

**Universidad Católica de Santa María**  
**Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales**  
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica  
y Mecatrónica**



**“ESTUDIO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA DUAL FUEL  
(DIÉSEL - GAS) EN MOTOR DIÉSEL DE LA LOCOMOTORA  
GT42AC, PARA PROYECTO DE TRASLADO DE MINERAL”**

**Tesis presentada por el Bachiller:**

Marín Rodríguez, Patrick Alfonso

**Para optar el Título Profesional de:**

Ingeniero Mecánico Electricista

**Asesor:**

Dr. Fernández Barriga, Camilo  
Grimaldo

**Arequipa – Perú**

**2020**



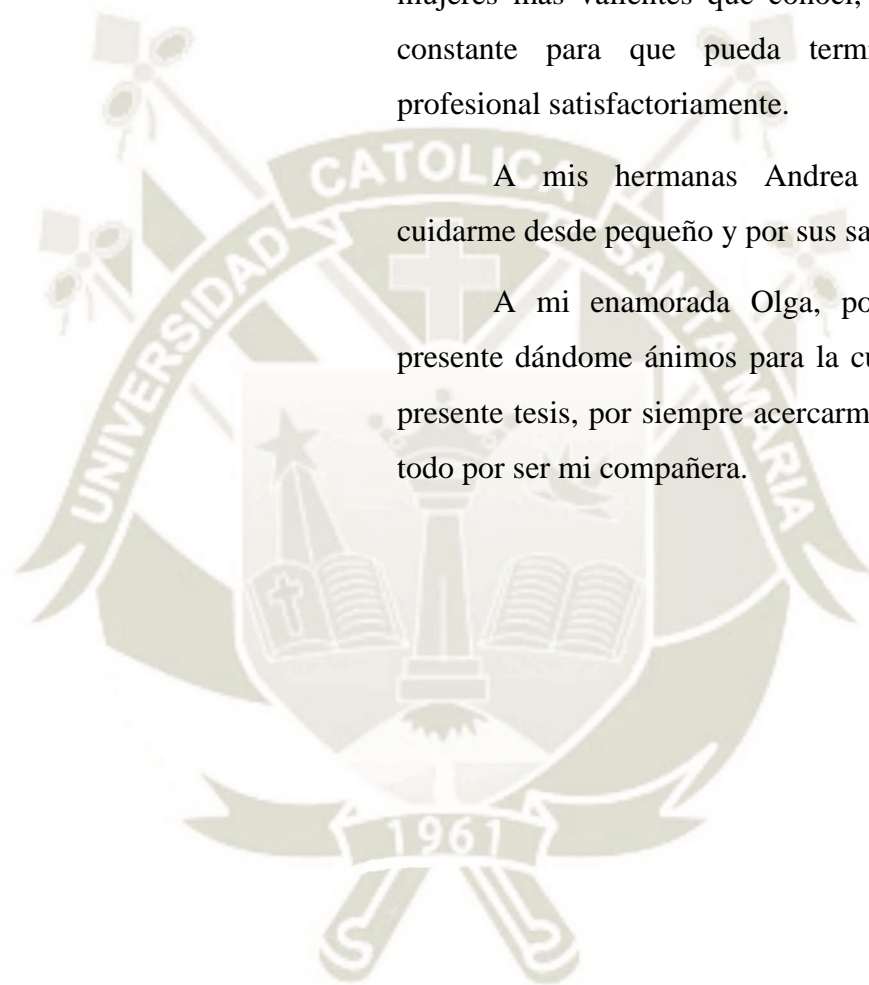
## Dedicatoria

A mi padre Estanislao, a pesar de no estar juntos sé que estarías orgulloso de este logro tan importante en mi vida profesional.

A mi madre Marleny, por ser una de las mujeres más valientes que conocí, por su esfuerzo constante para que pueda terminar la carrera profesional satisfactoriamente.

A mis hermanas Andrea y Elaine, por cuidarme desde pequeño y por sus sabios consejos.

A mi enamorada Olga, por estar siempre presente dándome ánimos para la culminación de la presente tesis, por siempre acercarme a Dios y sobre todo por ser mi compañera.



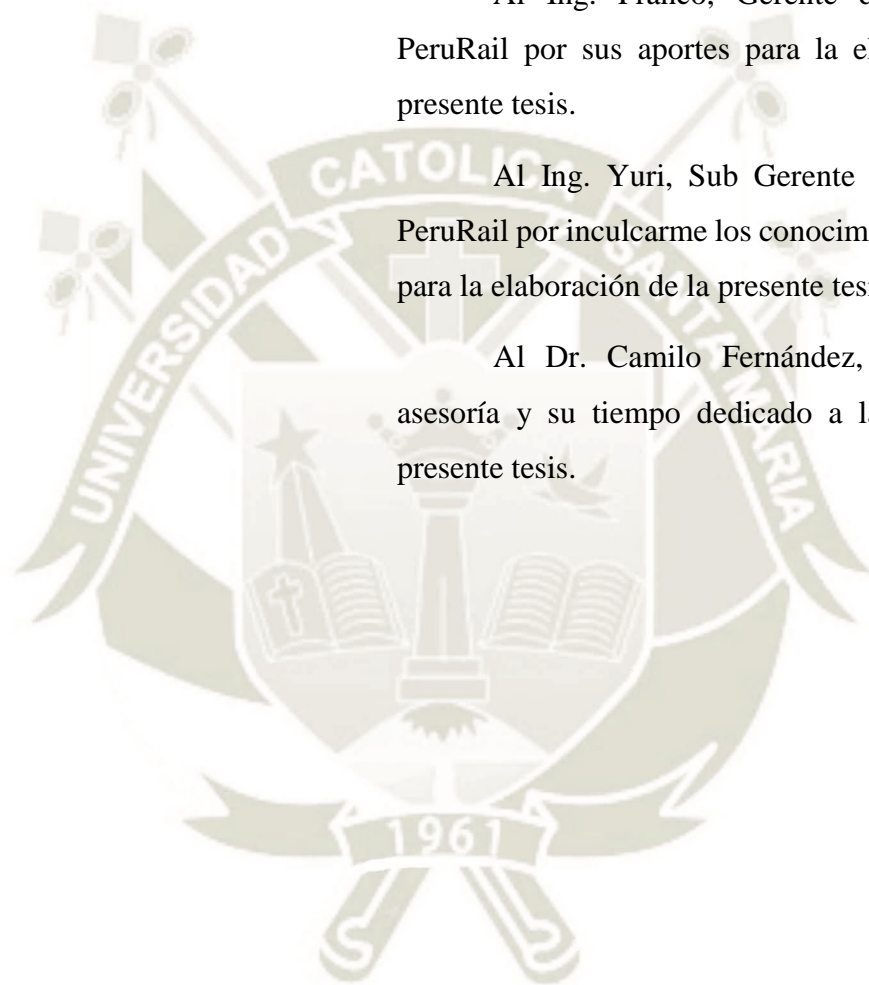
## Agradecimientos

Primeramente, a Dios por su apoyo constante ya que sin él nada sería posible. Gracias por acompañarme en cada etapa y en la culminación de la presente tesis.

Al Ing. Franco, Gerente de Mecánica de PeruRail por sus aportes para la elaboración de la presente tesis.

Al Ing. Yuri, Sub Gerente de Mecánica de PeruRail por inculcarme los conocimientos necesarios para la elaboración de la presente tesis.

Al Dr. Camilo Fernández, por su valiosa asesoría y su tiempo dedicado a la revisión de la presente tesis.



## Resumen

La presente investigación desarrolló el estudio y análisis de un sistema dual fuel en los motores diésel de las locomotoras GT42AC para el trayecto desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones logrando una disminución en los costos operativos (ahorros de combustible de hasta \$40.5 millones) y una reducción de las emisiones contaminantes, manteniendo el rendimiento y la confiabilidad de los motores Electro-Motive Diesel.

Para el desarrollo de la investigación primero se realizó los cálculos termodinámicos del ciclo diésel y del ciclo de combustible dual para demostrar que la implementación de un sistema de combustible dual mantiene la misma potencia que cuando se opera con diésel únicamente. Adicionalmente con las fracciones de combustible diésel que pueden ser reemplazadas por el gas natural comprimido en cada punto de aceleración se determinó los consumos de los combustibles diésel y gas natural comprimido en el sistema dual fuel.

Luego se desarrolló la predicción del uso del sistema dual fuel para cuantificar la sustitución de combustible diésel con el gas natural comprimido realizando una simulación de un viaje de un convoy implementando el sistema dual fuel, tomando como referencia el resumen de utilización de tiempos y consumo de combustible proporcionados de la computadora de la locomotora. Con los resultados de la simulación del sistema dual fuel para una locomotora, se determinó el consumo de 291.60 galones de diésel y la sustitución de 428.40 galones de diésel por 1640.50 m<sup>3</sup> de gas natural comprimido usados en su lugar para un viaje.

Seguidamente se realizó los cálculos para determinar la resistencia total del tren para las condiciones más críticas en el trayecto del convoy, obteniendo el valor de 691.09 kN. Con el valor de la resistencia total del tren se determinó la fuerza motriz capaz de vencerlos (potencia del motor diésel por locomotora, 3199.38 HP) para así permitir el avance del tren.

Después de esto, se realizó el potencial de reducción de emisiones, calculando las emisiones iniciales cuando las locomotoras operan únicamente con diésel y con la implementación del sistema dual fuel. Obteniendo reducciones de emisiones del 50% en NO<sub>x</sub>, PM, CO y CO<sub>2</sub>.

Por último, mediante la evaluación económica de los costos de inversión, costos de operación y mantenimiento para la implementación del proyecto, se determinó que el proyecto es viable, el valor actual neto es mayor a cero, la tasa interna de retorno es superior a la tasa del mercado y el índice de rentabilidad es mayor a 1.

**Palabras clave:** Sistema dual fuel, locomotora, diésel, gas natural comprimido, emisiones.

## Abstract

The present investigation developed the study and analysis of a dual fuel system in the diesel engines of the GT42AC locomotives for the journey from the Islay Station to the Pillones Station achieving a reduction in operating costs (fuel savings of up to \$40.5 million) and a reduction in polluting emissions, maintaining performance and reliability of Electro-Motive Diesel motors.

For the development of the research, the thermodynamic calculations of the diesel cycle and the dual fuel cycle will first be carried out to demonstrate that the implementation of the dual fuel system maintains the same power as when operating directly with diesel. Furthermore, with the diesel fuel fractions that can be replaced by compressed natural gas at each throttle notch, the consumption of diesel and compressed natural gas fuels in the dual fuel system is determined.

Then, it was developed the prediction of the use of the dual fuel system by simulating a trip of a convoy implementing the dual fuel system, taking as a reference the summary of use of times and consumption of fuel provided from the locomotive computer. With the simulation results of the dual fuel system for a locomotive, it was determined the consumption of 291.60 gallons of diesel and the replacement of 428.40 gallons of diesel by 1640.50 m<sup>3</sup> of compressed natural gas used in its place for a trip.

Subsequently, calculations were made to determine the total resistance of the train for the most critical conditions on the convoy route, obtaining the value of 691.09 kN. With the value of the total resistance of the train, the driving force capable of overcoming them (diesel engine power per locomotive of 3199.38 HP) was determined to allow the advance of the train.

After this, the emission reduction potential was realized, calculating the initial emissions when the locomotives operate only with diesel and with the implementation of the dual fuel system. Obtaining emission reductions of 50% in NO<sub>x</sub>, PM, CO and CO<sub>2</sub>.

Finally, through the economic evaluation of investment costs, operation and maintenance costs for the implementation of the project, it was determined that the project is viable, the Net present value is greater than zero, the Internal rate of return is higher than the discount rate and the profitability index is greater than 1.

**Key words:** Dual fuel system, locomotive, diesel, compressed natural gas, emissions.

## Introducción

En las operaciones ferroviarias uno de los costos más representativos es el consumo de combustible de las locomotoras que dependerá según el tipo de locomotora y del tráfico de carga que presente en la operación. Un convoy en un viaje típico (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones recorre 610 Km y consume 720 galones de combustible diésel por locomotora. Dado la frecuencia diaria de los trenes este consumo de combustible resulta sumamente alto y se ve reflejado en los costos operativos. El objetivo de la presente investigación es el estudio y análisis de un sistema dual fuel en el motor diésel de las locomotoras GT42AC. Para llevar a cabo la presente investigación, el trabajo se ha estructurado en 5 capítulos.

El capítulo 1 abarca aspectos generales de la investigación como la descripción del problema, objetivos generales y específicos, justificación y alcances de la investigación.

El capítulo 2 detalla el marco teórico que sustenta el proyecto, en el cual se trata conceptos concernientes al tráfico de carga del ferrocarril del Sur, tipos de tracción en el ferrocarril, funcionamiento de una locomotora diésel eléctrica, explicación del ciclo diésel de dos tiempos en el motor diésel de las locomotoras diésel eléctricas y alternativas del funcionamiento de un motor diésel con gas natural.

El capítulo 3 desarrolla la ingeniería del proyecto donde se realiza los cálculos termodinámicos del ciclo diésel y del ciclo de combustible dual para luego compararlos, seguido de los cálculos de la predicción del uso del sistema dual fuel y la determinación de la resistencia total del tren para las condiciones más desfavorables en el recorrido del convoy.

El capítulo 4 desarrolla el potencial de reducciones de emisiones, primeramente, hallaremos las emisiones iniciales cuando el motor diésel opera únicamente con diésel y posteriormente se calculará la reducción de emisiones implementando el sistema dual fuel en el motor diésel de la flota de locomotoras GT42AC.

El capítulo 5 realiza la evaluación económica del proyecto, la cual detalla los costos de inversión, costos de operación y mantenimiento, los ahorros de combustible, el flujo de caja económico y los indicadores financieros. Finalmente se presentan las conclusiones de la presente investigación para continuar con las recomendaciones generales.

## Tabla de Contenidos

Dedicatoria.....	iii
Agradecimientos.....	iv
Resumen .....	v
Abstract.....	vi
Introducción.....	vii
Capítulo 1 Marco Metodológico .....	1
1. Generalidades .....	1
1.1. Descripción del Problema.....	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. Objetivo General.....	2
1.2.2. Objetivos Específicos .....	2
1.3. Justificación .....	2
1.4. Alcances del Proyecto .....	3
Capítulo 2 Marco Teórico.....	4
2. Los ferrocarriles en el Perú.....	4
2.1. Vías férreas en el Perú .....	4
2.1.1. Ferrocarril del Centro .....	4
2.1.2. Ferrocarril Huancayo - Huancavelica.....	5
2.1.3. Ferrocarril del Sur y Sur Oriente .....	6
2.1.4. Ferrocarril de Southern Peru .....	7
2.1.5. Ferrocarril Tacna – Arica .....	8
2.2. Tráfico ferroviario de carga.....	10
2.2.1. Tramo del Sur y Sur Oriente.....	10
2.2.2. Tramo Centro.....	14

2.3.	Tráfico ferroviario de carga según operador .....	17
2.4.	La Tracción en el Ferrocarril .....	18
2.4.1.	Tracción eléctrica .....	19
2.4.2.	Tracción diésel.....	25
2.4.3.	Comparación de la tracción eléctrica frente a la tracción diésel .....	27
2.5.	Funcionamiento de la locomotora diésel eléctrica .....	29
2.6.	Ciclo diésel de 4 tiempos.....	31
2.6.1.	Ciclo diésel ideal de 4 tiempos.....	31
2.6.2.	Ciclo diésel real de 4 tiempos.....	34
2.7.	Ciclo diésel de 2 tiempos.....	35
2.7.1.	Ciclo diésel ideal de 2 tiempos .....	35
2.7.2.	Ciclo diésel real de 2 tiempos.....	36
2.7.3.	Ciclo del motor diésel de 2 tiempos de la locomotora GT42AC.....	38
2.8.	Alternativas del funcionamiento de un motor diésel con Gas natural.....	40
2.8.1.	Motor de Gas natural como combustible único.....	40
2.8.2.	Motores duales.....	40
2.9.	Gas Natural en el Perú .....	43
2.9.1.	Información general.....	43
2.9.2.	Composición del Gas Natural.....	44
2.9.3.	Gas de Camisea .....	44
Capítulo 3 Ingeniería del Proyecto .....		46
3.	Datos técnicos del Motor diésel 12N-710G3B-ES.....	46
3.1.	Cálculo térmico del Motor diésel .....	47
3.1.1.	Cantidad de aire teórico para combustión de 1 kg de combustible (I <sub>o</sub> ) ..	47
3.1.2.	Cantidad total de aire real (M <sub>1</sub> ).....	47
3.1.3.	Coefficiente teórico de variación molecular ( $\mu_o$ ).....	48

3.1.4.	Parámetros del Proceso de Admisión .....	48
3.1.5.	Parámetros del Proceso de Compresión .....	53
3.1.6.	Parámetros del Proceso de Combustión .....	54
3.1.7.	Parámetros del Proceso de Expansión .....	62
3.1.8.	Presión media indicada del ciclo ( $P_i$ ).....	63
3.1.9.	Principales parámetros del ciclo .....	64
3.1.10.	Índices del ciclo de trabajo .....	66
3.1.11.	Resultados y Gráficos.....	70
3.2.	Cálculo térmico del Motor diésel empleando el Sistema dual fuel .....	74
3.2.1.	Aire teórico para combustión de $1 \text{ m}^3$ o $1 \text{ kmol}$ de combustible ( $L_o$ ) ....	74
3.2.2.	Cantidad total de aire real ( $M_1$ ).....	76
3.2.3.	Coefficiente teórico de variación molecular ( $\mu_o$ ).....	77
3.2.4.	Parámetros del Proceso de Admisión .....	77
3.2.5.	Parámetros del Proceso de Compresión .....	81
3.2.6.	Parámetros del Proceso de Combustión .....	82
3.2.7.	Parámetros del Proceso de Expansión .....	89
3.2.8.	Presión media indicada del ciclo ( $P_i$ ).....	91
3.2.9.	Principales parámetros del ciclo .....	92
3.2.10.	Índices del ciclo de trabajo .....	93
3.2.11.	Consumos de combustible en el Sistema dual fuel (Diésel – GNC) .....	95
3.2.12.	Resultados y gráficos.....	101
3.3.	Comparación de resultados.....	104
3.3.1.	Parámetros de admisión, compresión, combustión y escape.....	104
3.3.2.	Comparación a diversos puntos de aceleración.....	106
3.4.	Predicción del uso del sistema dual fuel (Diésel – GNC) .....	110
3.5.	Soluciones de combustible dual .....	113

