citric acid, oxalic acid add in a tank. Circulate the cleaning solution. Before restarting the system, flush the BPHE with large amounts of fresh water to purge any remaining acid solution. If the acidity is too high, the copper and stainless steel inside the BPHE may be etched or corroded.

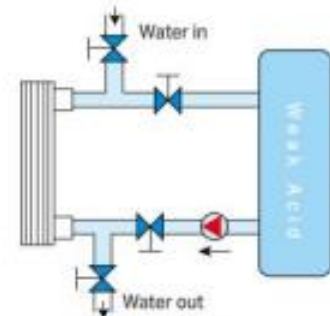


Fig. 3 Cleaning

MISTRAL

Air-cooled condensers and drycoolers
Refrigeration, air conditioning and process applications
For standard refrigerants, NH₃ and CO₂

Capacity: 5-1500kW



MISTRAL 35
MISTRAL 50
MISTRAL 63
MISTRAL-L 63
MISTRAL 80
MISTRAL-L 80
MISTRAL-L 90
MISTRAL-XL 90
MISTRAL-L 100
MISTRAL-XL 100

KALTRA

January 2017

MISTRAL-L 90

Air-cooled condensers and drycoolers

www.kaltra.de

Ø 900 mm

FAN DIAMETER

115 ÷ 1130 kW

CAPACITY DT-19°C

1 - 12

NUMBER OF FANS



MISTRAL-L 90-1



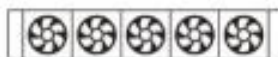
MISTRAL-L 90-2



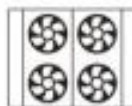
MISTRAL-L 90-3



MISTRAL-L 90-4



