

Ciencia Latina Revista Científica Multidisciplinar, Ciudad de México, México.  
ISSN 2707-2207 / ISSN 2707-2215 (en línea), marzo-abril 2026,  
Volumen 10, Número 2.

[https://doi.org/10.37811/cl\\_rcm.v10i2](https://doi.org/10.37811/cl_rcm.v10i2)

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

**HEAT RECOVERY STUDY FOR INTERNAL  
COMBUSTION ENGINES AT FERROVIARIA ANDINA**

**Sami Diab Abu Ghosh Borja**

Universidad Mayor de San Andrés, Bolivia

**Jaime Eduardo Sánchez Guzmán**

Universidad Mayor de San Andrés, Bolivia

DOI: [https://doi.org/10.37811/cl\\_rcm.v10i2.23802](https://doi.org/10.37811/cl_rcm.v10i2.23802)

## Estudio de Recuperación de Calor para los Motores de Combustión Interna de Ferroviaria Andina

**Sami Diab Abu Ghosh Borja<sup>1</sup>**[samiabughoshborja@gmail.com](mailto:samiabughoshborja@gmail.com)<https://orcid.org/0009-0003-2684-4586>Instituto de Investigaciones Mecánicas y Electromecánica – IIME  
Universidad Mayor de San Andrés  
La Paz – Bolivia**Jaime Eduardo Sánchez Guzmán**[jedsanguz@gmail.com](mailto:jedsanguz@gmail.com)<https://orcid.org/0009-0000-6204-3610>Instituto de Investigaciones Mecánicas y Electromecánica – IIME  
Universidad Mayor de San Andrés  
La Paz – Bolivia

### RESUMEN

Este estudio tuvo por objeto determinar el mejor sistema de aprovechamiento de calor desperdiciado para motores ferroviarios, con potencias máximas en el eje de 1 500 kW. Se cuantificó el calor total de desperdicio, del motor de una locomotora serie 1000 de la empresa Ferroviaria Andina S.A., en sus diversas corrientes sumidero. La medición de variables se realizó una sola vez. Los gases de escape son la corriente de mayor capacidad energética y temperatura, con potencias entre 1 600 y 2 300 kW, determinadas luego de estimar los valores de potencia en el eje para distintos notch de la locomotora. Con un ciclo Rankine puede recuperarse parte del calor desperdiciado, y generar hasta 400,9 kW de potencia eléctrica utilizando el notch 5, evitando usar el 6, 7 y 8. Luego, esta potencia puede reinyectarse en la locomotora. El sistema debe instalarse en un vagón extra de la máquina. Con un ciclo de operación de la locomotora de cinco días a la semana y durante las cuatro semanas del mes, el ROI de implementar este sistema es del 20,69%, es decir, la inversión será recuperada en aproximadamente tres años y medio, luego de los cuales la empresa percibirá una ganancia neta anual de aproximadamente Bs. 800 000.

**Palabras clave:** recuperación de calor, calor de desperdicio, locomotora, ciclo rankine

---

<sup>1</sup> Autor principal

Correspondencia: [samiabughoshborja@gmail.com](mailto:samiabughoshborja@gmail.com)

# Heat Recovery Study for Internal Combustion Engines at Ferroviaria Andina

## ABSTRACT

This study aimed to determine the optimal waste heat utilization system for railway engines with maximum shaft power of 1 500 kW. The total waste heat of a Series 1000 locomotive engine belonging to Ferroviaria Andina S.A. was quantified in its various sink streams. Variable measurements were performed only once. Exhaust gases represent the stream with the greatest energy capacity and temperature, with power outputs between 1 600 and 2 300 kW, determined after estimating shaft power values for different locomotive notches. A Rankine cycle can recover some of the wasted heat and generate up to 400,9 kW of electrical power using notch 5, avoiding the use of notches 6, 7, and 8. This power can then be reinjected into the locomotive. The system must be installed in an extra car of the train. With a locomotive operating cycle of five days a week, four weeks a month, the ROI of implementing this system is 20,69%, meaning the investment will be recovered in approximately three and a half years, after which the company will receive an annual net profit of approximately Bs. 800 000.

**Keywords:** heat recovery, waste heat, locomotive, rankine cycle

*Artículo recibido 20 marzo 2026  
Aceptado para publicación: 15 abril 2026*



## INTRODUCCIÓN

La planificación energética mundial requiere de desarrollos tecnológicos continuos en el aprovechamiento de la energía para alcanzar mejores eficiencias. Esto es especialmente aplicable para el contexto boliviano, que en los últimos años se ha caracterizado por crisis energética, declinación de la producción hidrocarburífera nacional, y fuga de divisas por importación de combustibles.

La demanda mundial de petróleo y gas natural es actualmente del 55% del consumo energético primario mundial (CAPP, 2025), y agencias internacionales como la IEA (International Energy Agency) proyectan un aumento constante de esta demanda al menos por las siguientes dos décadas (CAPP, 2025), de modo que se hace preciso alcanzar un mayor control de emisiones contaminantes y disminución de la huella de carbono de las fuentes de energía que usamos.