3.5.1.	Dynamic Gas Blending (DGB).....	113
3.5.2.	EMD 710 DGB .....	116
3.5.3.	GNC Tender .....	118
3.6.	Resistencia total al movimiento del tren.....	120
3.6.1.	Resistencia en recta y horizontal ( $R_{RH}$ ) .....	122
3.6.2.	Resistencia por gradiente ( $R_G$ ) .....	124
3.6.3.	Resistencia por curvatura ( $R_C$ ) .....	125
3.6.4.	Determinación de la potencia del motor diésel .....	127
3.6.5.	Interpretación de los resultados .....	128
Capítulo 4	Potencial de reducciones de emisiones .....	129
4.	Gas natural en la automoción .....	129
4.1.	Impacto ambiental por el uso de energía .....	130
4.2.	Emissiones Contaminantes en locomotoras con motores diésel .....	131
4.3.	Reducción de emisiones con el Sistema Dual fuel .....	133
4.3.1.	Niveles de emisión inicial .....	134
4.3.2.	Reducción de emisiones .....	137
4.3.3.	Interpretación de resultados.....	139
Capítulo 5	Evaluación económica .....	140
5.	Aspectos generales .....	140
5.1.	Suposiciones del modelo financiero .....	140
5.1.1.	Costos de inversión.....	140
5.1.2.	Costos operativos.....	141
5.1.3.	Suposiciones generales .....	142
5.2.	Flujo de caja .....	145
5.3.	Indicadores financieros.....	145
5.3.1.	Costo de oportunidad del capital propio (COK).....	145

5.3.2.	Valor agregado neto.....	146
5.3.3.	Tasa interna de retorno .....	147
5.3.4.	Periodo de recuperación de la inversión descontado.....	147
5.3.5.	Índice de rentabilidad .....	148
	Conclusiones.....	149
	Recomendaciones .....	150
	Referencias bibliográficas .....	151



## Lista de tablas

Tabla 1: Infraestructura Ferroviaria por Empresa, Tramo y Longitud .....	9
Tabla 2: Composición del Gas Natural.....	44
Tabla 3: Especificaciones del Motor diésel 12N-710G3B-ES .....	46
Tabla 4: Calor específico molar medio de los gases en $\text{KJ/Kmol}\cdot^{\circ}\text{C}$ .....	55
Tabla 5: Calor específico de los productos de combustión en $\text{KJ/Kmol}\cdot^{\circ}\text{C}$ .....	56
Tabla 6: Energía interna de los productos de combustión en $\text{MJ/Kmol}$ .....	58
Tabla 7: Energía interna de los gases en $\text{MJ/Kmol}$ .....	59
Tabla 8: Resultados para todos los puntos de aceleración del Motor diésel .....	73
Tabla 9: Consumos horarios de combustible diésel por punto de aceleración .....	95
Tabla 10: Potencia indicada y potencia efectiva por punto de aceleración .....	96
Tabla 11: Sustitución de diésel por GNC en cada punto de aceleración.....	96
Tabla 12: Consumo de combustibles horarios de diésel y GNC en el sistema dual fuel ....	98
Tabla 13: Consumos de combustible gaseoso y rendimientos en el sistema dual fuel .....	100
Tabla 14: Resultados de los cálculos del sistema dual fuel.....	103
Tabla 15: Valores obtenidos para los cuatro tiempos.....	104
Tabla 16: Consumos de combustibles del ciclo diésel y del ciclo dual fuel .....	106
Tabla 17: Variación de las potencias del ciclo diésel y del ciclo dual fuel .....	108
Tabla 18: Utilización de tiempos y consumo de combustible por punto de aceleración...	110
Tabla 19: Sustitución de diésel por GNC en el sistema EMD DGB .....	111
Tabla 20: Simulación del sistema dual fuel para un viaje de una locomotora .....	112
Tabla 21: Datos para determinar la resistencia total del tren .....	120
Tabla 22: Tiempos y potencia al freno del motor diésel 12N-710G3B-ES.....	134
Tabla 23: Emisiones de $\text{NO}_x$ , PM, CO y HC por punto de aceleración .....	134
Tabla 24: Emisiones de $\text{NO}_x$ , PM, HC, CO y $\text{CO}_2$ operando con 100% diésel.....	135

Tabla 25: Valores horarios de emisiones operando con 100% diésel .....	136
Tabla 26: Horas de operación anuales de la flota GT42AC .....	136
Tabla 27: Emisiones anuales de flota de 14 locomotoras GT42AC operando con diésel.	136
Tabla 28: Emisiones de NO <sub>x</sub> , PM, HC, CO y CO <sub>2</sub> en el sistema dual fuel.....	137
Tabla 29: Reducción de emisiones en el sistema dual fuel .....	137
Tabla 30: Valores horarios de reducciones de emisiones en el sistema dual fuel .....	138
Tabla 31: Reducción de emisiones anuales de la flota de 14 locomotoras GT42AC.....	139
Tabla 32: Porcentaje de reducción de emisiones con el sistema dual fuel .....	139
Tabla 33: Costos de conversión de flota de locomotoras GT42AC .....	140
Tabla 34: Costos varios .....	141
Tabla 35: Precio base de combustibles.....	141
Tabla 36: Costos de mantenimiento de los tanques de GNC .....	141
Tabla 37: Flujo de caja implementando el sistema dual fuel en locomotoras GT42AC...	145

## Lista de figuras

Figura 1: Trazado del Ferrocarril del Centro.....	5
Figura 2: Trazado del Ferrocarril Huancayo – Huancavelica.....	6
Figura 3: Ferrocarril del Sur y Sur Oriente .....	7
Figura 4: Trazado del Ferrocarril de Southern Peru .....	7
Figura 5: Trazado del Ferrocarril Tacna – Arica.....	8
Figura 6: Tráfico Ferroviario de Carga, Tramo Sur: 2005 – 2018 .....	11
Figura 7: Tráfico Ferroviario de Carga, Tramo Sur Oriente: 2005 – 2018 .....	11
Figura 8: Variación anual del Trafico por ruta, 2017 – 2018.....	12
Figura 9: Estructura del volumen de carga movilizada del 2018 .....	13
Figura 10: Distribución del tráfico de carga en el tramo Sur por usuario en 2018 .....	13
Figura 11: Evolución del tráfico de carga del Ferrocarril del Centro, 2000 - 2018 .....	14
Figura 12: Principales productos transportados, 2006 – 2018 .....	15
Figura 13: Principales Productos transportados en toneladas-kilómetro, 2006 – 2018.....	15
Figura 14: Minerales transportados por el Ferrocarril de Centro, 2006 - 2018.....	16
Figura 15: Productos transportados en toneladas – kilómetros, 2018 .....	17
Figura 16: Tráfico ferroviario de carga, según operador: 2010-2018 .....	17
Figura 17: Evolución del tráfico ferroviario de Carga, según operador: 2010-2018 .....	18
Figura 18: Esquema del suministro de energía de un ferrocarril eléctrico .....	19
Figura 19: Principales elementos de la catenaria.....	21
Figura 20: Partes de un Pantógrafo.....	22
Figura 21: Frotador para alimentación por Tercer Riel.....	22
Figura 22: Locomotora diésel construida por Hunslet en 1968.....	25
Figura 23: Esquema general de una locomotora diésel eléctrica.....	26
Figura 24: Distribución de una locomotora diésel – hidráulica .....	27

Figura 25: Ciclo diésel ideal de 4 tiempos .....	31
Figura 26: Tiempo de admisión.....	32
Figura 27: Tiempo de Compresión .....	32
Figura 28: Tiempo de Expansión.....	33
Figura 29: Tiempo de Escape .....	34
Figura 30: Ciclo diésel real de 4 tiempos .....	34
Figura 31: Construcción del Motor diésel de 2 Tiempos .....	35
Figura 32: Ciclo diésel ideal de 2 Tiempos .....	36
Figura 33: Ciclo diésel real de 2 tiempos. ....	36
Figura 34: Operación del Motor diésel de 2 Tiempos .....	39
Figura 35: Sistema Dual con inyección de diésel para fuente de ignición .....	41
Figura 36: Sistema Dual con inyección de gas y con diésel para fuente de ignición.....	42
Figura 37: Potencia indicada y potencia de pérdidas para los 8 puntos de aceleración .....	70
Figura 38: Potencia efectiva vs puntos de aceleración .....	71
Figura 39: Consumos de combustible diésel .....	71
Figura 40: Eficiencias del ciclo diésel.....	72
Figura 41: Potencia indicada – potencia de pérdidas para el sistema dual fuel.....	101
Figura 42: Potencia efectiva - puntos de aceleración para el sistema dual fuel .....	101
Figura 43: Consumos de GNC .....	102
Figura 44: Eficiencias del sistema dual fuel.....	102
Figura 45: Comparación de las presiones del ciclo diésel y ciclo dual fuel.....	105
Figura 46: Comparación de las temperaturas del ciclo diésel y ciclo dual fuel .....	105
Figura 47: Consumos específicos de combustibles en el sistema dual fuel .....	107
Figura 48: Consumos horarios de combustibles en el sistema dual fuel.....	107
Figura 49: Comparación de las potencias efectivas del ciclo diésel y del ciclo dual fuel.	109
Figura 50: Esquema de funcionamiento DGB para un motor-generator.....	114

Figura 51: Componentes de la línea de gas para un motor-generator .....	114
Figura 52: Componentes de la línea de gas para un motor-generator .....	115
Figura 53: Introducción de gas en el sistema EMD 710 DGB .....	117
Figura 54: Componentes de la línea de gas en motor diésel EMD .....	117
Figura 55: Partes del GNC Tender .....	118
Figura 56: GNC Tender GCNX 5001.....	119
Figura 57: Convoy de PeruRail transportando concentrado de cobre.....	121
Figura 58: Diagrama de fuerzas en gradiente.....	124
Figura 59: Evolución de los usos de gas distribuido .....	129
Figura 60: Efectos de los gases de combustión y partículas .....	131
Figura 61: Precios estimados del diésel y GNC para el periodo de inversión.....	142
Figura 62: Cronograma de conversión para la locomotora piloto.....	143
Figura 63: Cronograma de conversión de la flota de 15 locomotoras GT42AC.....	144

## Capítulo 1

### Marco Metodológico

#### 1. Generalidades

##### 1.1. Descripción del Problema

Uno de los costos más grandes en una operación ferroviaria, es el consumo de combustible de las locomotoras. Siendo específicos, en el Proyecto “Las Bambas” el consumo de combustible es alto debido al tráfico de carga que presenta y esto se ve reflejado en los costos de operación de la flota de locomotoras GT42AC afectando la rentabilidad del proyecto y minimizando las ganancias.

En el Proyecto “Las Bambas”, PeruRail realiza el transporte del mineral desde la Estación de Pillones en la cual se realiza el intercambio de los containers cargados con mineral proveniente desde la mina por medio de los camiones hacia el convoy que lo espera listo para la transferencia. Hay 18 coches en total en un convoy, habiendo 3 containers por coche, haciendo un total de 54 containers. Para este grande proyecto PeruRail adquirió 15 locomotoras nuevas modelo GT42AC de marca Electro Motive, las cuales cubren el siguiente recorrido:

1. Parten desde la Estación de Islay con el convoy vacío hacia Arequipa (Tres cruces), en donde se toma el desvío para dirigirse a la Estación de Pillones.
2. Una vez en la Estación de Pillones, se realiza el intercambio de los containers vacíos por los cargados, operación que toma aproximadamente de 2 a 3 horas.
3. Una vez realizado el intercambio de containers, el convoy completamente cargado, se dirige hacia Arequipa (Tres cruces), en donde se toma el desvío hacia Matarani para dirigirse al Terminal Internacional del Sur (Tisur).
4. Cuando el convoy llega a Tisur se realiza el descargo del mineral de todos los containers, luego el convoy vuelve a partir desde la Estación de Islay. En donde se reinicia el ciclo.

Este ciclo se realiza con una frecuencia de 7 veces por día, 49 veces por semana, 196 veces al mes, 2352 ciclos al año aproximadamente. Tomando como referencia un ciclo, se recorre 610 kilómetros con un consumo de combustible diésel de 720 galones por locomotora. Este consumo de combustible es alto y se refleja como ya mencionamos en los gastos operativos.

Para poder solucionar el problema anterior, se propone el estudio de un Sistema Dual Fuel (Diésel – Gas) en el motor diésel de la locomotora GT42AC. La conversión traerá ahorro en combustible, ya que el gas natural posee un precio inferior al Diésel, así se logrará incrementar la rentabilidad y ganancias de la empresa. Sumando a esta ventaja, la conversión de la locomotora GT42AC a un Sistema Dual Fuel (Diésel – Gas), será amigable con el medio ambiente, reduciendo los agentes contaminantes productos de la combustión.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo General**

Analizar el estudio de un Sistema Dual Fuel (Diésel – Gas) en el Motor Diésel de la locomotora GT42AC y demostrar el ahorro obtenido para el proyecto “Las Bambas”, así como también demostrar si el cambio al Sistema Dual Fuel (Diésel – Gas) puede afectar el rendimiento en potencia y en la resistencia total del tren para las condiciones más desfavorables en el trayecto del traslado de mineral. Sumado a esto demostrar la disminución de agentes contaminantes al usar el Sistema dual fuel (Diésel – Gas).

### **1.2.2. Objetivos Específicos**

- Estudiar el ciclo dual fuel y demostrar su funcionamiento.
- Comparación del ciclo diésel y ciclo dual fuel.
- Demostrar el ahorro de Combustible empleando el método dual fuel frente al ciclo diésel convencional.
- Cálculo de la resistencia total del tren y disminución de emisiones contaminantes.
- Realizar una evaluación económica para determinar la viabilidad del proyecto.

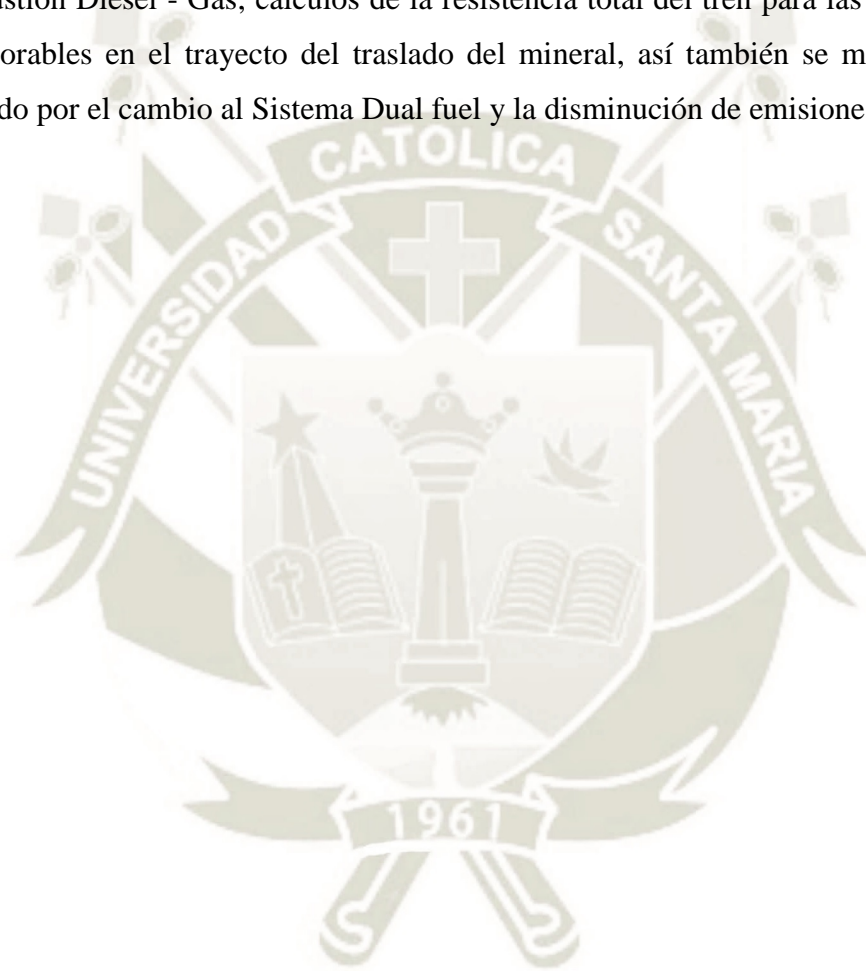
## **1.3. Justificación**

El presente proyecto busca analizar una alternativa de mejora y ahorro en el consumo de combustible en la flota de las locomotoras GT42AC del Proyecto “Las Bambas”. Empleando un Sistema dual fuel el cual permitiría reducir el consumo de combustible diésel y emplear gas natural comprimido conjuntamente.

Se justifica por la reducción de los costos de combustible en la flota de las locomotoras GT42AC destinadas al Proyecto “Las Bambas” y a la disminución de emisiones contaminantes al emplear el Sistema dual fuel.