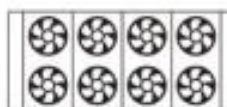
MISTRAL-L 90-5



MISTRAL-L 90-2.2



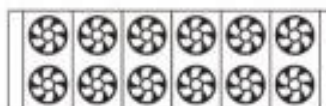
MISTRAL-L 90-3.2



MISTRAL-L 90-4.2



MISTRAL-L 90-5.2



MISTRAL-L 90-6.2

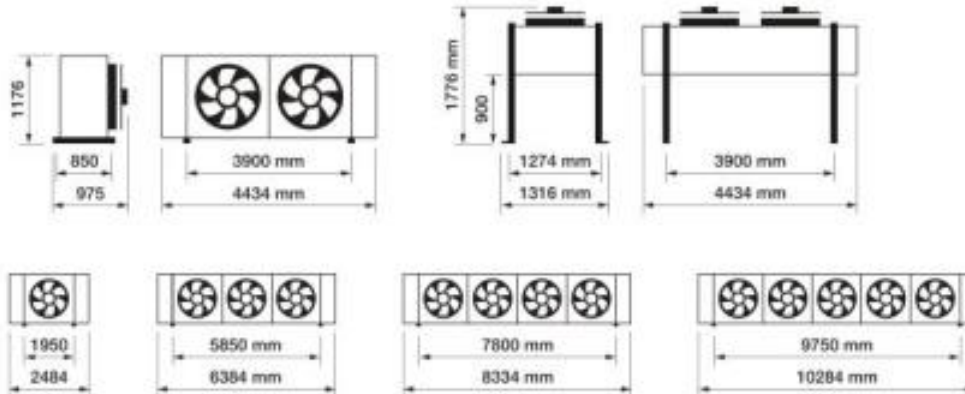
MISTRAL-L 90

Air-cooled condensers and drycoolers

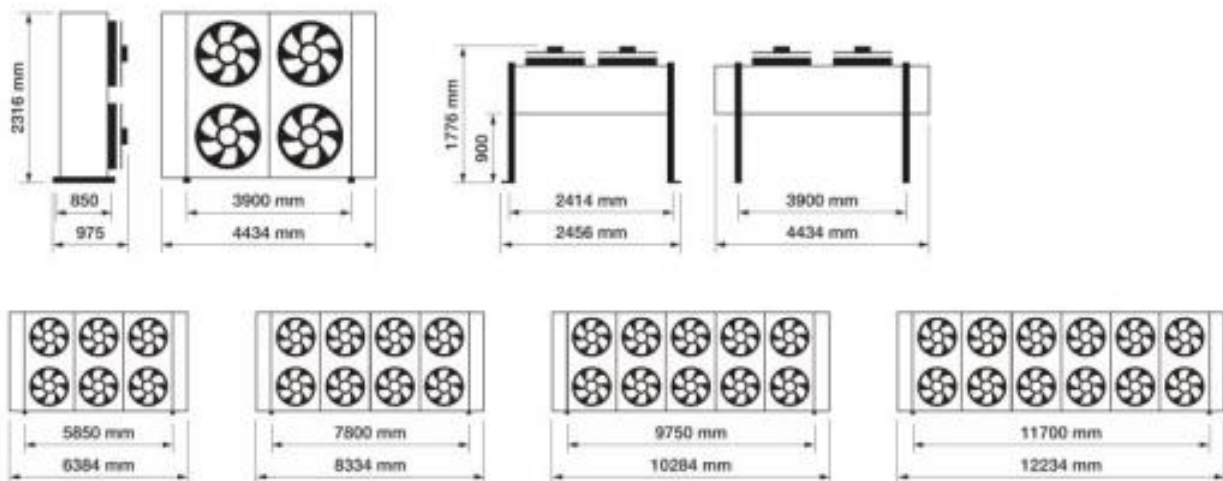
www.kaltra.de

DIMENSIONS

MISTRAL-L 90-1/2/3/4/5



MISTRAL-L 90-2.2/3.2/4.2/5.2/6.2



UNIT IDENTIFICATION

MISTRAL L C 90 2.2 B 4D EC H

MISTRAL	Air-cooled condensers and drycoolers
L	not present = std coil length L = large coil XL = extra large coil
C	C = condenser W = dry cooler
90	fan diameter 900 mm

2.2	fan number = 2 x 2 = 4
B	A - B - C = coil type
4D	4 = electric motor poles D - Y - S = motor type
EC	electronic motor if present
H	H = Horizontal Air Flow V = Vertical Air flow



Vortex Pump Programme Series T

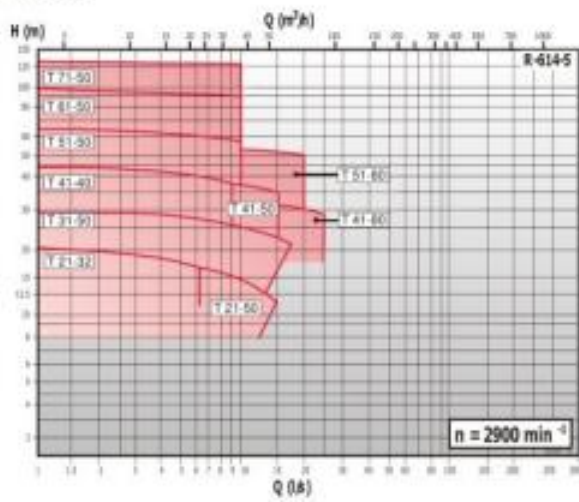
Recessed Impeller Pumps

- High efficiency
- Economic
- Free passage
- Non-clogging
- Quiet running
- Reliable