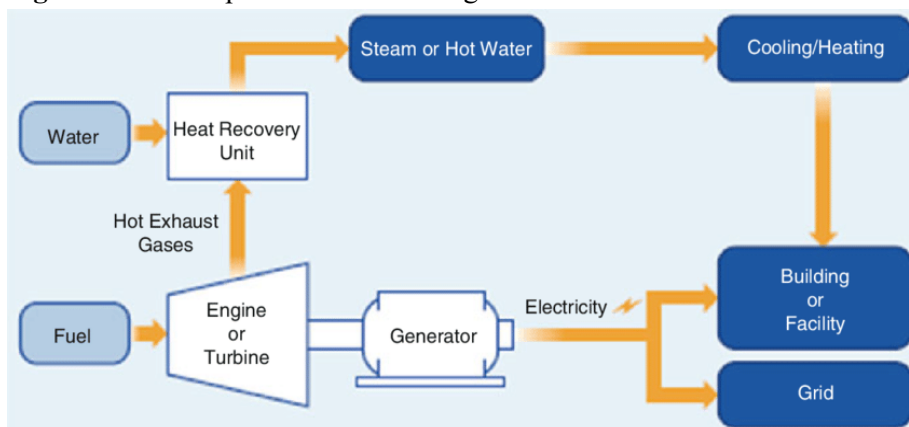
Motores diésel de grandes capacidades se utilizan para la propulsión de locomotoras. Estas máquinas no trabajan a su capacidad plena, ya que gran parte de la energía del combustible es desperdiciada y transferida a la atmósfera en forma de calor. Según datos de Ferguson (1986), el balance energético de motores diésel indica que alrededor del 45% de la energía del combustible se desperdicia en los gases de escape, y del 10 al 15% a través del refrigerante. En motores de gasolina alrededor del 30% se desperdicia a través de los gases de escape, y un 28% por el líquido refrigerante (Wettststädt & Dubbel, 1975). Este calor subproducto puede recuperarse y reinyectarse como potencia eléctrica en la máquina, para abastecer otras demandas energéticas o mejorar la potencia actual, con lo que se mejora la eficiencia del equipo, se reduce el consumo de combustible, y se consiguen menores relaciones de emisiones contaminantes a energía útil generada.

La tecnología de recuperación de calor de desperdicio, WHR (Waste Heat Recovery), consiste en dar un uso funcional al calor que normalmente sería transferido al ambiente (Jääskeläinen, DieselNet, 2019). Según Jääskeläinen (2019), la utilidad de una fuente de calor para propósitos de WHR, depende de tres factores: i) su temperatura, ii) la cantidad de calor disponible, III) y la cantidad de calor que puede recuperarse. Según estos factores, uno de los candidatos potenciales para WHR entre las corrientes de calor subproducto de motores de combustión interna, es la corriente de gases de escape (Jääskeläinen, DieselNet, 2019).



En Bolivia, la recuperación de calor de desperdicio está principalmente enfocada a las plantas de cogeneración (Sin Filtro Bolivia, 2018), y no se presta atención a los motores térmicos industriales con potencias del orden de megawatts (Fields, 2016). En el caso de motores ferroviarios, podemos pensar que es posible recuperar cantidades útiles de calor del proceso de combustión, a partir de los gases de escape y del sistema de refrigeración. El objetivo de este estudio fue determinar el mejor sistema de aprovechamiento del calor desperdiciado en estos motores, para locomotoras que operan en la altura por encima de los 4 000 m.s.n.m. Los sistemas de calor y potencia combinados, llamados de cogeneración o CHP (Combined Heat and Power), generan al mismo tiempo electricidad y calor útil de una misma fuente de energía. Usualmente, los CHP aprovechan la energía de los gases de escape de la unidad de combustión. Estos sistemas pueden configurarse de dos formas, como ciclo superior o inferior. En el primero, el combustible es quemado en unidades primarias (motor de combustión interna, turbina de gas o combustión, microturbina, celdas de combustible, etc.) para generación de electricidad (Fields, 2016), y después el calor es aprovechado para demandas energéticas adicionales. En el ciclo inferior, el combustible es quemado para abastecer calor útil a un proceso industrial, como un horno, y el calor rechazado del proceso es recuperado para generación de potencia eléctrica (Fields, 2016). Esta última configuración también recibe el nombre de WHP (Waste Heat to Power).

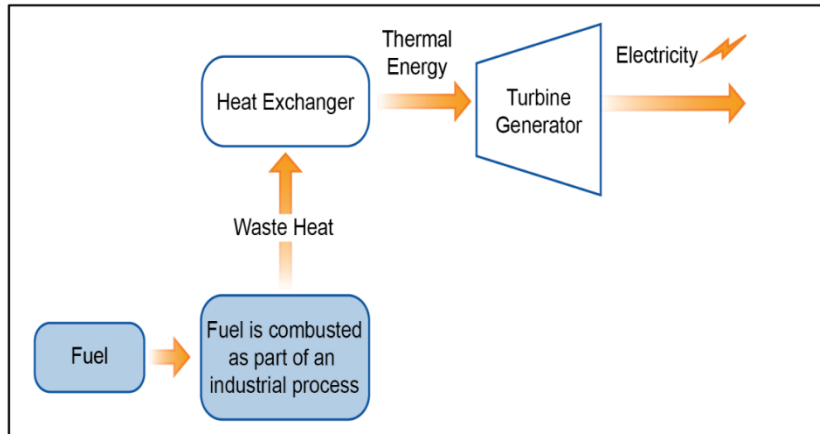
**Figura 1.** Ciclo superior de turbina de gas con CHP.



Fuente: (Mcdaniel & Zohuri, 2018).

La principal virtud de los sistemas WHP es que utilizan el calor de procesos térmicos existentes que de otro modo sería desaprovechado, para producir electricidad o potencia mecánica, a diferencia de procesos tradicionales que requieren un consumo energético adicional para este fin. Debido a esto, la tecnología WHP es considerada cero emisiones (Heat is Power, s.f.).

**Figura 2.** Diagrama de ciclo inferior CHP (o WHP).



Fuente: (Combined Heat and Power Partnership, 2022).

La eficiencia de los sistemas WHP depende principalmente de la temperatura de la fuente de calor desperdiciado (Combined Heat and Power Partnership, 2022), y en general debe superar los 500°F para que la generación de potencia sea económicamente viable (Combined Heat and Power Partnership, 2022). Tecnologías emergentes como los ciclos Rankine orgánicos, ORC (Organic Rankine Cycle), permiten trabajar con límites de temperatura aún más bajos (Combined Heat and Power Partnership, 2022). En lugar de utilizar agua como fluido de trabajo, la tecnología ORC utiliza un fluido orgánico con un punto de ebullición menor, de modo que hace posible reutilizar calor en rangos entre los 120°C y 450°C (Terrapin, s.f.).