#### 1.4. Alcances del Proyecto

El presente trabajo de tesis tiene como alcance el estudio de un Sistema Dual fuel (Diésel – Gas) en los motores diésel de la flota de locomotoras GT42AC destinadas al proyecto “Las Bambas”. Así mismo demostrar si el cambio a un Sistema Dual fuel afectaría el rendimiento de potencia y a la resistencia total del tren. Demostrando todo esto, con los cálculos termodinámicos justificativos del proceso de combustión Diésel y del proceso de combustión Diésel - Gas, cálculos de la resistencia total del tren para las condiciones más desfavorables en el trayecto del traslado del mineral, así también se mostrará el ahorro obtenido por el cambio al Sistema Dual fuel y la disminución de emisiones contaminantes.



## Capítulo 2

### Marco Teórico

#### 2. Los ferrocarriles en el Perú

Las vías férreas en el Perú principalmente están compuestas por el Ferrocarril Central, el Ferrocarril de Huancayo a Huancavelica, el Ferrocarril del Sur, el Ferrocarril del Sur Oriente, el Ferrocarril Tacna a Arica y el Ferrocarril de la minera Southern Peru, haciendo entre ellos un total de 1886 kilómetros (MTC, 2020). A continuación, las principales características de cada uno son descritas.

##### 2.1. Vías férreas en el Perú

###### 2.1.1. Ferrocarril del Centro

El Ferrocarril del Centro, fue entregado en concesión el 20 de septiembre de 1999, a la empresa Ferrovías Central Andina S.A. (FCA) por un periodo de 30 años, al igual que el Ferrocarril del Sur y Sur Oriente. Es así que la empresa FCA estableció la compañía Ferrocarril Central Andino (FCCA) como operador y es quien comercializa los servicios de transporte de carga y pasajeros, además de organizar y controlar la circulación de los trenes (Ferrovias Central Andina, 2020).

El Ferrocarril Central tiene una trocha Standar de 1435 mm y más de 500 kilómetros de vía férrea, es considerado como el principal medio de transporte de productos minerales en la región central, abarcando importantes áreas mineras ubicadas en los departamentos de Pasco, Junín y Lima. Los principales puntos de embarque de productos mineros son la estación de Cerro de Pasco (con destino La Oroya y Patio Central-Callao) y La Oroya (con destino Patio Central – Callao).

Los tramos que comprende el ferrocarril del centro son:

- Tramo Callao – Huancayo: Del Km 1 (Callao) al Km 346 (Huancayo) más 12,6 km del ramal Huascacocha-Cut Off.
- Tramo La Oroya – Cerro de Pasco: Del Km 0 (La Oroya) al Km 131 (Cerro de Pasco).

El Ferrocarril Central Andino lo podemos considerar entre los ferrocarriles más característicos del mundo, esto por vencer en el recorrido de la vía férrea las dificultades geográficas y por el elevado nivel al que llega ascendiendo por la cordillera de los Andes.

Cuenta con estructuras consideradas como maravillas de la ingeniería de su época, como el puente verrugas y el puente infiernillo. El ferrocarril central inicia en el Callao y va hasta La Oroya, desde donde sale un ramal hacia el norte, hasta Cerro de Pasco y otro hacia el sur, hasta Huancayo.



Figura 1: Trazado del Ferrocarril del Centro

Recuperado de: Ositrán. (2016). Informe de desempeño de la concesión del ferrocarril del centro.

### 2.1.2. Ferrocarril Huancayo - Huancavelica

El Ferrocarril Huancayo-Huancavelica es llamado también como “El Tren Macho” actualmente sigue en funcionamiento, cuenta con 128.7 Kilómetros de vía férrea uniendo las ciudades de Huancayo y Huancavelica, ubicadas en la sierra central del Perú (MTC, 2020).

Actualmente en el ferrocarril Huancayo – Huancavelica se realizarán trabajos de modernización como mejoramiento de las vías, reacondicionamiento de estaciones como de paraderos y adquisición de material rodante, para ello se creó el proyecto de mejora del Ferrocarril Huancayo – Huancavelica promovido por ProInversión, dando a conocer el cronograma de ejecución del proyecto, este cronograma iniciara en el primer trimestre del 2021 y tendrán una duración de 18 meses (ProInversión, 2020). Esta iniciativa se realizará en dos tramos; el primero tramo desde Huancayo (Junín) hasta el distrito de Mariscal Cáceres (Huancavelica) y el segundo tramo ira desde Mariscal Cáceres hasta Huancavelica.

El proyecto demandará una inversión estimada en US\$ 226 millones (sin IGV), siendo el ferrocarril Huancayo - Huancavelica dado en concurso por una concesión de 30 años.



Figura 2: Trazado del Ferrocarril Huancayo – Huancavelica

Recuperado de: <https://www.nitro.pe/el-urbano/el-renacer-del-tren-macho-se-dara-en-2019.html>

### 2.1.3. Ferrocarril del Sur y Sur Oriente

El ganador del concurso de la concesión de los ferrocarriles del Sur y Sur Oriente fue la empresa “Ferrocarril Transandino S.A”, por el periodo de 30 años. Ambos ferrocarriles representan más de 980 kilómetros de vía férrea, la cual se divide en dos tramos cada uno con sus respectivas divisiones (Ferrocarril Transandino, 2020).

a) Ferrocarril del Sur: Total 854 Km.

- Mollendo – Matarani – Arequipa 165 km
- Arequipa – Juliaca 304 km
- Juliaca – Puno 47 km
- Juliaca – Cusco 338 km

Con un ancho de vía de 1435 milímetros. Esta medida de vía se denomina Trocha estándar.

b) Ferrocarril del Sur Oriente: Total 134 Km.

- Cusco – Hidroeléctrica 121 km
- Pachar – Urubamba 13 km

Con un ancho de vía de 914 milímetros. Esta medida de vía se denomina Trocha angosta.

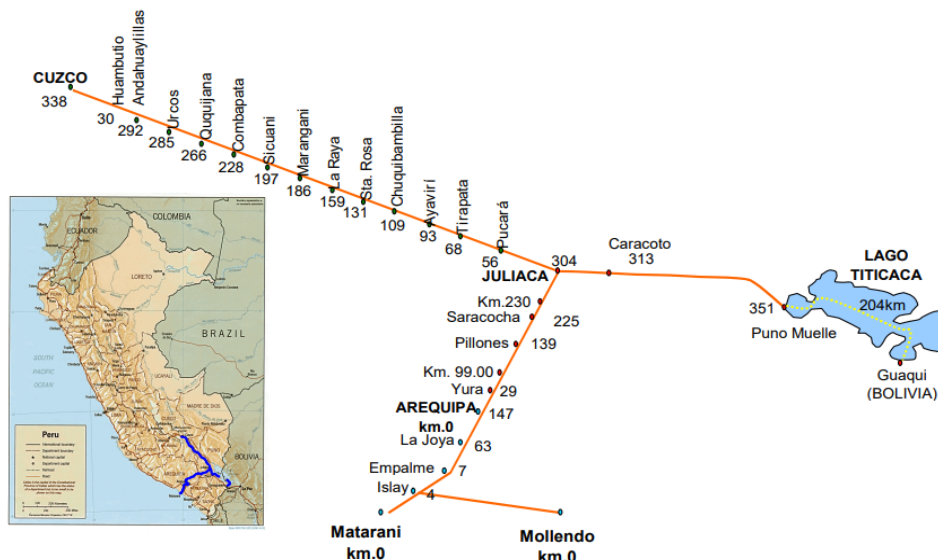


Figura 3: Ferrocarril del Sur y Sur Oriente

Fuente: Ositrán. (2014). Informe del desempeño de la concesión del ferrocarril del Sur y Sur Oriente.

### 2.1.4. Ferrocarril de Southern Peru

El Ferrocarril de Southern Peru tiene una extensión de 218 kilómetros de vía férrea y cuenta con una trocha Standar de 1435 mm (MTC, 2020). Es operado por la empresa minera Southern Copper Corporation. El Ferrocarril de Southern Peru une el puerto de Ilo, incluyendo la fundición y la refinería de cobre, con las minas de Toquepala y Cuajone, pudiendo conectarse eventualmente con el proyecto Quellaveco, cabe destacar que esta línea férrea es exclusiva para el tráfico de carga de Southern.



Figura 4: Trazado del Ferrocarril de Southern Peru

Recuperado de: <http://infraestructuraperuana.blogspot.com/2014/11/ferrocarril-toquepala-cuajone-ilo.html>

### 2.1.5. Ferrocarril Tacna – Arica

El Ferrocarril Tacna - Arica tiene una extensión de 60 kilómetros de vía férrea y cuenta con una trocha Standar de 1435 mm (MTC, 2020). Este ferrocarril une el Sur del Perú con el Norte de Chile y actualmente se encuentra a cargo por el Gobierno Regional de Tacna. El Ferrocarril Tacna - Arica fue construido en 1851 por la firma inglesa “The Arica & Tacna Railway Co” entrando en servicio en 1856, una vez terminada su concesión de 99 años paso a ser parte de los ferrocarriles nacionalizados en 1955; este ferrocarril es importante en nuestra historia dado durante la guerra con Chile en 1879, trasladó las tropas peruanas al Morro de Arica, cabe destacar que es la vía férrea más antigua e internacional que tiene el Perú que une Tacna con Arica. En 1955 se nacionalizó el ferrocarril de Tacna – Arica, el cual operaría hasta el 2004 con normalidad administrado bajo la Empresa Nacional de Puertos “Enapu”, fue transferido al Gobierno Regional de Tacna en el 2005 para mejorar su infraestructura, pero lamentablemente el ferrocarril se encontraba en abandono y tenía problemas debido a malas gestiones anteriores, problemas financieros y la falta de mantenimiento al material rodante, todo esto ocasionó el inminente deterioro del ferrocarril, de línea férrea y de las 6 estaciones. En 2009 el Ferrocarril Tacna – Arica fue declarado de interés y necesidad pública regional, pese a esto salió fuera de servicio desde el 12 de marzo del 2012 hasta el 28 de mayo del 2016, fecha en la cual volvió al servicio con un único autovagón con capacidad de 48 personas (Región Tacna, 2017).



Figura 5: Trazado del Ferrocarril Tacna – Arica

Fuente: MTC. (2018). Infraestructura ferroviaria.

Todos los ferrocarriles mencionados anteriormente forman parte de la Infraestructura Ferroviaria del Perú, sumando a estos el Ferrocarril Caripa – Condorcoha (Caripa se encuentra en km 25.534 de la vía La Oroya-Cerro de Pasco) con una longitud de 13.6 kilómetros de vía férrea con trocha estándar de 1435 mm perteneciente a Cemento Andino y el Ferrocarril Cajamarquilla – Santa Clara (Santa Clara se encuentra en el km 29.475 de la vía Callao-Huancayo) con una longitud de 7.3 kilómetros de vía férrea con trocha estándar de 1435 mm perteneciente a Votorantim Metais ahora como Nexa Resources Perú (MTC, 2020).

En la tabla 1 a modo de resumen podemos apreciar las vías férreas concesionadas, no concesionadas y privadas del Perú al año 2018.

Tabla 1: *Infraestructura Ferroviaria por Empresa, Tramo y Longitud*

Régimen de Propiedad	Empresa	Tramo	Total (Km)
Público No concesionado	Gobierno Regional de Tacna	Tacna - Arica	60.0
	Ministerio de Transportes y Comunicaciones	Huancayo - Huancavelica	128.7
		Callao - La Oroya	222.0
	Ferrovías Central Andina	La Oroya - Huancayo	124.0
		La Oroya - Cerro de Pasco	132.0
Público concesionado		Cut off (Callao - La Oroya) - Huascacocha	11.6
		Matarani - Arequipa	147.5
	Ferrocarril Transandino	Arequipa - Juliaca	304.0
		Juliaca - Puno	47.7
		Juliaca - Cusco	337.9
		Empalme - Mollendo	17.9
		Cusco - Hidroeléctrica Machu Picchu	121.7
		Pachar - Urubamba	13.0
	G y M Ferrovías	Villa El Salvador - Estación Grau	20.9
		Estación Grau - Estación Bayovar	12.2
Privado	Cemento Andino	Caripa - Condorcoha	13.6
	Southern Perú Copper Corporation	Ilo - Toquepala	186.0
		El Sargento - Cuajone	31.7
	Nexa Resources Perú	Santa Clara - Cajamarquilla	7.3

Fuente: MTC – DGCF – Dirección de Ferrocarriles.

Al año 2018, las vías férreas del Perú ascienden a 1939.7 kilómetros incluyendo al metro de Lima con una extensión de 33.1 kilómetros (MTC, 2020). Todas las vías férreas descritas anteriormente son de trocha estándar 1435 mm excepto la línea Cusco – Hidroeléctrica perteneciente al Ferrocarril del Sur Oriente, que es de trocha angosta 914 mm.

## **2.2. Tráfico ferroviario de carga**

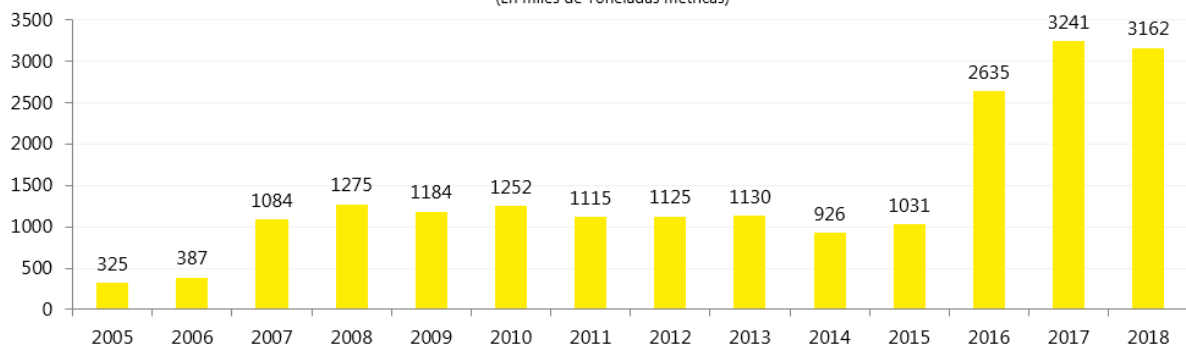
El transporte ferroviario de carga en el Perú está representado por los siguientes ferrocarriles: ferrocarril de Southern Peru Copper Corporation, ferrocarril del Centro, ferrocarril transandino y el ferrocarril Huancayo – Huancavelica.

Uno de los indicadores de tráfico ferroviario frecuentemente usado es el de toneladas – kilómetro (ton – Km), este indicador resulta de multiplicar la cantidad de toneladas transportadas (ton) por la distancia recorrida expresada en kilómetros (km) (MTC, 2016). Esta unidad es el equivalente del desplazamiento de una tonelada a una distancia de 1 km. Por ejemplo, en el convoy A se movilizó 10 toneladas a 10 km de distancia generando 100 ton-km, mientras que en el convoy B se movilizó 8 toneladas a 15 km de distancia generando 120 ton-km. De acuerdo a este indicador, podemos concluir que el tráfico generado por el convoy B es superior en un 20% al tráfico del convoy A.

### **2.2.1. Tramo del Sur y Sur Oriente**

El servicio de transporte de carga que ofrece PeruRail ha presentado una tendencia creciente desde los inicios de la concesión hasta diciembre de 2018, como podemos apreciar en el siguiente gráfico. En los últimos tres años la demanda del servicio de transporte ferroviario de carga en el tramo Sur muestra la tendencia creciente más significativa, esto lo podemos explicar principalmente por dos razones, el primero es que en el 2016 el proyecto minero Las Bambas (ubicado en el departamento de Apurímac) empezó su fase de operación comercial, empezando a requerir el transporte del mineral por lo que se espera que su volumen de producción se vaya incrementando gradualmente, y, el segundo motivo es la ampliación de la capacidad instalada del proyecto minero Cerro Verde en Arequipa, que ha triplicado la capacidad para concentrar minerales de la empresa operadora y esto le ha permitido duplicar su volumen de producción en 2016. Una situación similar se presentó en el 2007, año en el que inició operaciones el proyecto minero Cerro verde y el volumen de carga transportado por Perurail se incrementó en 175.0% (Ositran, 2018).

**Tráfico Ferroviario de Carga, Tramo Sur: 2005-2018**  
(En miles de Toneladas métricas)

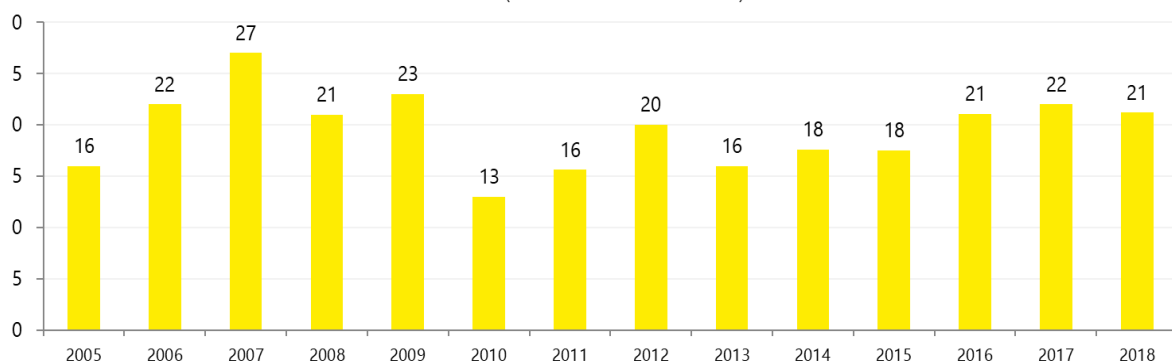


*Figura 6: Tráfico Ferroviario de Carga, Tramo Sur: 2005 – 2018*

*Fuente: Ositran. (2018). Informe del desempeño, Concesión del Ferrocarril del Sur y Sur Oriente.*

Por otro lado, el transporte de carga en el tramo Sur Oriente, podemos observar que desde el inicio de la concesión hasta diciembre de 2018 se ha mantenido constante. Aunque en dicho año se movilizó 4.5% menos carga respecto de lo registrado en el 2017.