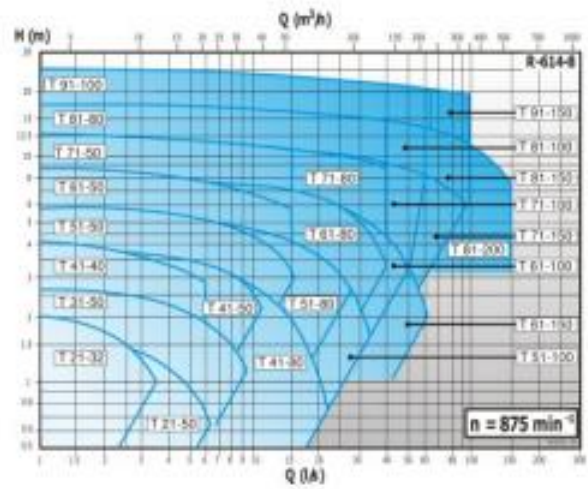
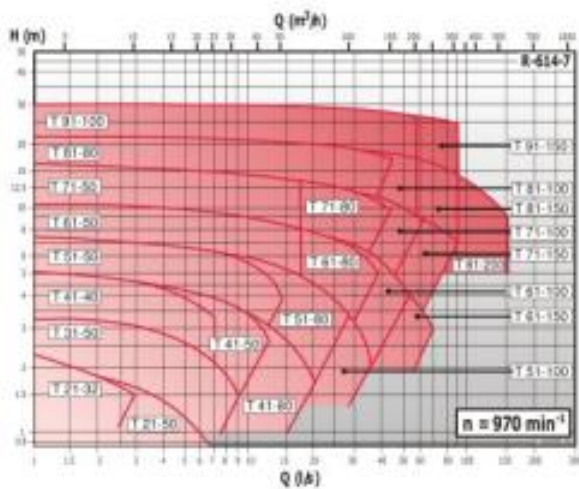
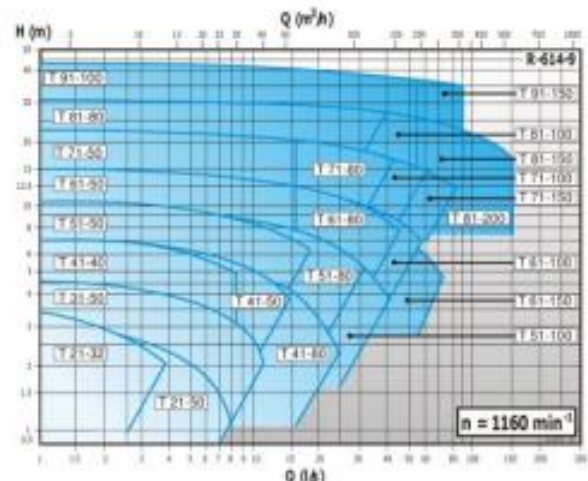
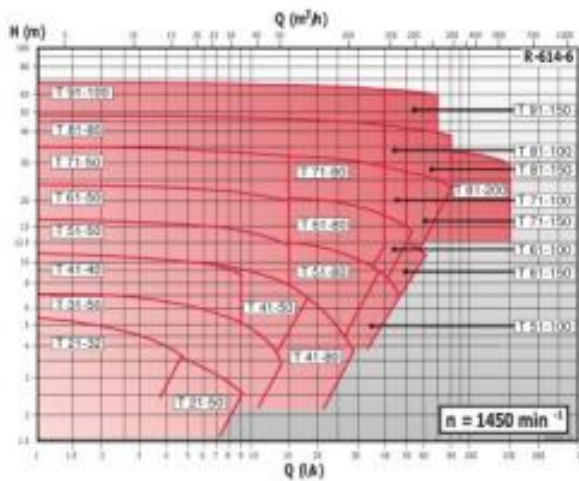
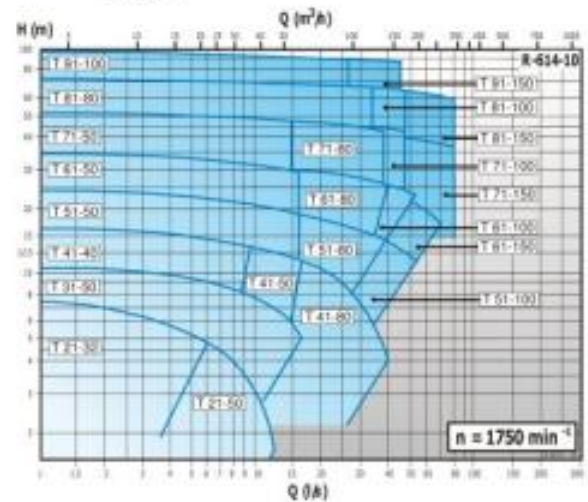


Series T Performance Curves

50 Hz



60 Hz



CARRERA DE INGENIERIA MECANICA

Autor: Ing. Sami Diab Abu Ghosh Borja

Correo electrónico: samiabughoshborja@gmail.com

C.I.: 4830865 LP

Celular: +591 725 79426



2024-TTES-1260-D-1

DIRECCIÓN DE DERECHO DE AUTOR
Y DERECHOS CONEXOS
RESOLUCIÓN ADMINISTRATIVA NRO. 1-2818/2024
La Paz, 10 de septiembre de 2024

VISTOS:

La solicitud de Inscripción de Derecho de Autor presentada en fecha **06 de septiembre de 2024**, por **SAMI DIAB ABU GHOSH BORJA** con **C.I. N° 4830865 LP**, con número de trámite **DA 1616/2024**, señala la pretensión de inscripción de la Tesis de Post-grado titulada: **"ESTUDIO DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE FERROVIARIA ANDINA"**, cuyos datos y antecedentes se encuentran adjuntos y expresados en el Formulario de Declaración Jurada.