Para establecer la tendencia del aprovechamiento de calor en un motor de combustión interna, se cuantifican las componentes del balance térmico, cuya ecuación es:

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

Donde:  $\dot{Q}_t$  – cantidad total de calor introducido al motor con el combustible,  $N$  – 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,  $\dot{Q}_o$  – calor entregado al lubricante,  $\dot{Q}_{cl}$  – parte del calor del combustible que se pierde debido a su combustión incompleta,  $\dot{Q}_{ad}$  – pérdidas menores, no incluidas en las demás componentes del balance térmico, todos en  $kW$ .

Para el calor total:

$$\dot{Q}_t = \frac{PCI}{3600} * \dot{m}_f$$

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

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 en  $K$  a la salida y entrada del motor, respectivamente.

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:

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

Donde el primer término es la cantidad de calor evacuado del cilindro con los gases de escape, y el segundo 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  $K$ ,  $T_o$  – temperatura de la carga fresca que entra al cilindro del motor, en  $K$ .

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).

## METODOLOGÍA

Ferrovial Andina S.A. es una empresa boliviana que brinda servicios integrales de transporte de carga y pasajeros. Actualmente cuenta con más de 1 800 kilómetros de vía operativa en varios departamentos de Bolivia, en La Paz, Oruro, Potosí, Cochabamba y Chuquisaca, y también vincula al país con Chile, Argentina y Perú (Ferrovial Andina S.A., s.f.). Ferrovial Andina S.A. cuenta con tres series de locomotoras, la 900, 1000 y SALI. Al haberles propuesto este estudio, por decisión de su directorio la locomotora puesta a disposición fue la 1020, de la serie 1000, que tiene un motor diésel modelo MTU 12 V 956 TB 11 de uso muy difundido a través del mundo. La locación de las pruebas fue dentro de las instalaciones del taller de la empresa, donde usualmente se realizan las pruebas de potencia de sus motores ferroviarios.

Para investigar la cantidad de calor recuperable del motor ferroviario, se midieron las temperaturas de las corrientes sumidero en su contexto natural, es decir, para todos los notch de la locomotora.



El estudio no involucró la manipulación intencional de estas temperaturas. La medición de temperaturas se realizó una sola vez. Por tanto, el carácter del estudio es cuantitativo, descriptivo, no experimental, tipo transversal (Hernández Sampieri, Méndez Valencia, Mendoza Torres , & Cuevas Romo, 2017).

En cuanto a las variables, las independientes son:

- Temperatura alta del aceite ( $T_{osal}$ )
- Temperatura baja del aceite ( $T_{oent}$ )
- Temperatura alta del refrigerante ( $T_{wsal}$ )
- Temperatura baja del refrigerante ( $T_{went}$ )
- Temperatura del colector de escape ( $T_e$ )
- Temperatura del aire de admisión ( $T_a$ )
- Temperatura del combustible ( $T_f$ )
- Flujo másico de aceite lubricante ( $\dot{m}_o$ )
- Flujo másico del refrigerante ( $\dot{m}_w$ )
- Flujo másico de aire de admisión ( $\dot{m}_a$ )
- Flujo másico de combustible ( $\dot{m}_f$ )
- Potencia de la locomotora ( $N$ )

Y las 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 1.** Instrumentos de medición de las variables. Elaboración propia.

<b>Temperatura</b>		
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
$T_{osal}$	Temperatura alta del aceite	Cámara termográfica, pirómetro y termocupla
$T_{oent}$	Temperatura baja del aceite	
$T_{wsal}$	Temperatura alta del refrigerante	
$T_{went}$	Temperatura baja del refrigerante	
$T_e$	Temperatura del colector de escape	
$T_a$	Temperatura del aire de admisión	
$T_f$	Temperatura del combustible	
<b>Flujo Másico</b>		
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
$\dot{m}_o$	Flujo másico de aceite lubricante	Estudio de documentación técnica
$\dot{m}_w$	Flujo másico del refrigerante	
$\dot{m}_a$	Flujo másico de aire de admisión	
$\dot{m}_f$	Flujo másico de combustible	
<b>Demanda Energética</b>		
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
$N$	Potencia de la locomotora	Estudio del perfil de requerimiento energético
<b>Potencia de calor</b>		
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	
<b>Indicador Financiero</b>		
Dimensión	Indicador	Instrumento de medición
$ROI$	Retorno de la inversión	Cálculo del indicador financiero

Los instrumentos de medición utilizados (Figura 3) son los de la Tabla 2:

**Tabla 2.** Instrumentos y equipos de medición utilizados.

No.	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

**Figura 3.** Instrumentos y equipos de medición utilizados.



a) Cámara termográfica



b) Pirómetro



c) Termocupla



d) Anemómetro digital

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Las temperaturas medidas con el pirómetro de los sistemas del motor involucrados fueron:

**Tabla 3.** Temperaturas obtenidas con el pirómetro. Elaboración propia.

Temperaturas (°C)									
Sistema		NOTCH							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Admisión de Aire		35,0	32,8	30,7	30,1	28,5	28,6	30,5	34,4
Combustible		46,7	53,2	55,3	54,4	52,7	57,6	60,0	65,7
Refrigeración	Salida <sup>2</sup>	64,0	63,8	61,4	67,2	68,0	69,9	71,6	73,9
	Reingreso <sup>3</sup>	63,8	63,6	59,7	63,9	65,3	66,7	68,5	70,4
Lubricación	Salida	66,0	67,9	68,1	73,5	75,6	77,8	82,0	84,0
	Reingreso	64,4	62,3	63,0	65,0	68,6	71,5	74,0	76,6