**Tráfico Ferroviario de Carga, Tramo Sur Oriente: 2005-2018**  
(En miles de Toneladas métricas)



*Figura 7: Tráfico Ferroviario de Carga, Tramo Sur Oriente: 2005 – 2018*

*Fuente: Ositran. (2018). Informe del desempeño, Concesión del Ferrocarril del Sur y Sur Oriente.*

El transporte de carga se realiza principalmente a lo largo del tramo Sur como lo hemos podido observar, en diferencia al tráfico de pasajeros se concentra principalmente en el tramo Sur Oriente. Tenemos así, en el 2018 a través de la vía férrea del tramo Sur se transportó el 99.3% del total de flujo de carga movilizada (Ositran, 2018). Se puede apreciar en el gráfico anterior, históricamente, la tendencia baja del volumen de carga transportada a través del tramo Sur Oriente en comparación con los volúmenes de carga transportados a lo largo del tramo Sur.

Si analizamos la figura 8, observaremos la distribución de la carga transportada por rutas específicas en el 2018, podemos observar que la ruta La Joya – Islay en Arequipa es en la

que se movilizaron los mayores flujos de carga representando el 59,8% de la carga total del tramo Sur, seguida de la ruta Estación Pillones – Islay que abarco un 30,7% del total del flujo de carga ese mismo año. Como podemos observar entre las rutas La Joya – Islay y Estación Pillones – Islay, ambas pertenecientes a empresas de rubros mineros son las que representan el mayor porcentaje de tráfico de carga en el Sur, representando un 90.5% en volumen de carga transportado en el 2018.

RUTAS	TONELADAS			MILES DE TONELADAS - KM		
	2018	2017	Variación	2018	2017	Variación
<b>Sur</b>	<b>3 140 619</b>	<b>3 241 332</b>	<b>-3,1%</b>	<b>507 762</b>	<b>486 958</b>	<b>4,3%</b>
La Joya - Islay	1 877 766	1 732 563	8,4%	110 413	101 875	8,4%
Estación Km 99 - Islay	177 419	1 153 056	-84,6%	42 705	277 541	-84,6%
Estación Pillones - Islay	964 249	-		270 472	-	
Mollendo - Desvío Petroperú	94 356	70 472	33,9%	72 802	55 532	31,1%
Mollendo - Juliaca	26 574	32 016	-17,0%	11 296	14 727	-23,3%
Mollendo Pillones	255	-		75	-	
Otras Rutas	-	253 225		-	37 284	
<b>Sur Oriente</b>	<b>11 845</b>	<b>11 897</b>	<b>-0,4%</b>	<b>797</b>	<b>817</b>	<b>-2,4%</b>
Aguas Calientes (Machu Picchu) - Cuzco San Pedro	3 608	3 951	-8,7%	392	429	-8,7%
Pachar - Aguas Calientes (Machu Picchu)	3 441	3 911	-12,0%	171	194	-12,0%
Aguas Calientes (Machu Picchu) - Pachar	1 790	957	87,0%	89	48	87,0%
Estación Km 63 - Aguas Calientes (Machu Picchu)	435	586	-25,8%	21	28	-25,8%
Pachar - Puente Ruinas	548	231	137,2%	28	12	137,2%
Aguas Calientes (Machu Picchu) - Estación Km 63	269	248	8,5%	13	12	8,5%
Otras Rutas	1 754	2 013	-12,8%	83	94	-11,5%
<b>Total general</b>	<b>3 152 464</b>	<b>3 253 228</b>	<b>-3,1%</b>	<b>508 559</b>	<b>487 775</b>	<b>4,3%</b>

Figura 8: Variación anual del Trafico por ruta, 2017 – 2018

Fuente: Ositrán. (2018). Informe de desempeño, Concesión del Ferrocarril del Sur y Sur Oriente.

Así mismo, en el tramo Sur Oriente podemos apreciar que el mayor tráfico de carga fue en la ruta Cusco (San Pedro) – Aguas Calientes, representando un 30.5% del total de carga en el 2018, aunque en ese año se movilizó un 8.7% menos carga comparado con el año 2017.

### 2.2.1.1. Distribución de la carga en el tramo sur y sur oriente

La carga transportada difiere según el tramo de que se trate, en el tramo Sur el principal movimiento de transporte de carga en el 2018 fue el de los minerales y metales abarcando un 96,1% del total de la carga transportada en dicho tramo, siendo el restante 3,9% correspondiente a productos del rubro petróleo y derivados. Ese mismo año, en el tramo de Sur Oriente el movimiento de carga principalmente fue el transporte de mercadería general abarcando un 69.7%, seguida por el petróleo y sus derivados con el 11.4%. La presencia del transporte de los minerales en el tramo Sur se explica ya que en dicho tramo conecta a los

principales centros mineros de la región sur del país con el puerto de Matarani, desde allí se exporta dichos productos hacia los mercados internacionales.

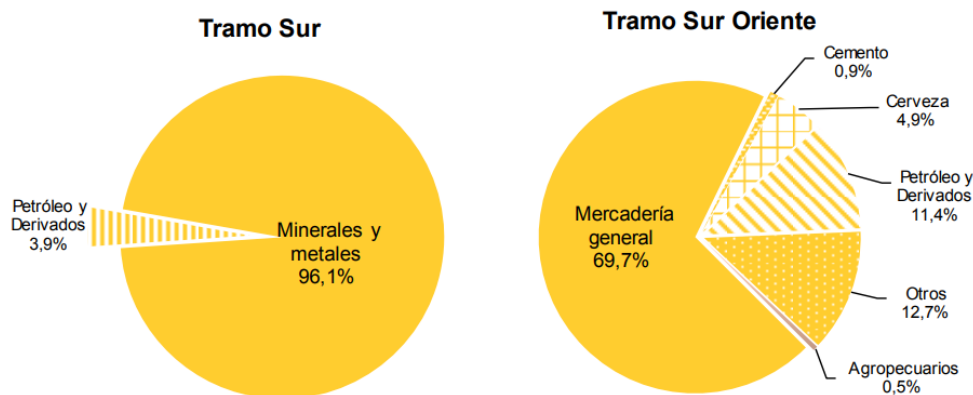


Figura 9: Estructura del volumen de carga movilizada del 2018

Fuente: Ositrán. (2018). Informe de desempeño, Concesión del Ferrocarril del Sur y Sur Oriente.

Enfocándonos en el tramo Sur, los 96.1% de carga representados por minerales y metales, están distribuidos por dos empresas mineras, como se puede apreciar en la Figura 10, la Sociedad Minera Cerro Verde abarco cerca del 60% de la carga transportada en el tramo Sur. Así mismo, en términos de toneladas, la empresa Minera Las Bambas es el segundo principal demandante del servicio de transporte de carga, abarcando cerca del 37% del total de carga transportada. Mientras que el 3.9% de carga representado por petróleo y derivados, están distribuidos por Petróleo del Perú S.A y Repsol Comercial S.A.C representando abarcando 2.4% y 1.5% respectivamente del total de carga transportada.

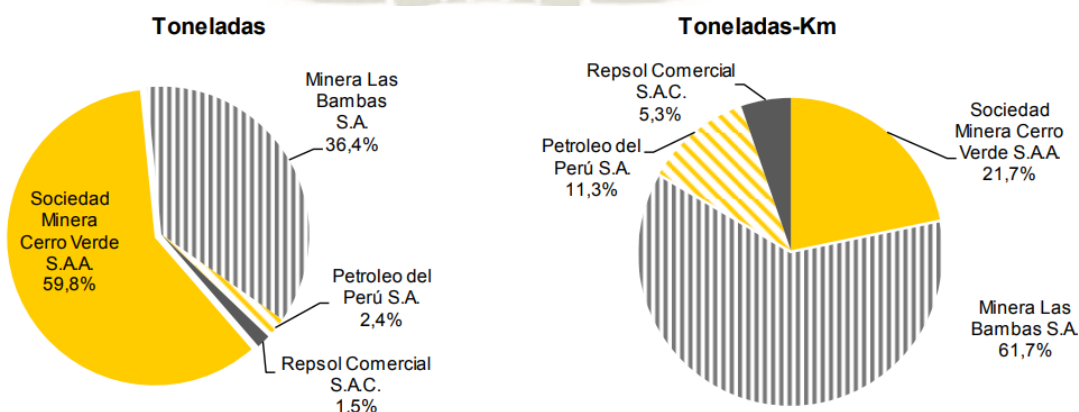


Figura 10: Distribución del tráfico de carga en el tramo Sur por usuario en 2018

Fuente: Ositrán. (2018). Informe de desempeño, Concesión del Ferrocarril del Sur y Sur Oriente.

## 2.2.2. Tramo Centro

El principal uso del Ferrocarril Central es el transporte de carga de los productos minerales entre Cerro de Pasco, La Oroya y Lima. Esto se debe a que la región central del país representa un importante centro minero a nivel nacional, el transporte de carga que se ha movilizado a través del tramo del Ferrocarril del Centro ha mostrado una tendencia creciente desde el inicio de la Concesión. Como podemos observar en la figura 11, en el año 2000 se transportó 1.3 millones de toneladas de carga y comparando esta cantidad al 2018, podemos observar que aproximadamente duplico cierta cantidad movilizandoo 2.59 millones de toneladas (Ositran, 2018).

A la vez podemos observar, que en los tres últimos años se han superado los 2.3 millones de toneladas anuales, esto se debe principalmente al inicio de las operaciones del proyecto minero Toromocho ubicado en Yauli, Junín.

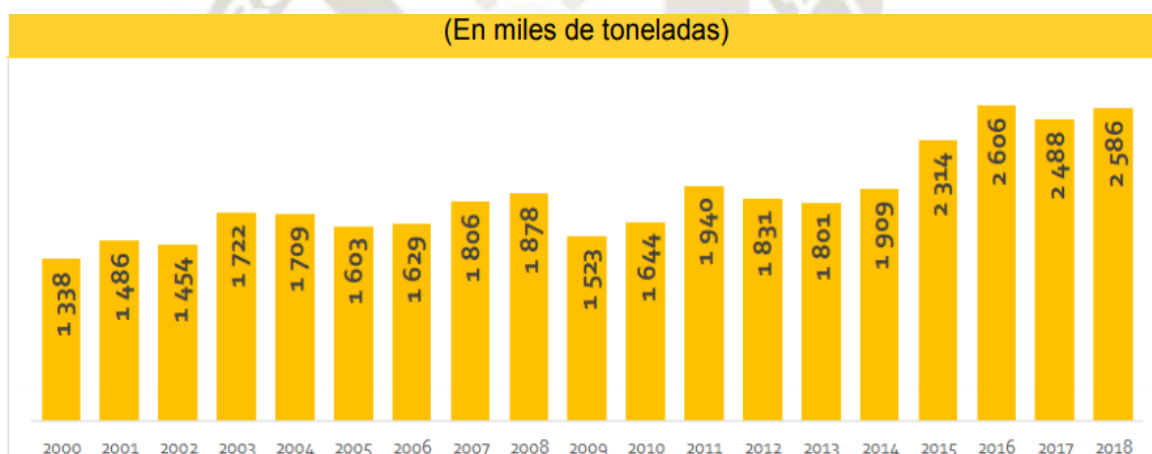


Figura 11: Evolución del tráfico de carga del Ferrocarril del Centro, 2000 - 2018

Fuente: Ositran. (2018). Informe de desempeño, Concesión del Ferrocarril del Centro.

### 2.2.2.1. Distribución de la carga en el tramo centro

En la Figura 12, podemos apreciar en detalle los productos transportados en miles de toneladas. La carga transportada para los principales productos se mantuvo en valores similares en relación con el 2017 a excepción de concentrado de zinc donde se observa una importante reducción. En 2018 se ha movilizado 1.5% menos carga de concentrado de cobre que en 2017, siendo este producto el que se ha mantenido como el principal producto movilizado por las vías férreas concesionadas, en el tramo Centro la producción del concentrado de cobre se debe al proyecto minero Toromocho que inicio el proceso de producción desde el 2014.

Adicionalmente, podemos observar que el ácido sulfúrico en el 2018 fue el segundo producto transportado, los concentrados de los minerales (zinc, cobre y plomo) tuvieron una participación conjunta del 60% del total de carga de 2018 (Ositran, 2018).

(En miles de toneladas)													
Carga	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Concentrado de cobre	65	86	103	45	75	127	80	92	433	921	1088	1185	1167
Ácido sulfúrico industrial	188	164	227	207	333	473	459	593	525	490	550	504	503
Otros	238	245	280	164	203	278	302	184	80	145	148	154	452
Zinc en barras, y planchas (metales)	77	75	93	94	150	249	272	272	256	260	279	251	304
Concentrado de zinc	616	775	742	665	626	585	546	473	475	392	472	338	130
Concentrado de plomo	176	205	202	144	110	73	79	83	55	39	28	30	28
Cemento en bolsas	271	256	230	205	147	156	92	104	85	66	41	25	1
<b>Total</b>	<b>1629</b>	<b>1806</b>	<b>1878</b>	<b>1523</b>	<b>1644</b>	<b>1940</b>	<b>1831</b>	<b>1801</b>	<b>1909</b>	<b>2314</b>	<b>2606</b>	<b>2488</b>	<b>2586</b>

Figura 12: Principales productos transportados, 2006 – 2018

Fuente: Ositran. (2018). Informe de desempeño, Concesión del Ferrocarril del Centro.

Expresando los productos transportados ahora en toneladas-kilómetro, en la distribución porcentual de la carga del 2018 podemos observar que el concentrado de cobre y el concentrado de zinc fueron los dos principales productos transportados en el tramo del Centro, representando en conjunto el 80% de la carga. A la vez, es importante mencionar que el concentrado de cobre transportado desde el 2015 ha desplazado al segundo lugar al concentrado de zinc, producto mineral que fue principal producto transportado por el ferrocarril del Centro hasta el año 2014.

(En miles de toneladas-kilómetro)													
Carga	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Concentrado de Cobre	14 442	17 482	23 741	13 460	24 606	43 136	26 471	31 022	90 172	177 992	203 299	216 813	215 522
Concentrado de Zinc	190 069	245 442	223 776	200 473	193 796	166 301	152 880	131 858	124 121	99 197	101 882	68 138	71 099
Cal Viva	-	-	-	-	-	-	-	-	5 864	22 803	23 886	21 902	23 108
Acido sulfurico industrial	6 312	5 516	8 686	11 361	11 165	15 890	15 413	40 474	24 541	16 562	18 373	17 035	16 883
Znc en barras y planchas	3 415	4 520	4 288	3 789	5 082	8 243	10 174	9 614	8 642	8 719	9 373	8 487	10 229
Concentrado de plomo	37 541	46 922	44 620	42 539	36 930	22 690	25 163	24 552	16 581	13 020	9 571	10 177	9 044
Diesel B5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	300	256	274	8 023
NASH	-	-	-	-	-	-	-	-	79	-	-	196	3 018
Bolas de acero	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	787
Cemento en bolsas	60 056	56 677	50 122	45 230	33 939	36 714	21 137	25 235	20 643	14 831	8 888	5 994	723
Otros	52 889	54 576	63 162	39 698	37 270	16 351	31 736	22 667	7 153	3 374	3 010	2 251	2 202
<b>Total</b>	<b>364 724</b>	<b>431 135</b>	<b>418 395</b>	<b>356 550</b>	<b>342 789</b>	<b>309 324</b>	<b>282 974</b>	<b>285 422</b>	<b>297 797</b>	<b>356 797</b>	<b>378 538</b>	<b>351 266</b>	<b>360 638</b>

Figura 13: Principales Productos transportados en toneladas-kilómetro, 2006 – 2018

Fuente: Ositran. (2018). Informe de desempeño, Concesión del Ferrocarril del Centro.

Si consideramos únicamente los concentrados de cobre, zinc y de plomo, en términos de toneladas-kilometro, podemos apreciar que el concentrado de cobre ha sido el producto transportado de mayor importancia, en el 2018 abarco el 73% del total de los concentrados. A su vez observamos que el concentrado de zinc ha dejado de ser el producto más transportado desde el 2015 y se observa también que el concentrado de plomo ha tenido tendencia decreciente en porcentaje de participación del transporte de carga en el Ferrocarril del Centro.

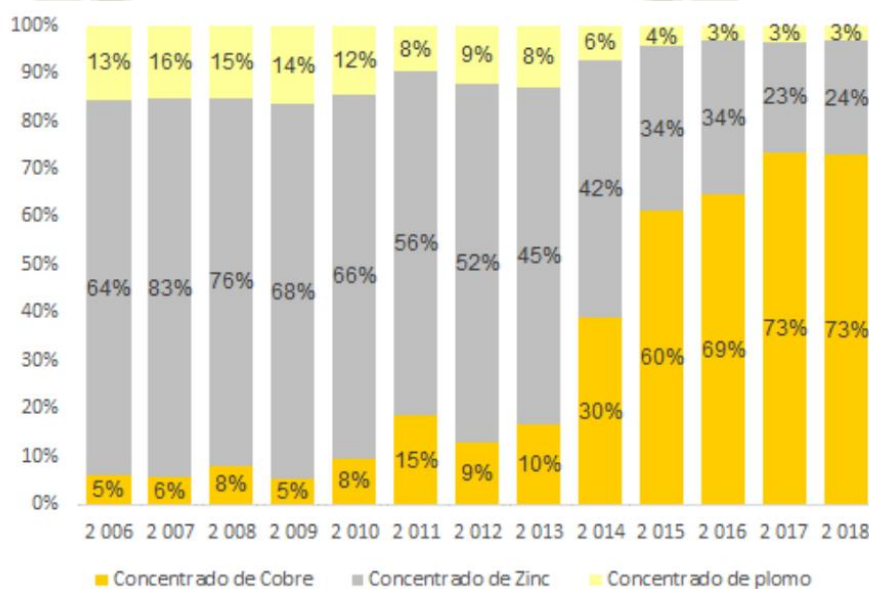


Figura 14: Minerales transportados por el Ferrocarril de Centro, 2006 - 2018

Fuente: Ositrán. (2018). Informe de desempeño, Concesión del Ferrocarril del Centro.