CONSIDERANDO:

Que, en observación al Artículo 4º del Decreto Supremo N° 27938 modificado parcialmente por el Decreto Supremo N° 28152 el *"Servicio Nacional de Propiedad Intelectual SENAPI, administra en forma desconcentrada e integral el régimen de la Propiedad Intelectual en todos sus componentes, mediante una estricta observancia de los regímenes legales de la Propiedad Intelectual, de la vigilancia de su cumplimiento y de una efectiva protección de los derechos de exclusiva referidos a la propiedad industrial, al derecho de autor y derechos conexos; constituyéndose en la oficina nacional competente respecto de los tratados internacionales y acuerdos regionales suscritos y adheridos por el país, así como de las normas y regímenes comunes que en materia de Propiedad Intelectual se han adoptado en el marco del proceso andino de integración"*.

Que, el Artículo 16º del Decreto Supremo N° 27938 establece *"Como núcleo técnico y operativo del SENAPI funcionan las Direcciones Técnicas que son las encargadas de la evaluación y procesamiento de las solicitudes de derechos de propiedad intelectual, de conformidad a los distintos regímenes legales aplicables a cada área de gestión"*. En ese marco, la Dirección de Derecho de Autor y Derechos Conexos otorga registros con carácter declarativo sobre las obras del ingenio cualquiera que sea el género o forma de expresión, sin importar el mérito literario o artístico a través de la inscripción y la difusión, en cumplimiento a la Decisión 351 Régimen Común sobre Derecho de Autor y Derechos Conexos de la Comunidad Andina, Ley de Derecho de Autor N° 1322, Decreto Reglamentario N° 23907 y demás normativa vigente sobre la materia.

Que, la solicitud presentada cumple con: el Artículo 6º de la Ley N° 1322 de Derecho de Autor, el Artículo 26º inciso a) del Decreto Supremo N° 23907 Reglamento de la Ley de Derecho de Autor, y con el Artículo 4º de la Decisión 351 Régimen Común sobre Derecho de Autor y Derechos Conexos de la Comunidad Andina.

Que, de conformidad al Artículo 18º de la Ley N° 1322 de Derecho de Autor en concordancia con el Artículo 18º de la Decisión 351 Régimen Común sobre Derecho de Autor y Derechos Conexos de la Comunidad Andina, referentes a la duración de los Derechos Patrimoniales, los mismos establecen que: *"la duración de la protección concedida por la presente ley será para toda la vida del autor y por 50 años después de su muerte, a favor de sus herederos, legatarios y cesionarios"*

Que, se deja establecido en conformidad al Artículo 4º de la Ley N° 1322 de Derecho de Autor, y Artículo 7º de la Decisión 351 Régimen Común sobre Derecho de Autor y Derechos Conexos de la Comunidad Andina que: *"...No son objeto de protección las ideas contenidas en las obras literarias, artísticas, o el contenido ideológico o técnico de las obras científicas ni su aprovechamiento industrial o comercial"*

Que, el artículo 4, inciso e) de la ley N° 2341 de Procedimiento Administrativo, instituye que: *"... en la relación de los particulares con la Administración Pública, se presume el principio de buena fe. La confianza, la cooperación y la lealtad en la actuación de los servidores públicos y de los*



Oficina Central - La Paz
Av. Montes, N° 515,
entre Esq. Uruguay y
C. Batallón Illimani.
Telfs.: 2115700
2119276 - 2119251

Oficina - Santa Cruz
Av. Uruguay, Calle
prolongación Quijarro,
N° 29, Edif. Bicentenario.
Telfs.: 3121752 - 72042936