Con la cámara termográfica se obtuvo:

**Tabla 4.** Temperaturas obtenidas con la cámara termográfica. Elaboración propia.

Temperaturas (°C)									
Sistema		NOTCH							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Admisión de Aire		43,2	39,5	35,6	32,8	31,6	31,5	33,2	38,1
Combustible		49,5	46,2	41,7	40,7	41,6	43,9	47,7	56,0
Refrigeración	Salida <sup>4</sup>	81,5	80,4	76,9	84,2	85,3	87,0	89,0	92,3
	Reingreso <sup>5</sup>	81,4	79,4	74,4	78,3	80,7	82,5	85,8	88,3
Lubricación	Salida	85,5	87,4	89,7	96,0	100,2	104,0	107,6	115,1
	Reingreso	83,2	85,2	85,4	89,2	93,6	98,2	101,2	104,3

Para los gases de escape, las temperaturas fueron:

**Tabla 5.** Temperaturas obtenidas con la termocupla. Elaboración propia.

Temperaturas (°C)									
Sistema		NOTCH							
		1	2	3	4	5	6	7	8
Gases de Escape		235,0	355,0	419,0	561,0	655,0	699,0	725,0	731,0

<sup>2</sup> La temperatura del refrigerante de salida es la “más alta” (luego de refrigerar el motor).

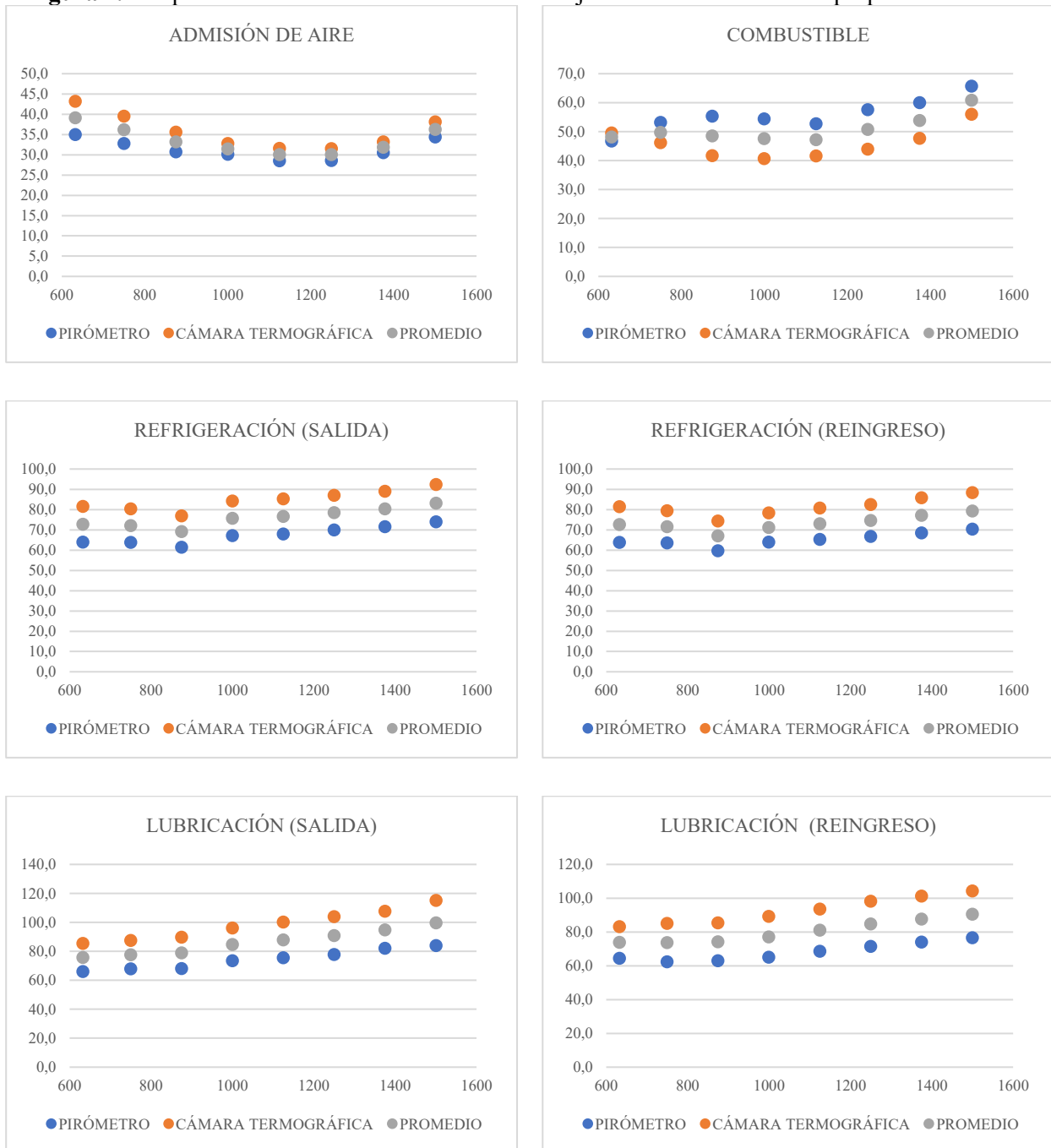
<sup>3</sup> La temperatura del refrigerante de reingreso es la “más baja” (por ingresar al motor).

<sup>4</sup> Ídem al sistema de refrigeración (“más alta”).

<sup>5</sup> Ídem al sistema de refrigeración (“más baja”).

Dado que las temperaturas de la admisión de aire, combustible, refrigeración y lubricación fueron medidas con dos instrumentos, para fines prácticos se tomará el valor promedio entre ambas medidas (Figura 4).