Los principales clientes del servicio de transporte de carga del tramo Centro son en su mayoría compañías mineras que poseen sus operaciones en la sierra central. Como se muestra en la figura 15, en 2018 la empresa Minera Chinalco Perú S.A. se consolidó como la empresa que movilizó más carga en términos de toneladas – kilómetro, abarcando 66.6%. En segundo lugar, la empresa Volcan Compañía Minera abarco 13,6% en términos de toneladas – kilómetro, seguido de Nexa Resources Cajamarquilla abarcando 7,6% en términos de toneladas – kilómetro, ubicada al este de la Ciudad de Lima.

(En toneladas-kilómetro)

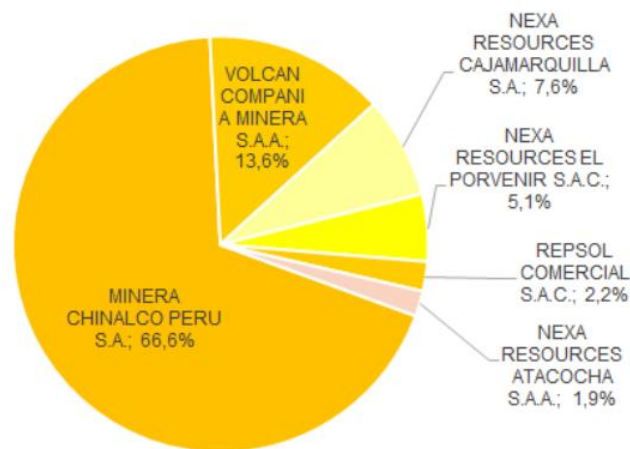


Figura 15: Productos transportados en toneladas – kilómetros, 2018

Fuente: Ositrán. (2018). Informe de desempeño, Concesión del Ferrocarril del Centro.

### 2.3. Tráfico ferroviario de carga según operador

En esta sección resumiremos el tráfico ferroviario de carga de los ferrocarriles del Centro, Sur y Sur Oriente que hemos descrito anteriormente, añadiéndole la evolución del tráfico de carga de los ferrocarriles de Southern Peru Copper Corporation y del ferrocarril Huancayo – Huancavelica, dicha información la podemos observar en la figura 16.

TRÁFICO FERROVIARIO DE CARGA, SEGÚN OPERADOR: 2010-2018									
(En Toneladas métricas)									
OPERADOR	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
Southern Peru Copper Corporation	5,266,712	4,746,172	4,564,085	4,725,316	4,670,868	4,727,628	4,691,381	4,744,743	5,009,005
Ferrocarril Central Andino S.A.	1,586,880	1,938,760	1,815,260	1,775,790	1,898,560	2,326,980	2,639,840	2,485,935	2,586,405
PeruRail S.A.	1,282,850	1,220,980	1,236,570	1,163,950	956,460	1,145,580	2,961,040	3,263,537	3,161,733
Ferrocarril Huancayo - Huancavelica	873	474	2,111	2,418	1,490	3,338	2,319	2,766	2,202
<b>TOTAL</b>	<b>8,137,315</b>	<b>7,906,386</b>	<b>7,618,026</b>	<b>7,667,474</b>	<b>7,527,378</b>	<b>8,203,526</b>	<b>10,294,580</b>	<b>10,496,981</b>	<b>10,759,345</b>

Figura 16: Tráfico ferroviario de carga, según operador: 2010-2018

Fuente: MTC - OGPP - Oficina de Estadística.

En el año 2018, como podemos observar en la figura anterior en términos de toneladas, Southern Peru Copper Corporation fue el que presentó mayor transporte de carga abarcando 46.55% del total de carga en términos de toneladas, seguido por PeruRail con un 29.39% del total de toneladas. El ferrocarril Central Andino y el Ferrocarril Huancayo – Huancavelica representaron el 24.04% y 0.02% respectivamente del total de la carga transportada en ese mismo año. Adicionalmente en la figura 17 podemos observar

gráficamente la evolución del tráfico ferroviario de carga en el Perú en términos de toneladas de los últimos diez años.

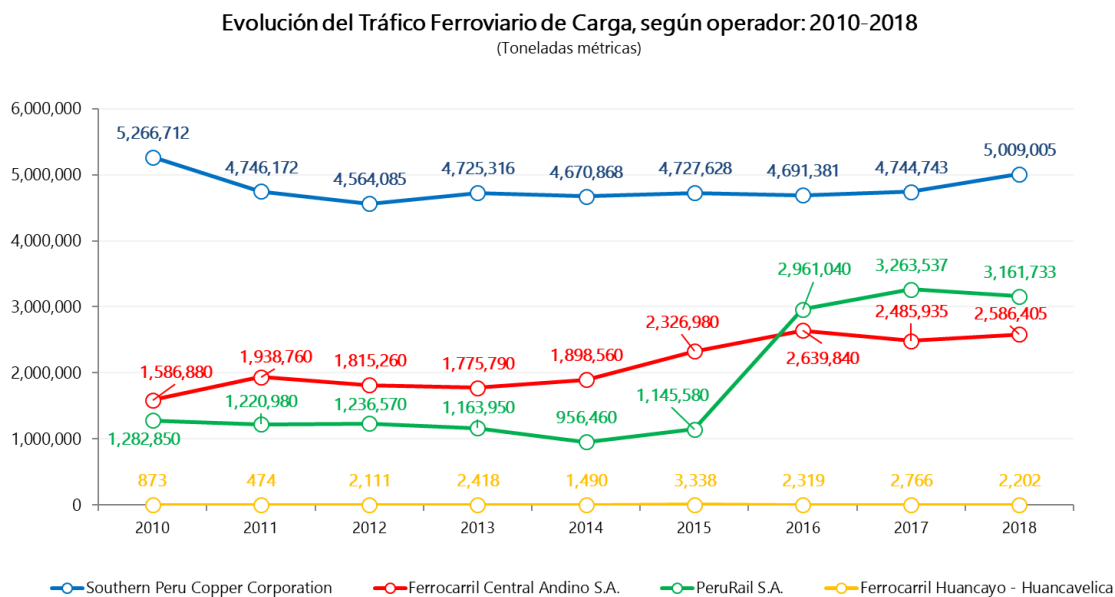


Figura 17: Evolución del tráfico ferroviario de Carga, según operador: 2010-2018

Fuente: MTC - OGPP - Oficina de Estadística.

## 2.4. La Tracción en el Ferrocarril

En los ferrocarriles, se denomina material motor al material rodante que posee de un motor para su propulsión y la tracción del material rodante. En función de la fuente de energía utilizada, los sistemas de tracción que se emplean en la actualidad en los ferrocarriles se clasifican en dos grandes grupos, la tracción eléctrica y la tracción diésel (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003).

El material motor, se divide en dos tipos diferentes, el material tractor y el material automotor (autovagones). Así mismo, el material motor se clasifica en función de la fuente de energía para conseguir la fuerza de tracción (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003). De esta forma tenemos:

- **Locomotora o autovagón Diésel:** Si la fuerza motriz se obtiene en uno o más motores diésel.
- **Locomotora o autovagón eléctrico:** La fuerza motriz es suministrada por uno o más motores eléctricos que son alimentados por líneas aéreas, tercer carril o por acumuladores eléctricos.

### 2.4.1. Tracción eléctrica

La tracción eléctrica nació como solución para resolver las dificultades técnicas que presentaban los medios de tracción, pero posteriormente la tracción eléctrica representaría economías en la explotación (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003).

En la tracción eléctrica se requieren instalaciones de suministro de energía las cuales proveerán a las locomotoras eléctricas la energía necesaria para el movimiento. Esta energía es suministrada por líneas de alta tensión a lo largo del trayecto de la vía férrea. El esquema del suministro de energía viene dado de la siguiente manera (Bratu Serbán, 1991).

- Las centrales productoras de energía eléctrica (CE).
- Líneas de transmisión de transporte de energía (LT).
- Acometidas desde las LT hacia las subestaciones de tracción (ST).
- Catenaria (Tendido eléctrico y sus accesorios) (C).
- Locomotora eléctrica (LE), la cual transforma la energía eléctrica tomada de la catenaria, en energía mecánica, gracias a los motores de tracción.
- Los rieles (R), los cuales además de guiar al tren, sirven también como retorno de la corriente.

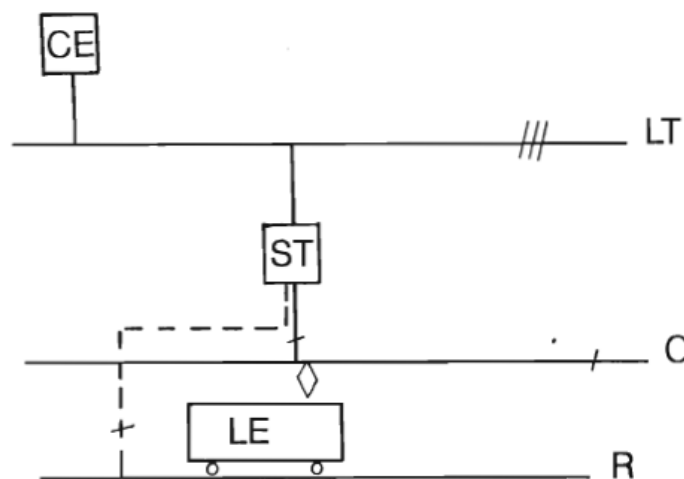


Figura 18: Esquema del suministro de energía de un ferrocarril eléctrico

Fuente: Serban N. B., (1991). *Trenes Eléctricos*. Azcapotzalco, México. Universidad Autónoma Metropolitana.

También se requieren subestaciones de tracción las cuales suministrarán a la línea de contacto la energía necesaria, con las características de la operación, a partir de la energía que le suministra la red de alta tensión de las compañías eléctricas (Álvarez y Luque, 2003).

#### 2.4.1.1. Sistemas de captación de la corriente

Existen dos formas de captar la energía eléctrica hacia la locomotora eléctrica en la cual se posee los elementos necesarios para proporcionar el movimiento a través de los motores de tracción, además de hacer funcionar los elementos auxiliares, tras pasar la energía eléctrica por una serie de elementos transformadores, rectificadores, resistivos, etc.

La primera forma es a través de una catenaria, que no es más que una línea aérea de alimentación, este tendido de cables eléctricos debe ser instalado a lo largo del recorrido, situándose encima de los trenes para evitar accidentes. La catenaria se instala de forma aislada, permitiendo a la locomotora eléctrica la captación de la energía. La catenaria incluye también todos los elementos relacionados con el cable de contacto como los elementos de sujeción y herrajes, postes, aislantes, otros cables, circuito de retorno o toma de tierra, etc.

Este sistema consiste principalmente en un cable de contacto que está suspendido por medio de un conjunto de un cable sustentador, este último se sostiene mediante una serie de hilos que se denominan péndolas. El cable sustentador representa semejantemente la forma de una curva catenaria (de ahí el nombre de este sistema) y su diseño se basa en la ecuación de una cadena con carga uniforme por unidad de longitud, suspendida entre dos puntos (García Garre, 2015).

Los tres elementos principales de una catenaria (cable de contacto, cable sustentador y péndolas) se apoyan, de forma alternativa, en unos puntos de apoyo, que por lo general son postes de hormigón o vigas de acero, mediante las ménsulas y los herrajes necesarios, la distancia que separa dos puntos de apoyo se denomina vano (García Garre, 2015).

Las catenarias pueden ser alimentadas en corriente continua como en corriente alterna, la tensión con la cual se alimentan las catenarias suele ser superior a la tensión de alimentación por tercer riel, gracias a esta elevada tensión se puede transportar una potencia mayor, la cual proporcionará que los trenes alcancen altas velocidades como aceleraciones.

Una de las principales ventajas que ofrece el uso de catenarias en corriente alterna es que las distancias entre las subestaciones de tracción se pueden incrementar, otra ventaja es que tanto la captación como la inyección de la electricidad desde las líneas de alta tensión a la catenaria es mucho más sencilla ya que solo es necesario un transformador.

La catenaria, además ofrece una dificultad de un contacto con las personas o animales lo que hace que sea el mejor método de utilización en zonas urbanas como rurales.

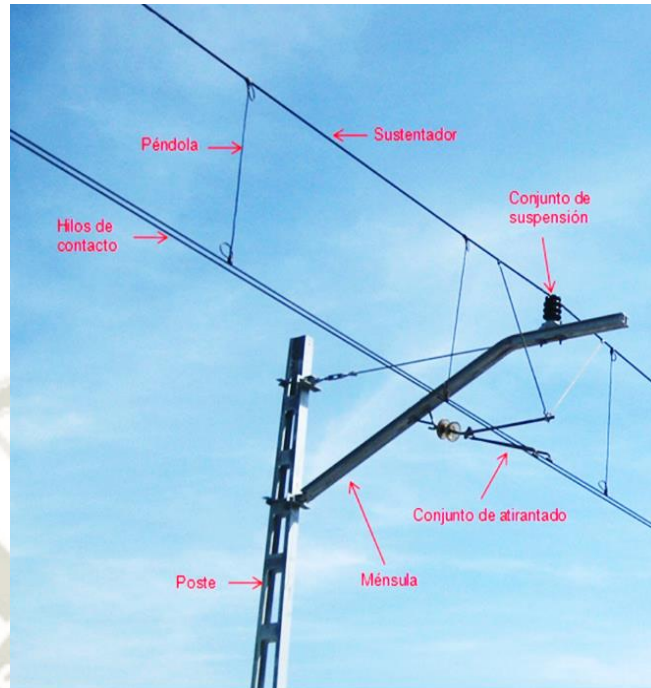


Figura 19: Principales elementos de la catenaria

Recuperado: [http://www.adif.es/es\\_ES/comunicacion\\_y\\_prensa/fichas\\_de\\_actualidad/ficha\\_actualidad\\_00070.shtml](http://www.adif.es/es_ES/comunicacion_y_prensa/fichas_de_actualidad/ficha_actualidad_00070.shtml)

Cuando se emplea el sistema de captación de corriente mediante catenaria, se requiere un elemento el cual transfiera la energía desde la línea energizada hasta la locomotora eléctrica, este elemento es el pantógrafo el cual va instalado en la parte superior de la locomotora.

Las partes principales de un pantógrafo son: (Clemente Bueno, 2013).

- **Mesilla:** Es la parte superior del pantógrafo que tiene como función realizar el contacto con el cable de contacto de la catenaria. El contacto es posible mediante unos elementos denominados frotadores.
- **Brazos:** Son los elementos mecánicos que sujetan la estructura y mantienen la posición longitudinal del pantógrafo constante.
- **Trenzas de conexión:** Son cables conductores de cobre que captan la corriente desde la catenaria, haciéndola circular a través del pantógrafo.
- **Sistema de elevación:** Como lo describimos anteriormente, puede estar formado por resortes o por cilindros neumáticos.
- **Bastidor base:** Es la parte del pantógrafo que soporta todos los componentes del pantógrafo.
- **Aisladores:** Son elementos importantes, ya que permiten que el pantógrafo este aislado eléctricamente de la carcasa de la locomotora ya que, si esto no ocurriera,

toda la locomotora estaría energizada, siendo sumamente peligroso para su correcto funcionamiento.

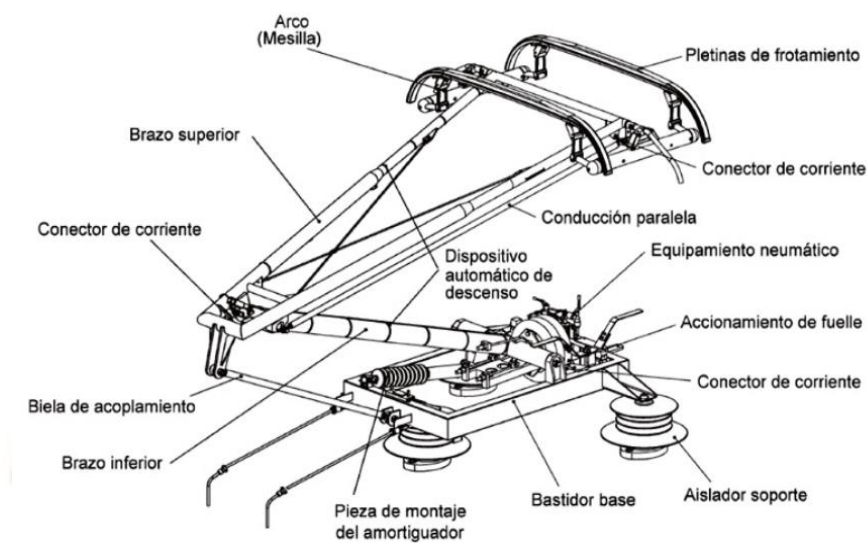


Figura 20: Partes de un Pantógrafo

Recuperado de: [https://www.tecnica-vialibre.es/documentos/Articulos/VLT06\\_02-%C3%8Dcaro\\_%C3%81lvarez.pdf](https://www.tecnica-vialibre.es/documentos/Articulos/VLT06_02-%C3%8Dcaro_%C3%81lvarez.pdf)

El segundo método es denominado “Tercer Riel”, consiste en el uso de un conductor de acero laminado en forma de perfil, el cual está paralelo a la vía en todo su recorrido. El tercer riel está colocado sobre aisladores y el cual tiene contacto con la locomotora a través de una zapata denominada frotador que está instalado previamente en la locomotora y es por medio del roce permanente, le permite captar la energía (Fiel Calleja, 2016).