Oficina - Cochabamba
Calle Bolívar, N° 737,
entre 16 de Julio y Antezana.
Telfs.: 4141403 - 72042957

Oficina - El Alto
Av. Juan Pablo II, N° 2560
Edif. Multicentro El Ceibo
Ltda. Piso 2, Of. 5B,
Zona 16 de Julio.
Telfs.: 2141001 - 72043029

Oficina - Chuquisaca
Calle Kilómetro 7, N° 366
casi esq. Umiolagoitia,
Zona Parque Bolívar.
Telf.: 72005873

Oficina - Tarija
Av. La Paz, entre
Calles Ciro Trigo y Avaroa
Edif. Santa Clara, N° 243.
Telf.: 72015286

Oficina - Oruro
Calle 6 de Octubre, N° 5837,
entre Ayacucho
y Junín, Galería Central,
Of. 14.
Telf.: 67201288

Oficina - Potosí
Av. Villazón entre calles
Wenceslao Alba y San Alberto,
Edif. AM. Salinas N° 242,
Primer Piso, Of. 17.
Telf.: 72018160

www.senapi.gob.bo

ciudadanos ...", por lo que se presume la buena fe de los administrados respecto a las solicitudes de registro y la declaración jurada respecto a la originalidad de la obra.

POR TANTO:

El Director de Derecho de Autor y Derechos Conexos sin ingresar en mayores consideraciones de orden legal, en ejercicio de las atribuciones conferidas.

RESUELVE:

INSCRIBIR en el Registro de Tesis, Proyectos de Grado, Monografías y Otras Similares de la Dirección de Derecho de Autor y Derechos Conexos, la Tesis de Post-grado titulada: "**ESTUDIO DE RECUPERACIÓN DE CALOR PARA LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE FERROVIARIA ANDINA**" a favor del autor y titular: **SAMI DIAB ABU GHOSH BORJA** con **C.I. Nº 4830865 LP**, quedando amparado su derecho conforme a Ley, salvando el mejor derecho que terceras personas pudieren demostrar.

Regístrese, Comuníquese y Archívese.

CASA/Im

Firmado Digitalmente por:

Servicio Nacional de Propiedad Intelectual - SENAPI
CARLOS ALBERTO SORUCO ARROYO
DIRECTOR DE DERECHO DE AUTOR Y DERECHOS CONEXOS
LA PAZ - BOLIVIA



Firma:



aMQLd3Cj6Bd85I

PARA LA VALIDACIÓN DEL PRESENTE DOCUMENTO INGRESAR A LA PÁGINA WEB www.senapi.gob.bo/verificacion Y COLOCAR CÓDIGO DE VERIFICACIÓN O ESCANEAR CÓDIGO QR.



Oficina Central - La Paz
Av. Montes, Nº 515,
entre Esq. Uruguay y
C. Batallón Illimani.
Telfs.: 2115700
2119276 - 2119251

Oficina - Santa Cruz
Av. Uruguay, Calle
prolongación Quijarro,
Nº 29, Edif. Bicentenario.
Telfs.: 3121752 - 72042936

Oficina - Cochabamba
Calle Bolívar, Nº 737,
entre 16 de Julio y Antezana.
Telfs.: 4141403 - 72042957

Oficina - El Alto
Av. Juan Pablo II, Nº 2560
Edif. Multicentro El Ceibo
Ltda. Piso 2, Of. 5B,
Zona 16 de Julio.
Telfs.: 2141001 - 72043029

Oficina - Chuquisaca
Calle Kilómetro 7, Nº 366
casi esq. Urriolagoitia,
Zona Parque Bolívar.
Telf: 72005873

Oficina - Tarija
Av. La Paz, entre
Calles Ciro Trigo y Avaroa
Edif. Santa Clara, Nº 243.
Telf: 72015286

Oficina - Oruro
Calle 6 de Octubre, Nº 5837,
entre Ayacucho
y Junín, Galería Central,
Of. 14.
Telf: 67201288

Oficina - Potosí
Av. Villazón entre calles
Wenceslao Alba y San Alberto,
Edif. AM. Salinas Nº 242,
Primer Piso, Of. 17.
Telf: 72018160