**Figura 4.** Temperaturas vs. frecuencia de rotación del eje del motor. Elaboración propia.



Finalmente, los valores de temperatura que se tomarán son:

**Tabla 6.** Temperaturas. Elaboración propia.

Temperaturas (°C)		NOTCH							
Sistema		1	2	3	4	5	6	7	8
Admisión de Aire ( $T_a$ )		39,1	36,2	33,2	31,5	30,1	30,1	31,9	36,3
Combustible ( $T_f$ )		48,1	49,7	48,5	47,6	47,2	50,8	53,9	60,8
Refrigeración	Salida ( $T_3$ )	72,8	72,1	69,2	75,7	76,6	78,5	80,3	83,1
	Reingreso ( $T_4$ )	72,6	71,5	67,1	71,1	73,0	74,6	77,2	79,4
Lubricación	Salida ( $T_1$ )	75,8	77,7	78,9	84,8	87,9	90,9	94,8	99,6
	Reingreso ( $T_2$ )	73,8	73,7	74,2	77,1	81,1	84,8	87,6	90,5
Gases de Escape ( $T_5$ )		235,0	355,0	419,0	561,0	655,0	699,0	725,0	731,0

Tras una revisión de documentación del motor, se recopilaron datos adicionales:

**Tabla 7.** Datos adicionales del motor de la locomotora serie 1000. Elaboración propia.

Parámetro	Valor o descripción
Marca y modelo del motor diésel	MTU 12 V 956 TB 11
Potencia en lugar	2 028 HP @ 1 500 rpm
Caudal de la bomba de refrigeración (cabeza del pistón)	21,5 m <sup>3</sup> /h @ 1 500 rpm
Caudal de la bomba de refrigeración (circuito primario de lubricación)	21,5 m <sup>3</sup> /h @ 1 500 rpm
Capacidad de la bomba de lubricación (circuito primario)	54,5 m <sup>3</sup> /h @ 1 500 rpm
Consumo de combustible en margen principal de servicio	~ 225 g/kWh
Tipo de anticongelante	Tecnología OAT
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
<b>Puntos (“notch”) de movimiento de la locomotora:</b>	
A régimen de velocidad de carga	7 y 8 (1 375, 1 500 rpm)
En freno	5 y 6 (1 125, 1 250 rpm)
En arranque	3 y 4 (875, 1 000 rpm)

### Potencia de calor disipada a través del aceite lubricante

Esta potencia se determina por:

$$\dot{Q}_o = (\dot{m}c_p)_o (T_1 - T_2)$$

Es conocido el caudal de lubricante ( $\dot{v}_o$ ) para las revoluciones máximas del motor:

$$\dot{v}_o = 54,5 \text{ m}^3/\text{h} \quad @ \quad n = 1\,500 \text{ rpm}$$



Puede determinarse el caudal para todas las “n” como sigue<sup>6</sup>:

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

Donde:

$$K = 3,63 * 10^{-2} m^3 - min/rev - h$$

Después puede conocerse el flujo másico ( $\dot{m}_o$ ) en  $kg/h$ :

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

Donde:  $\rho_o$  – densidad a la temperatura indicada en  $kg/m^3$ .

**Tabla 8.** Disipación de calor en el aceite lubricante. Elaboración propia.

Variable	NOTCH							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	n (rpm's)							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
Q <sub>o</sub> (kW)	22,6	54,1	75,7	141,6	142,5	142,2	186,1	258,2

### Potencia de calor disipada a través del refrigerante

La expresión es:

$$\dot{Q}_w = (\dot{m}c_p)_w (T_3 - T_4)$$

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

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

$K'$  puede hallarse con el caudal conocido de lubricante ( $\dot{v}_w$ ) para las revoluciones máximas:

$$\dot{v}_w = 2 \times 21,5 m^3/h \quad @ \quad n = 1 500 rpm$$

$$K' = 2,87 * 10^{-2} m^3 - min/rev - h$$

<sup>6</sup> 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:  $b$  – 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:

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

Similarmente, el flujo másico ( $\dot{m}_w$ ) en  $kg/h$  se determina:

$$\dot{m}_w = \rho_w * v_w$$

Donde:  $\rho_w$  – densidad del refrigerante a la temperatura promedio del refrigerante caliente y enfriado en  $kg/m^3$ . Según datos de la empresa, el líquido refrigerante es una solución acuosa al 20% de anticongelante, por lo que la densidad de la mezcla es:

$$\rho_w = 0,2 * \rho_c + 0,8 * \rho_a$$

Donde el subíndice  $a$  denota agua,  $c$  anticongelante, y  $w$  la mezcla. El calor disipado por el refrigerante en cada notch se resume en la Tabla 9.

Tabla 9. Disipación de calor en el refrigerante. Elaboración propia.

Variable	NOTCH							
	1	2	3	4	5	6	7	8
	n (rpm's)							
	633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
$Q_w$ (kW)	2,9	13,9	56,6	142,3	125,5	148,0	133,1	172,8

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

Para los gases de escape:

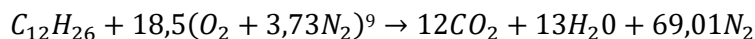
$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e (c_{p_{T_5}} * T_5 - c_{p_o} * T_o)$$

La temperatura  $T_5$  se obtiene de la Tabla 6, y  $T_o$  es la de la carga fresca que entra al cilindro del motor<sup>7</sup>.

El flujo másico de los gases de escape ( $\dot{m}_e$ ) es aproximadamente igual a la suma del consumo de combustible ( $\dot{m}_f$ ) y de aire de admisión ( $\dot{m}_a$ ):

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

Una relación entre  $\dot{m}_a$  y  $\dot{m}_f$  la encontramos en la reacción de combustión para el diésel (dodecano)<sup>8</sup>:



<sup>7</sup> Para fines prácticos,  $T_o$  se consideró como un promedio ponderado entre las temperaturas del aire de admisión ( $T_a$ ) y del combustible ( $T_f$ ):

$$T_o = \frac{14,93 * T_a + T_f}{14,93 + 1}$$

<sup>8</sup> El diésel puede tratarse como dodecano,  $C_{12}H_{26}$  (Çengel & Boles, 2012).