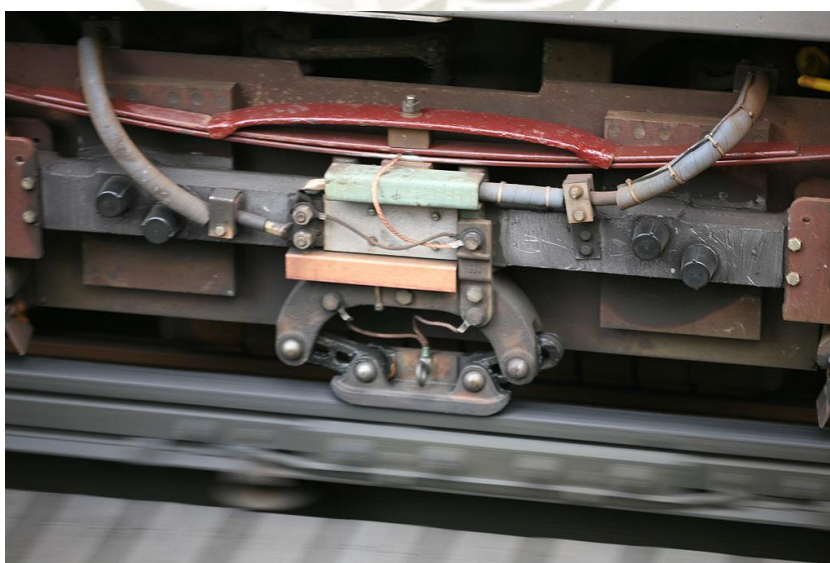


Figura 21: Frotador para alimentación por Tercer Riel

Recuperado de: [https://es.wikipedia.org/wiki/Tercer\\_riel\\_\(alimentación\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Tercer_riel_(alimentación))

El costo del sistema del tercer riel es mucho menor que el de la catenaria, ya que, por un lado, este sistema necesita menos elementos para su correcto funcionamiento y, por otro lado, el tercer riel está hecho de acero, más económico que el cobre.

Este sistema se utiliza únicamente en corriente continua y sistemas de transporte urbano (principalmente metros urbanos), ya que no cuenta con el problema de la altura de la catenaria. En este sistema el tercer riel debe verse interrumpido cuando existan cruces de vías como los pasos a nivel, lo cual no lo hace conveniente para largas distancias.

#### **2.4.1.2. Ventajas de la tracción eléctrica**

Las ventajas que se obtienen al usar la tracción eléctrica frente a la tracción diésel (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003). Son las siguientes:

- Se obtiene una mayor confiabilidad.
- Costos menores de construcción, operación y mantenimiento de locomotoras eléctricas.
- Mayor relación potencia-peso (No hay depósitos de combustible en la locomotora), obteniendo menor número de locomotoras, una aceleración más rápida y mayores velocidades.
- Menor ruido en la operación de la locomotora (Menor contaminación acústica)
- Reducción de pérdidas de potencia debido a la altitud como lo hay en los motores diésel.
- Independencia en el funcionamiento de la locomotora eléctrica frente a los precios variables del combustible.
- Reducción de la contaminación ambiental, especialmente en áreas urbanas altamente pobladas.
- Frenado regenerativo.
- Reducción de vibraciones en la locomotora eléctrica.
- Mayor eficiencia energética, gracias al frenado regenerativo y menos pérdida de energía cuando se está detenido en "ralentí".
- La generación de la energía eléctrica para el tendido eléctrico (Catenaria) permite diferentes fuentes de energía renovables para poder generarla, por ejemplo, se puede utilizar la energía solar, la energía hidráulica o eólica como fuente de energía primaria en lugar de diésel. Obteniendo así una energía generada más limpia.

### 2.4.1.3. Desventajas de la tracción eléctrica

Las desventajas de la tracción eléctrica (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003). Son las siguientes:

- El costo de la electrificación, ya que se requiere toda una nueva infraestructura que se construirá en todo el trayecto de la vía férrea existente representando un costo significativo. Los costos de la electrificación son especialmente altos cuando hay túneles, puentes y otras obstrucciones en el trayecto que se desea electrificar. Otro aspecto que puede elevar el costo de la electrificación es la señalización ferroviaria necesaria para las nuevas características del tráfico, y para proteger la señalización de circuitos en el trayecto de la vía. La electrificación puede requerir la interrupción del fluido eléctrico durante la instalación de los nuevos equipos.
- Carga de la red eléctrica, la adición de un nuevo gran consumidor de electricidad puede tener efectos adversos sobre la red eléctrica y puede ser necesario un aumento de la potencia de salida de la red. Sin embargo, en un ferrocarril electrificado es recomendado que cuenta con una red eléctrica línea privada.
- La electrificación tiene un impacto en la apariencia, las estructuras y el tendido eléctrico pueden tener un impacto significativo en el paisaje en comparación con una línea férrea no electrificada que tiene un impacto visual mínimo por encima del nivel del suelo.
- Fragilidad y vulnerabilidad, los sistemas de electrificación aéreas pueden sufrir graves deterioros en sus estructuras debido a fallas mecánicas menores o por los efectos de los fuertes vientos que podrían causar que el pantógrafo de una locomotora en movimiento pueda enredarse con la catenaria u ocasionando la rasgadura de los cables de sus soportes. El daño a menudo no se limita a una parte del trayecto de la vía, sino que a veces puede extenderse a las vías adyacentes, ocasionando así que toda la ruta se vea inoperativa por un tiempo considerable.
- Las estructuras de la electrificación de la vía, así como las subestaciones pueden ser ajenas al vandalismo.
- En la mayor parte de las vías electrificadas del mundo, la altura de las estructuras aéreas no es suficiente para un coche de contenedores de doble pila.

## 2.4.2. Tracción diésel

La tracción diésel hace referencia al material motor que obtiene la fuerza motriz de uno o más motores diésel, pudiendo ser material tractor (Locomotoras Diésel) y el material automotor (autovagones diésel) (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003).

Poniendo énfasis en los distintos tipos de locomotoras diésel, estas se pueden clasificar según la transmisión de potencia que posean entre el motor diésel y las ruedas, pudiendo ser:

### 2.4.2.1. Transmisión mecánica (Diésel – Mecánica)

En la transmisión mecánica, el par motor proporcionado por el motor diésel se transfiere a los ejes tractores por medios mecánicos: Caja de cambios, embrague y un inversor de marcha, es decir por elementos puramente mecánicos. Generalmente las locomotoras diésel mecánicas son usadas en patios, dado que tienen poca potencia y esfuerzo de tracción disponible. En la figura 22 podemos observar una locomotora con transmisión diésel mecánica. Actualmente la transmisión diésel mecánica es escasa en el parque ferroviario.



*Figura 22: Locomotora diésel construida por Hunslet en 1968*

*Recuperado de: <http://historiastren.blogspot.com/2013/01/las-locomotoras-hunslet-babcock-wilcox.html>*

### 2.4.2.2. Transmisión eléctrica (Diésel – Eléctrica)

En este tipo de transmisión, la fuerza motriz se obtiene de uno motor diésel, en donde el par motor se transfiere a los ejes por medio de motores eléctricos de tracción. El motor diésel constituye básicamente la fuente de energía para la producción de la electricidad que

alimentará a los motores de tracción por medio de generadores o alternadores que transformarán la energía mecánica del motor diésel en energía eléctrica.

Puede haber tres clasificaciones en función del tipo de energía eléctrica generada por el generador principal (en algunos casos puede ser reemplazado por un alternador principal) y la energía que consumen los motores de tracción eléctricos, tenemos así para la tracción diésel – eléctrica (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003).

- Corriente continua – corriente continua: El generador produce corriente continua y los motores de tracción consumen corriente continua.
- Corriente alterna – corriente continua: Un alternador produce corriente alterna que es rectificada para los motores de tracción que consumen corriente continua.
- Corriente alterna - corriente continua – corriente alterna: Un alternador produce corriente alterna que es rectificada a corriente continua y por medio de inversores de tracción se convierte en alterna, para alimentar a los motores de tracción de corriente alterna.

En la figura 23 podemos observar la distribución general de equipos en una locomotora diésel eléctrica.

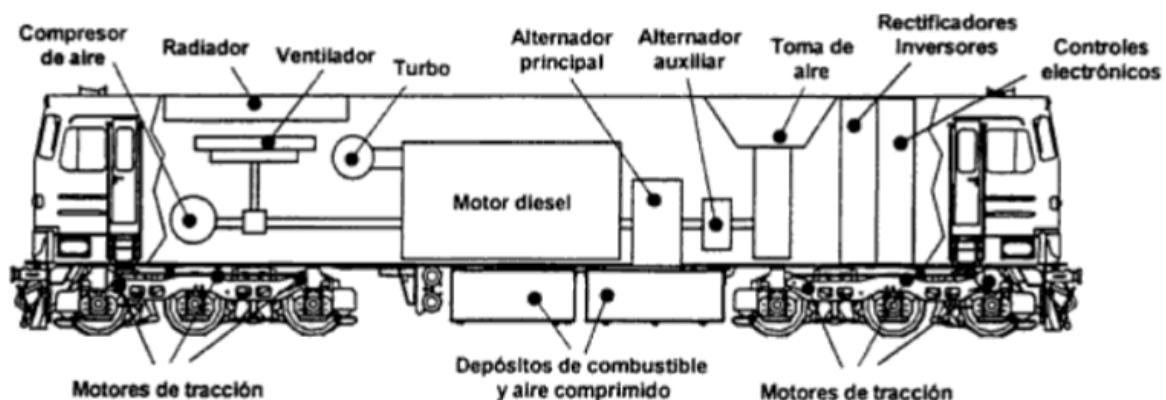


Figura 23: Esquema general de una locomotora diésel eléctrica

Fuente: Mántaras, D.A., (2003). *Ingeniería e Infraestructura de los Transportes Ferrocarriles*. Oviedo, Principado de Asturias (España). Universidad de Oviedo.

### 2.4.2.3. Transmisión hidráulica (Diésel – Hidráulica)

En la transmisión diésel hidráulica, la fuerza motriz se obtiene de uno o más motores diésel, transmitiéndose a los ejes por medios hidráulicos, siendo a veces combinados con medios mecánicos.

La transmisión hidráulica, utiliza como medio fluido el aceite, el cual absorbe los cambios de fuerzas y revoluciones de la bomba centrífuga de mando, al rotor mandado y viceversa, presenta un problema de elevación de temperatura del fluido, el cual requiere un dispositivo de enfriamiento del aceite encerrado en la caja de transmisión hidráulica (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003).

En la figura 24 se puede observar la composición de una locomotora diésel hidráulica, la cual posee un motor diésel como fuente motriz de energía.

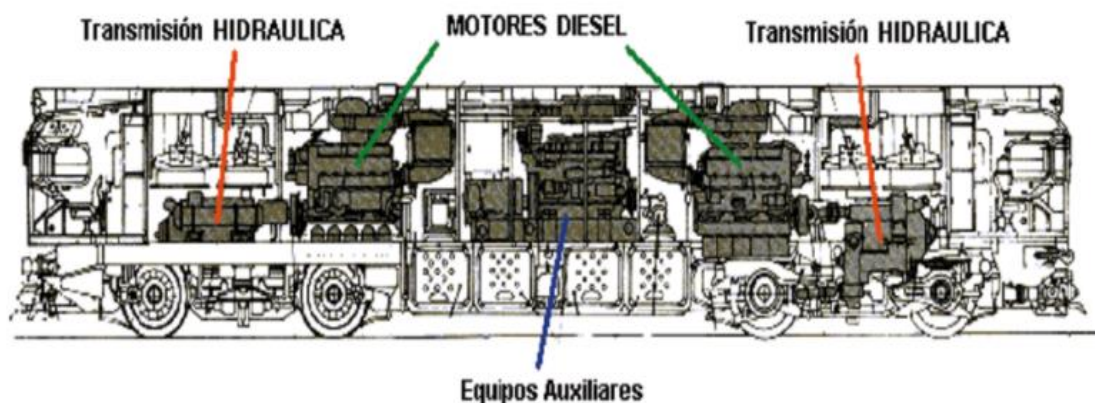


Figura 24: Distribución de una locomotora diésel – hidráulica

Fuente: González Fernández, F.J., (2018). *Sistemas ferroviarios: Planificación, ingeniería y explotación*. Madrid, España. Universidad Nacional de Educación a Distancia.

Las ventajas de la transmisión diésel hidráulica son las siguientes:

- La transmisión del par motor es elástica y se realiza de forma continua.
- No existen rozamientos que deterioren sus distintos componentes, ya que no existe ningún contacto físico entre ellos, lo cual nos elimina las vibraciones.
- La reducción de la velocidad de entrada a la de salida no es constante como ocurre cuando la transmisión se efectúa por engranajes, sino, esta se ajusta automáticamente dependiendo de la carga acoplada a la salida de fuerza de la transmisión.

### 2.4.3. Comparación de la tracción eléctrica frente a la tracción diésel

A continuación, describiremos las ventajas e inconvenientes de los tipos de sistemas de tracción empleados en la actualidad (Tracción Diésel y Tracción Eléctrica) en diferentes aspectos (Álvarez Mántaras & Luque Rodríguez, 2003).

#### 2.4.3.1. Comparando desde el punto de vista técnico

- Relación masa-potencia: La relación entre la masa de la locomotora y la potencia que es capaz de generar es bastante distinta entre locomotoras diésel o locomotoras eléctricas. En una locomotora diésel la relación masa-potencia está en el rango de 50 – 60 Kg/Kw mientras en una locomotora eléctrica dicha relación está en el rango de 15 – 20 Kg/Kw, esto significa que para generar un Kw de potencia en una locomotora diésel se necesita entre 50 y 60 kilogramos mientras que para una locomotora eléctrica se necesita entre 15 y 20 kilogramos.
- Masas Suspendidas: La mayor capacidad de potencia de la locomotora eléctrica comparada a la potencia de una locomotora diésel ante iguales velocidades permite que la locomotora eléctrica una mayor capacidad de transporte de masa suspendidas.
- Velocidades: Las mayores potencias por parte de las locomotoras eléctricas le permiten desarrollar mayores velocidades que una locomotora diésel ante mismas cargas a remolcar.
- Capacidad de aceleración: La locomotora eléctrica tiene una capacidad de aceleración superior a la locomotora diésel (Aproximadamente 50% superior). Esto es gracias a las menores relaciones peso-potencia.

#### 2.4.3.2. Comparando desde el punto de vista de la explotación

- Disponibilidad: Las locomotoras eléctricas al tener componentes eléctricos y electrónicos, necesitan de unos minutos para que su funcionamiento sea el ideal mientras que en las locomotoras diésel necesitan de un calentamiento para alcanzar el funcionamiento ideal.
- Duración de la unidad: Mientras haya fluido eléctrico continuo para la alimentación de la locomotora eléctrica, esta puede tener un funcionamiento seguido sin necesidad de algún abastecimiento mientras que en la locomotora diésel se necesita un abastecimiento de combustible una vez al día por lo menos.

#### 2.4.3.3. Comparando desde el confort

- Ruido en circulación: La tracción eléctrica genera menor ruido que la tracción diésel, aunque en las últimas locomotoras diésel-eléctricas cada vez se han ido instalado cabinas herméticas que ayudan bastante a los maquinistas en la reducción del ruido.

#### 2.4.3.4. Comparando el Impacto Ambiental

- Contaminación ambiental: La tracción eléctrica genera menor contaminación ambiental frente a la tracción diésel.
- Impacto ambiental: La tracción eléctrica requiere de infraestructuras superiores a la de la tracción diésel, dado que se requiere tendidos eléctricos, subestaciones, tercer riel, etc.

#### 2.4.3.5. Inversión Inicial

- Inversión en instalaciones: La instalación de tendidos eléctricos (Catenaria), subestaciones o un tercer riel representan costos elevados en comparación a la tracción diésel que solo se limita a talleres de mantenimiento y estaciones para el abastecimiento de combustible.

### 2.5. Funcionamiento de la locomotora diésel eléctrica

El funcionamiento general de una locomotora diésel eléctrica es el siguiente (Electro Motive, 2013).

1. La bomba de combustible, es encapsulada, el cual a los efectos de cebado utiliza corriente desde las baterías. Una vez que el motor diésel está en funcionamiento, el motor de la bomba de combustible se alimenta directamente desde el generador auxiliar. La bomba transfiere el combustible desde el tanque de combustible, ubicado debajo del bastidor, hasta los inyectores del motor.
2. El motor diésel se arranca por medio de dos motores de arranque. Las baterías suministran la corriente eléctrica necesaria para accionar los solenoides de los motores de arranque.
3. Una vez que el motor está en funcionamiento, este suministra la potencia mecánica necesaria para accionar a través de ejes y acoplamientos al generador principal, generador auxiliar, compresor de aire, las bombas de agua y aceite lubricante montados en el motor, y el conjunto ventilador que suministra aire a refrigeración para el generador principal y para los motores de tracción. El aire de refrigeración para los radiadores del motor se suministra a través de un ventilador, el cual esta acoplado al cigüeñal del motor, a través de un incrementador de velocidad. Así mismo el ventilador que suministra aire de refrigeración a los motores de tracción, esta también acoplado a dicho incrementador de velocidad.