<sup>9</sup> El aire seco está constituido volumétricamente por 78,08% de nitrógeno ( $N_2$ ), 20,95% de oxígeno ( $O_2$ ). Esta composición es constante hasta los 100 km de altura (Trepp del Carpio, 2002). Para una reacción de combustión, la relación de moles de  $N_2$  a  $O_2$  es de  $78,08 / 20,95 = 3,73$ .



La relación aire-combustible estequiométrica (o teórica):

$$AC_{teo} = \frac{m_{aire}}{m_{combustible}} = 14,93$$

El flujo de aire de admisión real debe ser mayor a 14,93 veces del de combustible, ya que debe contemplarse un exceso de aire. Para determinar el flujo másico de combustible puede utilizarse el consumo específico de combustible del motor y la potencia en el eje. Al no contar con las curvas características del motor, se estimaron los valores de potencia en el eje para las frecuencias de rotación, considerando la potencia a 1 500 rpm (Tabla 7) como dato real: 2 028 HP = 1 513 kW.

**Tabla 10.** Estimación de potencia de salida en el eje del motor. Elaboración propia.

Potencia en el eje (kW)							
NOTCH							
1	2	3	4	5	6	7	8
n (rpm's)							
633	750	875	1 000	1 125	1 250	1 375	1 500
180	185	240	370	1 220	1 315	1 400	1 513

Los resultados se resumen en la Tabla 13.

**Tabla 11.** Disipación de calor en los gases de escape.

Variable	NOTCH							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$\dot{m}_f$ (kg/h)	57,0	58,5	75,2	116,5	383,9	414,0	442,9	476,6
$\dot{m}_e$ (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
$\dot{Q}_e$ (kW)	242,6	346,4	466,4	737,1	1 674,5	1 919,1	2 138,1	2 309,5

Elaboración propia

### Potencia requerida por la locomotora

Se dimensionó un ciclo Rankine para generar potencia eléctrica a partir del calor de los gases de escape, para posteriormente reinyectarlo en la locomotora. Para el notch 8, la locomotora requiere una potencia de 1513 kW (2028 HP). Un ciclo Rankine usualmente opera con eficiencias térmicas de 25 al 35%. Suponiendo una eficiencia del 27%<sup>10</sup>, la energía recuperable de los gases de escape ( $\dot{Q}_{rec}$ ) para cada punto es:

<sup>10</sup> Más adelante se especifican las características reales (eficiencia y otros) del ciclo Rankine diseñado.

**Tabla 12.** Energía recuperable de los gases de escape con un ciclo Rankine con 27% de eficiencia.

Variable	NOTCH							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$Q_e$ (kW)	242,6	346,4	466,4	737,1	1 674,5	1 919,1	2 138,1	2 309,5
$Q_{e\_rec}$ (kW)	65,5	93,5	125,9	199,0	452,1	518,2	577,3	623,6

Elaboración propia.

La potencia recuperada con el ciclo Rankine en el punto 5, e integrada con la potencia del eje (1 220 kW estimados) resultaría en alrededor de 1 670 kW, una potencia mayor a la salida en el eje para el notch 8 (1 513 kW), con un margen adicional de alrededor de aproximadamente 10%.

### Ciclo Rankine

Para su diseño se impusieron las siguientes condiciones de operación:

**Tabla 13.** Consideraciones de operación del ciclo Rankine.

N°	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%

Elaboración propia.

En la Tabla 14 se presentan los valores seleccionados para cada parámetro calculado.