4. El generador auxiliar realiza la carga de las baterías y suministra al mismo tiempo corriente continua de baja tensión, para los circuitos de control, luces, y de excitación del generador principal. El generador principal convierte la potencia mecánica que recibe del motor, en potencia eléctrica, la cual se suministra a los motores de tracción a través de circuitos que establecen los distintos dispositivos eléctricos ubicados en el gabinete eléctrico.
5. Los controles ubicados en la cabina establecen los circuitos de baja tensión que actuarán el gobernador del motor diésel y los dispositivos eléctricos
6. El acelerador, controla electrónicamente la velocidad del motor diésel y la potencia, actuando sobre el gobernador montado sobre el motor.
7. El gobernador del motor diésel está equipado con modulador de altitud que ayuda a controlar la potencia del motor diésel a más de 3000 metros de altitud sobre el nivel del mar, a través de la resistencia variable, denominada regulador de carga. Este regulador de carga controla el grado de excitación del generador principal, regulando así la carga eléctrica sobre el motor diésel y protegiéndolo contra sobrecargas en todas las posiciones del acelerador. El regulador de carga se emplea incluso para suavizar la entrega de potencia y reducir esta, bajo determinadas condiciones de operación.
8. Los Motores de tracción, están ubicados en dos truques, los cuales soportan el peso de la locomotora y lo distribuyen uniformemente en las ruedas. Cada motor de tracción está acoplado a un eje y las ruedas se conectan al motor de tracción a través de un juego de engranajes.
9. El compresor, suministra aire a presión a los depósitos de aire, el cual se usa principalmente para los frenos de aire comprimido, los que son controlados por el maquinista a través de dispositivos adecuados ubicados en la cabina.
10. La operación de una locomotora es prácticamente automática, a excepción de la operación de los controles manuales, los cuales están ubicados en la cabina de la locomotora.

## 2.6. Ciclo diésel de 4 tiempos

### 2.6.1. Ciclo diésel ideal de 4 tiempos

El ciclo diésel ideal de 4 tiempos fue propuesto por Rudolph Diésel en 1890. En los motores diésel de 4 tiempos, la admisión de aire entra al cilindro, luego el aire se comprime hasta que alcanza una temperatura superior a la de ignición del combustible, la combustión sucede al inyectarse el combustible diésel a presión al aire caliente dentro del cilindro. En estos motores, el aire se comprime durante la carrera de compresión, así se logra eliminar el riesgo y problema del autoencendido, gracias a esto se pueden trabajar con relaciones de compresión más altas (Motor.es, 2020).

En la figura 25 podemos apreciar los distintos ciclos para el ciclo diésel ideal de 4 tiempos.

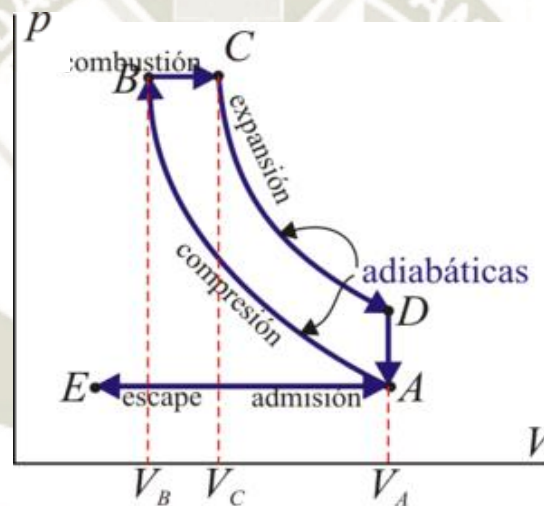


Figura 25: Ciclo diésel ideal de 4 tiempos

Recuperado de: [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo\\_Diesel](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Diesel)

#### 2.6.1.1. Carrera de admisión E – A

El movimiento giratorio del cigüeñal hace que el pistón del cilindro se desplace hacia abajo, aumentando el volumen del cilindro. A medida que aumenta el volumen del cilindro, disminuye la presión por debajo de la presión atmosférica.

El aire fresco a mayor presión circula a gran velocidad hacia el interior del cilindro a través de la válvula de admisión abierta para llenar el cilindro. Esto proporciona una nueva carga de oxígeno para la combustión del combustible. A medida que el pistón se aproxima al final de la carrera (Punto muerto inferior), la válvula de admisión se cierra para sellar el cilindro. El pistón ahora comienza a moverse hacia arriba para empezar la carrera de compresión. El cigüeñal gira 180°.

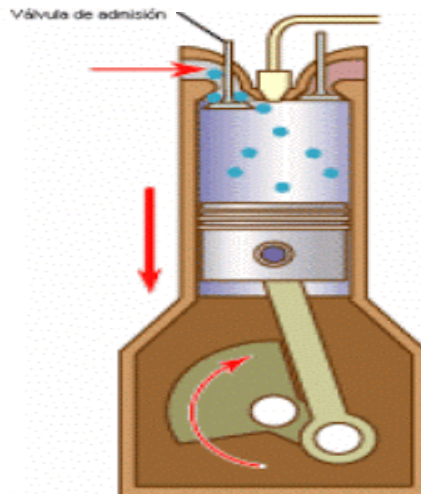


Figura 26: Tiempo de admisión

Recuperado de: <http://expocaps.blogspot.com/2013/05/funcionamiento-basico-de-un-motor.html>

### 2.6.1.2. Carrera de Compresión A – B

Cuando el pistón se desplaza desde el PMI hacia el PMS en la carrera de compresión, el volumen del cilindro sellado se reduce y se incrementa rápidamente la presión en el cilindro, esta compresión del aire trae un aumento de temperatura que proporcionará el calor necesario para encender el combustible. La reducción del volumen del cilindro por lo general se expresa como la relación de compresión. Esta relación es la diferencia entre el volumen del cilindro con el pistón en el punto muerto inferior y el volumen del cilindro con el pistón en el punto muerto superior. Los motores diésel por lo general tienen relaciones de compresión entre 16:1 y 20:1. El cigüeñal gira otros 180°.

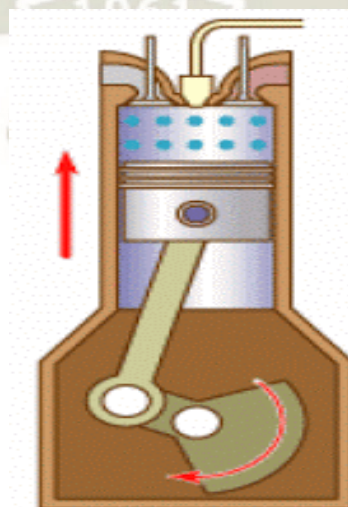


Figura 27: Tiempo de Compresión

Recuperado de: <http://expocaps.blogspot.com/2013/05/funcionamiento-basico-de-un-motor.html>

### 2.6.1.3. Carrera de Expansión C – D

El pistón se desplaza hacia arriba en la carrera de compresión, aumentando la presión y la temperatura del cilindro. Cerca de la parte superior de esta carrera, el inyector de combustible rocía el combustible hacia el interior del cilindro. El inyector atomiza el combustible de modo que se mezcle de manera sencilla y completa con el aire caliente. La elevada temperatura del cilindro enciende el combustible y comienza la mezcla de aire y la combustión.

Es el único tiempo de trabajo del ciclo, es un proceso adiabático, la combustión que ocurre dentro del cilindro expande los gases ocasionando que el pistón se desplace hacia el PMI. El cigüeñal gira otros 180°.

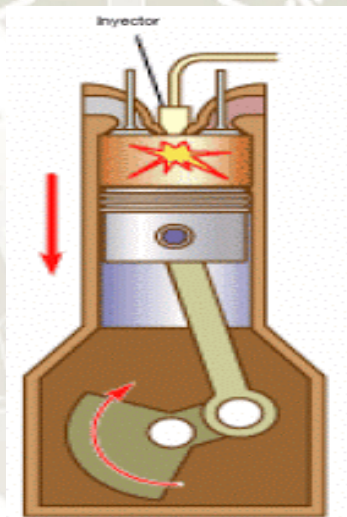


Figura 28: Tiempo de Expansión

Recuperado de: <http://expocaps.blogspot.com/2013/05/funcionamiento-basico-de-un-motor.html>

### 2.6.1.4. Carrera de Escape D – A

Inmediatamente antes de que el pistón alcance la parte inferior de la carrera de expansión, la válvula de escape se abre para liberar la presión contenida en el cilindro. El pistón pasa el punto muerto inferior y se desplaza hacia arriba en la carrera de escape. El movimiento del pistón hacia arriba reduce el volumen del cilindro y aumenta la presión. Dado que la válvula de escape está abierta, los gases quemados circulan hacia afuera a la atmósfera. Cuando el pistón alcanza el punto muerto superior, la válvula de escape se cierra, se abre la válvula de admisión y el cilindro está listo para comenzar la próxima carrera de admisión. El cigüeñal gira otros 180°, cumpliendo así con dos vueltas enteras del cigüeñal.

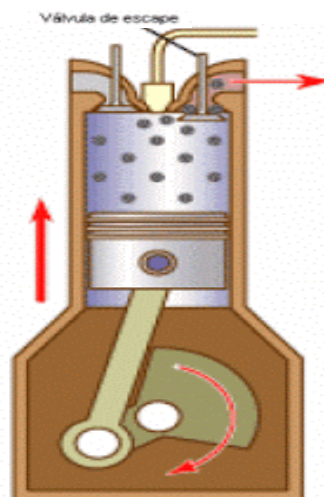


Figura 29: Tiempo de Escape

Recuperado de: <http://expocaps.blogspot.com/2013/05/funcionamiento-basico-de-un-motor.html>

El cigüeñal debe girar dos vueltas completas para producir las cuatro carreras anteriormente descritas. Por lo tanto, cada cilindro de un motor de cuatro tiempos generará una carrera de expansión por una revolución por medio del cigüeñal. El mecanismo de funcionamiento de las válvulas (en general un árbol de levas) operará a la mitad de la velocidad del cigüeñal en un motor de cuatro tiempos.

### 2.6.2. Ciclo diésel real de 4 tiempos

En el ciclo diésel real se observa las condiciones reales de funcionamiento del motor y gracias al diagrama P – V se puede identificar las presiones medidas en el cilindro, que corresponden a las diferentes carreras (Posiciones) del pistón. Al diagrama real se le conoce también como diagrama indicado (Giacosa, 1989).

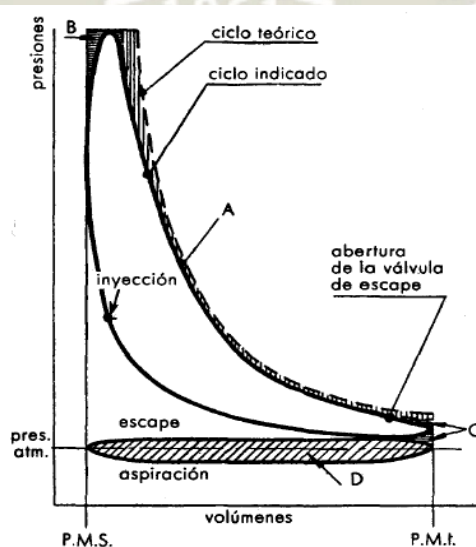


Figura 30: Ciclo diésel real de 4 tiempos

Fuente: Giacosa D., (1989). *Motores Endotérmicos*. Barcelona, España. Editorial Dossat.

Las diferencias entre el ciclo real y teórico Diésel, son debidas a la variación de calores específicos, a la pérdida de calor, al tiempo de abertura de la válvula de escape y que la combustión no se realiza presión constante entre otras.

## 2.7. Ciclo diésel de 2 tiempos

### 2.7.1. Ciclo diésel ideal de 2 tiempos

Hay diversos diseños diferentes para los motores de dos tiempos (o ciclos); nosotros abordaremos solamente el del diseño similar al utilizado en los motores diésel de Electro Motive. Al igual que en el motor de cuatro tiempos, el conjunto del cilindro está sellado en la parte superior por la culata, y en la parte inferior por el pistón y los anillos del pistón.

El combustible se inyecta de manera similar por medio de un inyector de combustible ubicado en la culata. Sin embargo, hay varias diferencias importantes. En lugar de utilizar una válvula de admisión ubicada en la culata, se ha colocado una serie de puertos o aberturas en la parte inferior de la pared del cilindro (Lumbreras). Estos puertos están rodeados de una cámara que se conoce comúnmente como caja de aire. A continuación, podemos apreciar la construcción de un motor de dos tiempos similar al utilizado en los motores diésel de locomotoras.

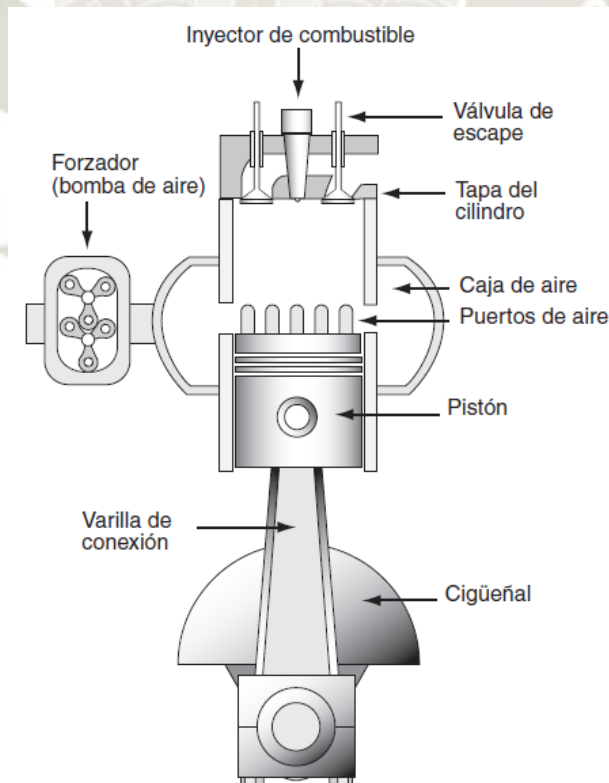


Figura 31: Construcción del Motor diésel de 2 Tiempos

Fuente: Electro - Motive. Engine Maintenance Manual.

En la figura 32 podemos observar el diagrama teórico del motor diésel de 2 tiempos.

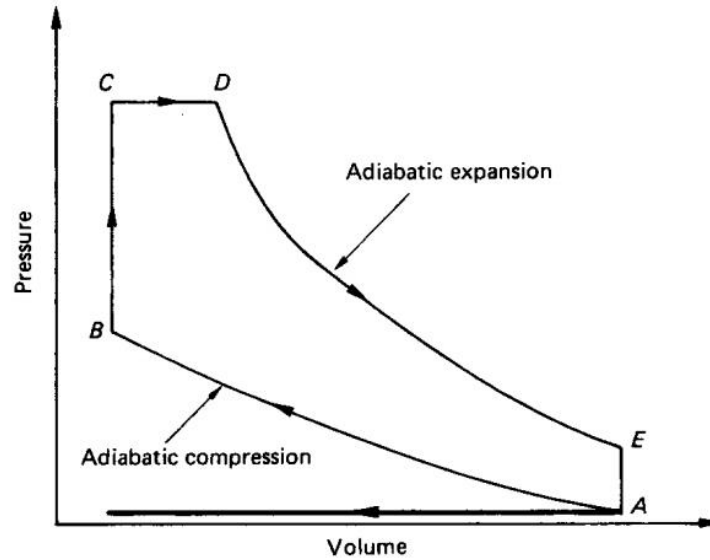


Figura 32: Ciclo diésel ideal de 2 Tiempos

Fuente: Mahon L., (2004). Diesel Generator Handbook. Oxford, Inglaterra. Editorial Elsevier.

### 2.7.2. Ciclo diésel real de 2 tiempos

En el ciclo diésel real se observa las condiciones reales de funcionamiento del motor y gracias al diagrama P – V se puede identificar las presiones medidas en el cilindro, que corresponden a las diferentes carreras (Posiciones) del pistón. En la figura 33 podemos apreciar los distintos ciclos para el ciclo diésel real de 2 tiempos.

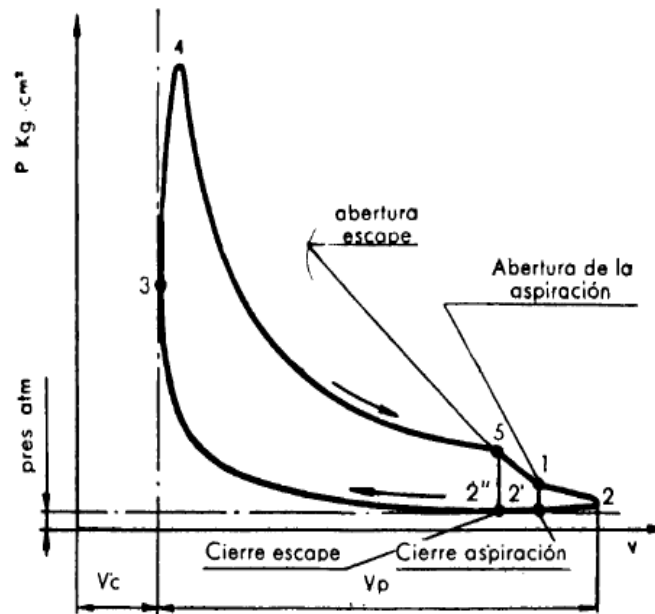


Figura 33: Ciclo diésel real de 2 tiempos.

Fuente: Giacosa D., (1989). Motores Endotérmicos. Barcelona, España. Editorial Dossat.

Los dos tiempos del ciclo real son:

#### **a) Primer tiempo**

El aire a presión producido por un turbocompresor es impulsado a la caja de aire que rodea a los puertos de aire en las paredes inferiores del cilindro (lumbreras).