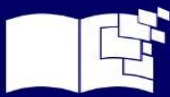
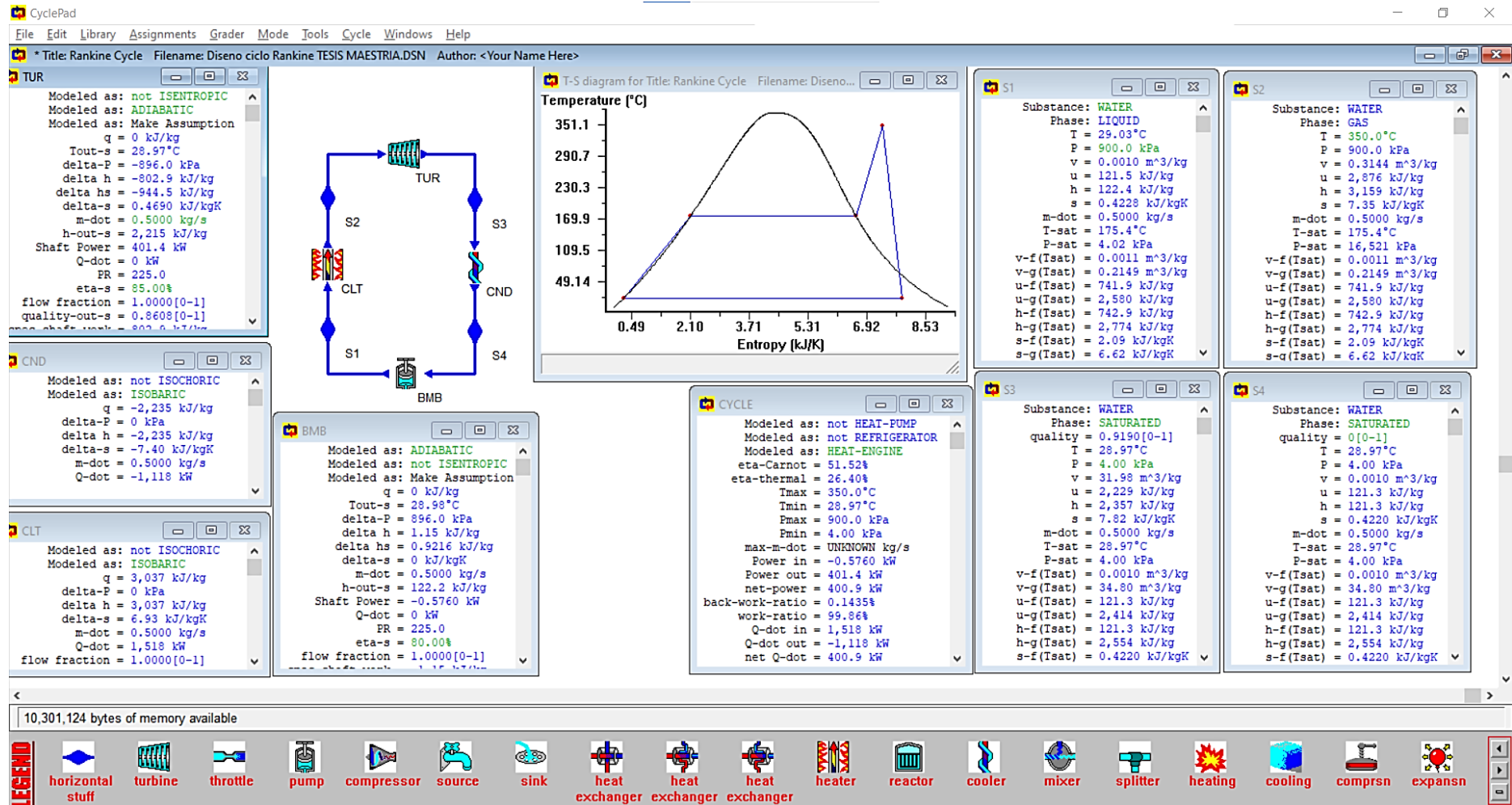
**Tabla 14.** Características generales del ciclo Rankine. Elaboración propia en base a datos en CyclePad.

Parámetro	Unidad	Valor	Parámetro	Unidad	Valor
m	kg/s	0,5	x	-	0,9
T <sub>máxima</sub>	°C	350,0	h <sub>1</sub>	kJ/kg	122,4
T <sub>mínima</sub>	°C	28,9	s <sub>1</sub>	kJ/kg	0,4
P <sub>máxima</sub>	kPa	900,0	h <sub>2</sub>	kJ/kg	3 159,0
P <sub>mínima</sub>	kPa	4,0	s <sub>2</sub>	kJ/kg	7,4
W <sub>entrada</sub>	kW	0,6	h <sub>3</sub>	kJ/kg	2 357,0
W <sub>salida</sub>	kW	401,4	s <sub>3</sub>	kJ/kg	7,8
W <sub>neto</sub>	kW	400,9	h <sub>4</sub>	kJ/kg	121,3
Q <sub>entrada</sub>	kW	1 518,0	s <sub>4</sub>	kJ/kg	0,4
Q <sub>salida</sub>	kW	1 118,0	η	%	26,4

Leyenda: m – flujo másico del fluido de trabajo; T – temperatura; P – presión; W – trabajo; Q – calor; x – título o valor del vapor, en tanto por uno; h<sub>i</sub> – entalpía “sub-i”; s<sub>i</sub> – entropía “sub-i”; η – eficiencia térmica porcentual.



Figura 5. Ciclo Rankine simulado. Elaborado con CyclePad.



## Consumo energético

Con un flujo de combustible de alrededor de 383,9 kg/h en el notch 5 (Tabla 11), y con una operación diaria promedio de la locomotora de dieciocho horas (Tabla 7), el combustible consumido es:

$$383,9 \frac{kg}{h} * 18h = 6\ 910,2\ kg$$

El consumo volumétrico de combustible será:

$$6\ 910,2\ kg * \frac{1}{832 \frac{kg}{m^3}} * \frac{1\ 000\ l}{1\ m^3} = 8\ 305,8\ l$$

El costo del diésel en Bolivia al momento de haber realizado el estudio era Bs. 3,72:

$$8\ 305,8\ l * \frac{Bs.\ 3,72}{l} = Bs.\ 30\ 897,7$$

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

$$Bs.\ 30\ 897,7 * 20 = Bs.\ 617\ 953,8$$

El consumo de combustible bajo las mismas condiciones para los notches 6, 7 y 8<sup>11</sup> está en la Tabla 17.

**Tabla 15.** Consumo de combustible promedio en notches 5 al 8.

Consumo Energético Mensual En Distintos Notch			
5	6	7	8
Bs. 617 953,8	Bs. 666 412,5	Bs. 712 901,8	Bs. 767 077,9

Elaboración propia.

El ahorro mensual en combustible que se percibe al utilizar el notch 5 en lugar de los 6, 7 y 8, es:

**Tabla 16.** Ahorro promedio mensual de combustible al utilizar el notch 5 como punto máximo.

Ahorro Mensual Evitando El NOTCH		
6	7	8
Bs. 48 458,8	Bs. 94 948,1	Bs. 149 124,1

Elaboración propia.

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

**Tabla 17.** Ahorro promedio anual de combustible. Elaboración propia.

Ahorro anual evitando el NOTCH		
6	7	8
Bs. 494 279,6	Bs. 968 470,4	Bs. 1 521 065,8

<sup>11</sup> Se comparan los resultados con los de los notches 6, 7 y 8 ya que éstos son los más comunes en la operación (Tabla 7).

El ahorro promedio anual de evitar usar estos tres puntos es:

$$\frac{Bs. 494\,279,6 + Bs. 968\,470,4 + Bs. 1\,521\,065,8}{3} = Bs. 994\,605,3$$

Los ahorros promedio hasta cinco años son:

Tabla 18. Ahorro promedio de combustible hasta cinco años.

Período	Ahorro Promedio
1 año	Bs. 994 605,3
2 años	Bs. 1 989 210,5
5 años	Bs. 4 973 026,3

Elaboración propia.

### Costos

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

- Costos de adquisición e instalación<sup>12</sup>
- Costos de operación y mantenimiento<sup>13</sup>

Los costos estimados al momento de haber realizado el estudio, se muestran a continuación:

Tabla 19. Costos totales estimados del sistema de recuperación de calor. Elaboración propia.

Equipo	Costos de adquisición e instalación		Costos anuales de operación y mantenimiento	
	\$	Bs.	\$	Bs.
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
<b>Total</b>	<b>\$ 563 500,0</b>	<b>Bs. 3 865 610,0</b>	<b>\$ 28 375,0</b>	<b>Bs. 194 652,5</b>

Como referencia, el tipo de cambio del dólar cuando se realizó el estudio era: Bs. 6,86 = \$ 1,00.

### ROI

<sup>12</sup> Incluye costos totales del equipo, instalación y materiales, gestión del proyecto, y costos adicionales.

<sup>13</sup> Incluyen costos por inspecciones de rutina, mantenimientos y *overhaul* programados, reparaciones, etc.



Para el ROI, el ahorro neto anual sería la diferencia del ahorro por consumo energético y los costos de mantenimiento:

$$\text{Ahorro neto anual} = \text{Bs. } 994\,605,3 - \text{Bs. } 194\,652,5 = \text{Bs. } 799\,952,8$$

$$\text{Inversión} = \text{Bs. } 3865610,0$$

$$\text{ROI} = \left( \frac{\text{Bs. } 799\,952,8}{\text{Bs. } 3\,865\,610,0} \right) * 100\%$$

$$\text{ROI} = 20,69\%$$

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:

$$t \approx 3,7 \text{ años}$$

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:

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

$$\text{Ganancia neta anual} = \text{Bs. } 799\,952,8$$

### Peso total

El peso total estimado para todo el sistema es aproximadamente trece toneladas.

**Tabla 20.** Peso total estimado del sistema de recuperación de calor.

Equipo	Peso (T)
Turbina	5,0
Generador	4,6
Intercambiador de calor	0,1
Condensador	2,1
Bomba	0,2
Equipo adicional	1,2
<b>Total</b>	<b>13,2</b>

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.

### **Comentarios finales**

Luego de realizar las mediciones de temperatura en los sistemas involucrados en el estudio, se identificaron a los gases de escape como los de mayor capacidad energética y temperatura, con potencias caloríficas desde el notch 5 en adelante, en el rango de 1 600 a 2 300 kW (Tabla 11).

Por otra parte, el ciclo Rankine dimensionado tiene una eficiencia térmica de 26,4% (Tabla 16), y podría recuperar el calor de desperdicio para generar potencia eléctrica a una tasa máxima de 400,9 kW (Tabla 16), al utilizarse el notch 5 de la locomotora, evitando los 6, 7 y 8. El sistema diseñado debe instalarse 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 22).

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. 800 000.

### **CONCLUSIONES**

Es posible recuperar grandes cantidades de calor del proceso de combustión de motores ferroviarios, y reutilizarlos en la misma máquina.

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 se justifica el estudio realizado.

La correcta aplicación de los resultados de esta investigación, redundarán en un incremento de la capacidad de las locomotoras de Ferrovía Andina S.A.

### **REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS**

CAPP. (2025). CAPP. Obtenido de <https://www.capp.ca/en/canada-builds/>

Çengel, Y., & Boles, M. (2012). Termodinámica. New York: McGraw Hill.

Combined Heat and Power Partnership. (2022). Waste Heat To Power Systems. Combined Heat and Power Partnership EPA.



- Ferguson, C. (1985). *Internal Combustion Engines Applied Thermosciences*. John Wiley & Sons.
- Ferrovial Andina S.A. (s.f.). Ferrovial Andina. Obtenido de <https://ferrovial-andina.com.bo/>
- Fields, A. (08 de Marzo de 2016). WBDG. Obtenido de <https://www.wbdg.org/resources/combined-heat-and-power-chp>
- Heat is Power. (s.f.). *Heat Is Power*. Obtenido de Heat Is Power: <https://www.heatispower.org/whp-vs-chp-fact-sheet/>
- Hernández Sampieri, R., Méndez Valencia, S., Mendoza Torres, C., & Cuevas Romo, A. (2017). *Fundamentos de Investigación*. McGraw Hill.
- Jääskeläinen, H. (19 de Diciembre de 2019). DieselNet. Obtenido de [https://dieselnet.com/tech/engine\\_whr.php#ran](https://dieselnet.com/tech/engine_whr.php#ran)
- Jääskeläinen, H. (01 de Septiembre de 2020). DieselNet Technology Guide. Obtenido de [https://dieselnet.com/tech/diesel\\_exh.php](https://dieselnet.com/tech/diesel_exh.php)
- Jóvay, M., Arjángelski, V., Vjert, M., Vóinov, A., Stepánov, Y., & Trúsov, V. (1982). *Motores de automóvil*. Moscú: MIR.
- Mcdaniel, P., & Zohuri, B. (2018). *Modelica Programming: A New Approach in Modeling of CHP*. Research Gate.
- Sin Filtro Bolivia (Dirección). (2018). *Ciclo Combinado, tecnología para la seguridad energética boliviana Programa 17 (Cuarto ciclo)* [Película].
- Terrapin. (s.f.). *Terrapin*. Obtenido de <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*.
- Wettstätt, F., & Dubbel, H. (1975). *Manual del Constructor de Máquinas*. Labor S.A.