Con el pistón en la parte inferior de la carrera (PMI), el aire fresco ingresa al cilindro a través de los puertos (lumbreras), como las válvulas de escape también están abiertas en ese momento, el aire se desplaza hacia arriba a través del cilindro y sale por las válvulas de escape abiertas. Así el aire fresco que ingreso expulsa a los gases de combustión remanentes del cilindro, a esta fase se le conoce como barrido o recuperación.

El cigüeñal gira, moviendo el pistón hacia arriba en el cilindro. El movimiento hacia arriba del pistón bloquea el flujo de aire fresco a través de los puertos de la camisa (lumbreras) en el punto 2' y en ese momento aún están abiertas las válvulas de escape permitiendo expulsar un restante de gases de combustión por las válvulas de escape. Las válvulas de escape luego se cierran para sellar el cilindro en el punto 2" y permitir la compresión del aire.

Después de que se cierran las válvulas de escape, el pistón se mueve hacia arriba comprimiendo el aire en el cilindro. Al igual que en el motor de cuatro tiempos, cuando se comprime el aire, aumentan la temperatura y la presión (Electro Motive, 2013).

#### **b) Segundo tiempo**

La inyección de combustible se realiza en el punto 3, se efectúa cuando el pistón se acerca al punto muerto superior (PMS), el inyector de combustible rocía el combustible dentro del cilindro, y se desarrolla la combustión para dar origen después a la expansión. La combustión del combustible y el aire hace que la presión del cilindro aumente rápidamente. Esta presión se expande en todas las direcciones empujando el pistón hacia abajo con una fuerza superior a la necesaria para comprimir el aire inicialmente. La expansión o potencia continua hasta que el pistón se encuentra en un punto inmediatamente previo a que se descubran los puertos de aire, en el punto 5 se abren las válvulas de escape para liberar la presión del cilindro a la atmósfera. Al abrir las válvulas de escape levemente antes de los puertos de aire, se inicia una circulación de gases por las válvulas y se reduce la presión del cilindro por debajo de la de la caja de aire. Al reducir la presión del cilindro de este modo, se impide el reflujo de gases (detoneo) en la caja de aire. La presión del cilindro se sigue reduciendo hasta que el pistón abre los puertos de aire (lumbreras) en el punto 1 permitiendo

el ingreso de aire fresco desde la caja de aire y la recuperación del cilindro para volver a comenzar el ciclo (Electro Motive, 2013).

### **2.7.3. Ciclo del motor diésel de 2 tiempos de la locomotora GT42AC**

En un motor de dos tiempos, cada cilindro completa un ciclo de potencia en una vuelta del cigüeñal. El pistón no hace la función de una bomba de aire durante una vuelta del cigüeñal como es el caso de un motor de cuatro tiempos, el cual requiere dos vueltas del cigüeñal para completar un ciclo de potencia en cada cilindro. Un elemento separado está incluido en un motor de dos tiempos para suministrar el aire necesario y evacuar los gases de la combustión del cilindro.

El motor está equipado con un turbocompresor, mostrado en la Figura 53, para proporcionar de manera eficiente el aire necesario para la combustión. El turbocompresor proporciona un suministro de aire mayor que el proporcionado por los sopladores de desplazamiento positivo utilizados en los motores de otros modelos.

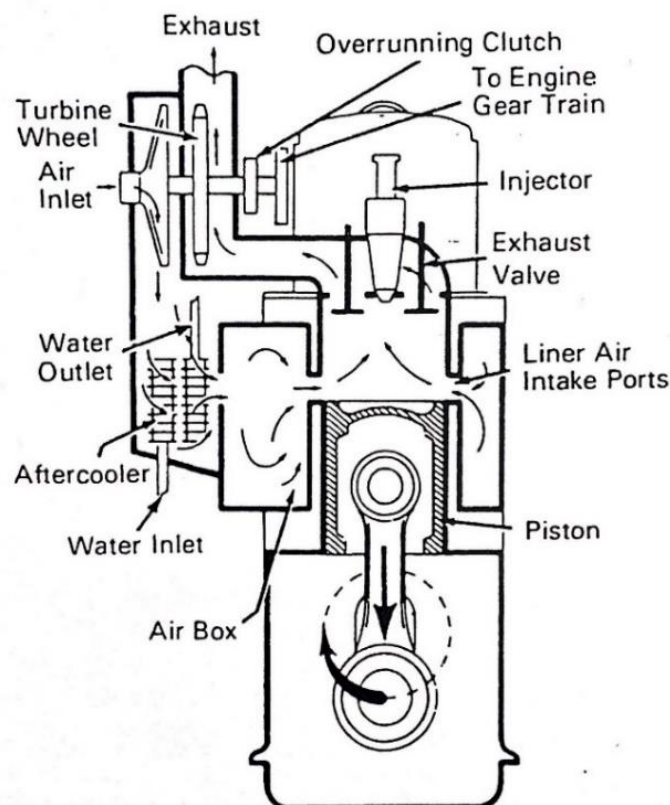
Durante la operación del motor, el turbocompresor utiliza energía térmica de los gases de escape, así como potencia del tren de engranes del árbol de levas para impulsar la turbina. Sin embargo, cuando la energía térmica de los gases de escape es suficiente para impulsar la turbina sola, la transmisión por engranajes se desactiva mediante un embrague de avance. La turbina acciona un soplador centrífugo que suministra aire al motor.

El aire del turbocompresor se eleva a una presión más alta y también a una temperatura más alta. Es deseable reducir la temperatura del aire para aumentar su densidad antes de que entre en la caja de aire que rodea los cilindros. La temperatura del aire se reduce pasándola a través de los postenfriadores como se muestra en la Figura 34. De este modo, el motor dispone de aire refrigerado de mayor densidad y con más oxígeno.

Suponiendo que el pistón se encuentra en la parte inferior de su carrera (PMI) y apenas está subiendo hacia el PMS, los puertos de admisión de aire y las válvulas de escape se encontrarán abiertas. El aire a presión ingresa al cilindro a través de los puertos de admisión de aire, empujando a los gases de escape que quedaron del ciclo anterior por las válvulas de escape y llena el cilindro con un suministro de aire fresco. Cuando el pistón está a  $45^\circ$  después del PMI, los puertos de entrada de aire serán cerrados por el pistón. Poco después de que se cierren los puertos de admisión de aire, las válvulas de escape también se cerraran y el aire fresco quedara atrapado en el cilindro. Cerrando las válvulas de escape después de

los puertos de aire de admisión proporciona la mayor eficiencia en el barrido de cilindros de gases de combustión.

A medida que el pistón continúa hacia el PMS, comprime el aire atrapado en un volumen muy pequeño. Justo antes de que el pistón llegue al PMS, se inyecta el combustible. La ignición del combustible es prácticamente instantánea, debido a la temperatura del aire comprimido atrapado en la parte superior del cilindro. El combustible se quema rápidamente ocasionando que el pistón sea empujado hacia abajo hasta que se abran las válvulas de escape. Las válvulas de escape se abren antes de los puertos de entrada de aire para permitir que la mayoría de los gases de combustión sean evacuados y se reduzca la presión del cilindro. Cuando el pistón destapa los puertos de entrada de aire a medida que avanza hacia abajo, el aire de la caja de aire a presión puede ingresar inmediatamente al cilindro, eliminando los gases de combustión restantes del cilindro y proporcionando aire fresco para la siguiente combustión. El pistón llega nuevamente al PMI listo para empezar nuevamente el ciclo (Electro Motive, 2013).



*Figura 34: Operación del Motor diésel de 2 Tiempos*

*Fuente: Electro - Motive. Engine Maintenance Manual.*

## 2.8. Alternativas del funcionamiento de un motor diésel con Gas natural

Hay dos tipos de tecnologías que se pueden implementar en los motores diésel de servicio pesado para que puedan operar con Gas Natural: Motor de gas natural como combustible único y Motor Dual Fuel (Diésel / GNC). A continuación, describiremos cada uno de estos métodos.

### 2.8.1. Motor de Gas natural como combustible único

Para poder operar un motor diésel con 100% de combustible de gas natural, es necesario que la ignición del combustible se realice mediante el salto de una chispa eléctrica (bujía).

#### 2.8.1.1. Motores dedicados

Entendemos como vehículo dedicado a gas natural, a aquel vehículo que puede operar únicamente usando gas natural. La mayoría de los vehículos a GNC dedicados, son provenientes por fabricantes de equipos originales, sin embargo, existen vehículos que sufren conversiones totales para que puedan operar con gas natural.

La conversión de un Motor Diésel a “Motor Dedicado”, consta principalmente en el cambio del ciclo termodinámico, es decir que el motor pasara de trabajar con ciclo diésel a ciclo Otto. Este cambio trae consigo modificaciones estructurales de varios componentes del motor diésel (pistones, tapa de cilindro, válvulas, inyectores), afectando también el comportamiento del turbocompresor. Las características generales de los motores dedicados son:

- El motor dedicado usa exclusivamente gas natural para su funcionamiento.
- El motor diésel debe ser convertido a la operación del ciclo Otto.
- En un motor dedicado, el gas natural es introducido dentro del múltiple de admisión usando un mezclador o sistema de inyección.
- El sistema de inyección diésel es removido completamente.

#### 2.8.2. Motores duales

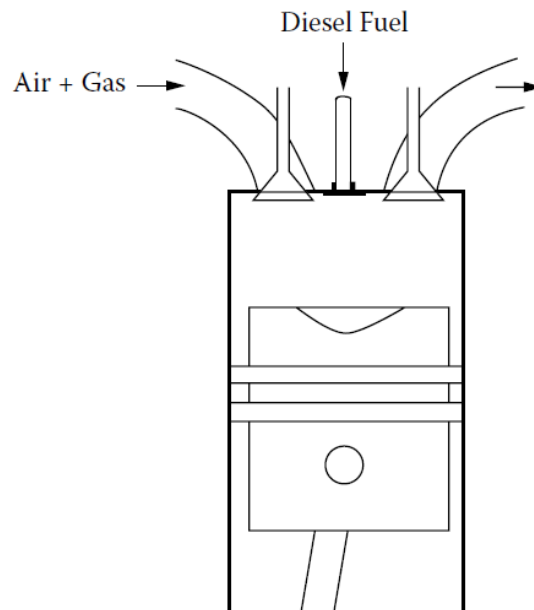
En la conversión de un Motor Diésel a un Sistema Dual Fuel (Diésel/GNC), se mantiene el ciclo Diésel y se añade el sistema de admisión de combustible GNC, así el motor pasa a trabajar con diésel y gas. Las características generales de los motores duales son:

- El combustible diésel se inyecta dentro de la mezcla gas-aire.

- A este sistema, se llama dual debido a que se requiere del uso simultáneo de dos combustibles, gas natural y diésel para funcionar.
- El motor dual fuel, se conoce también como motor “Pilot Injection”, debido a que el diésel actúa como indicador o piloto de la combustión.
- El motor dual, conserva el sistema original de inyección diésel.
- El gas natural se alimenta dentro del múltiple de admisión, a través de un mezclador aire-combustible o con una unidad de inyección de combustible gaseoso.
- Para ajustar dinámicamente las relaciones gas-aire-diésel se hace uso de tecnologías de control electrónico durante la operación del motor.

### 2.8.2.1. Modos de operación de motores dual fuel

El motor dual fuel es básicamente un motor de encendido por compresión convencional del tipo diésel, en donde la inyección de un poco de combustible líquido, a menudo en dosis bastante pequeñas, se utiliza para proporcionar la fuente de ignición (A. Karim, 2015). La carga del cilindro se compone principalmente de mezclas de gas y aire, como se muestra en la figura 35.



*Figura 35: Sistema Dual con inyección de diésel para fuente de ignición*  
*Fuente: Karim G. A., (2015). Dual Fuel Diesel Engines. Florida, U.S. CRC Press.*

Existe otra variación de este modo de operación, que el combustible gaseoso se inyecte a presiones de suministro muy altas directamente en el cilindro del motor, de modo que el combustible se queme en la estela del chorro de combustible líquido inyectado anterior y ya encendido (A. Karim, 2015). Esta variación se presenta en la figura 36.

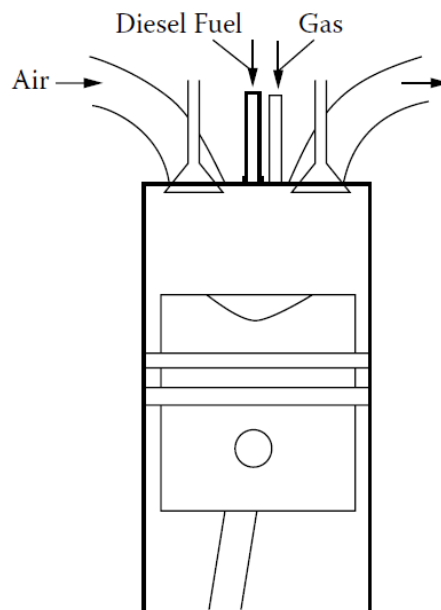


Figura 36: Sistema Dual con inyección de gas y con diésel para fuente de ignición.

Fuente: Karim G. A., (2015). *Dual Fuel Diesel Engines*. Florida, U.S. CRC Press.

Normalmente las aplicaciones de motores dual fuel, son principalmente por ahorros económicos, en este caso, gran parte de la liberación de energía proviene de la combustión del combustible gaseoso, generalmente más barato, mientras que solo se inyecta una pequeña cantidad de combustible líquido diésel para proporcionar el encendido a través de la inyección programada del cilindro en la forma habitual. Así como ocurre en los motores diésel convencionales. Se ha demostrado que una operación de este tipo, con métodos de conversión óptimos, tiene el potencial de proporcionar características operativas que a menudo son comparables o incluso superiores a las de los motores diésel de combustible líquido convencionales o de encendido por chispa (A. Karim, 2015). Dicho rendimiento superior se puede lograr solo cuando se aseguran medidas suficientemente efectivas, como, por ejemplo, evitar golpes en altas cargas y la utilización de combustible gaseoso en proporciones menores en cargas relativamente ligeras. Por lo general, el objetivo es maximizar el reemplazo del combustible diésel por un combustible gaseoso generalmente más barato y más abundante, al tiempo que se mantienen niveles aceptables de emisiones de escape y rendimiento del motor.

## 2.9. Gas Natural en el Perú

### 2.9.1. Información general

Una de las principales fuentes de energía que el hombre tiene a disposición para dar solución a sus necesidades y aumentar el desarrollo de sus actividades es el gas natural, que representa una fuente de energía confiable y a bajo costo. El origen del gas natural se remonta hace millones de años, debajo de la corteza terrestre; y es extraído, generalmente, por medio de las perforaciones realizadas para la obtención del petróleo. En el transporte vehicular, el gas natural tiene una gran importancia, ya que representa una de las alternativas más viables como combustible para combatir el problema de la contaminación del aire ya que, debido a sus propiedades físicas, produce emisiones menos dañinas al medio ambiente. Actualmente el gas natural es el combustible alternativo más práctico y menos contaminante de todos los combustibles fósiles, además posee un precio inferior al de la gasolina y diésel (Osinergmin, 2020).

El gas natural es una mezcla de hidrocarburos con mayor presencia del metano ( $\text{CH}_4$ ). Es un gas incoloro e inodoro, y lo podemos encontrar en las cavidades rocosas de las formaciones geológicas, las cuales pueden formar grandes acumulaciones de gas. Regularmente el gas natural lo podemos encontrar en la misma formación geológica que el petróleo crudo, pero también puede ser encontrado solo. El metano, principal componente del gas natural, tiene una densidad, comparada al aire, mucho menor (62.9%), esto quiere decir, el gas natural tiene un peso menor que el aire, por lo que en la atmósfera se dispersa rápidamente (Osinergmin, 2020). Tomando en cuenta las propiedades físico-químicas del gas natural, se pueden considerar algunas ventajas de su uso, entre las cuales, las más importantes son las que a continuación se expresan:

- Es un combustible relativamente barato.
- Presenta una combustión limpia.
- Seguridad en la operación, en el caso de fugas, al ser más ligero que el aire, se dispersa rápidamente en la atmosfera, solo se requiere una buena ventilación.
- Asegura una alta eficiencia en el funcionamiento de los motores.

### 2.9.2. Composición del Gas Natural

La composición del gas natural está dada por un conjunto de hidrocarburos livianos, siendo el principal componente del gas natural el metano ( $\text{CH}_4$ ). Podemos encontrar gas natural como “gas natural asociado” cuando está acompañando de petróleo, o bien como “gas natural no asociado” cuando son yacimientos exclusivos de gas natural (Osinermin, 2020).

La composición del gas natural puede variar según el yacimiento, una aproximación de la composición del gas natural es la siguiente.

Tabla 2: *Composición del Gas Natural*

Componente	Nomenclatura	Composición (%)
Metano	$\text{CH}_4$	95.08
Etano	$\text{C}_2\text{H}_6$	2.14
Propano	$\text{C}_3\text{H}_8$	0.29
Butano	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	0.11
Pentano	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	0.04
Hexano	$\text{C}_6\text{H}_{14}$	0.01
Nitrógeno	$\text{N}_2$	1.94
Dióxido de Carbono	$\text{CO}_2$	0.39

Fuente: MINEM. Preguntas frecuentes en relación al Gas Natural en el Perú.

### 2.9.3. Gas de Camisea

La industria peruana del gas natural presentaba un incipiente desarrollo hasta el inicio del Proyecto Camisea en agosto de 2004. El Proyecto Camisea representa una componente fundamental de la estrategia peruana en el campo de la energía. El gas natural representa una fuente de energía confiable y a bajo costo. La puesta en marcha del Proyecto Camisea significó un gran avance en el aprovechamiento de los recursos energéticos que dispone el Perú, hecho que trajo consigo una menor dependencia respecto a los recursos energéticos importados y una notable modificación de la matriz energética (Osinermin, 2014).

En la actualidad, el gas natural de Camisea se utiliza en una mayor parte en la generación eléctrica, poniendo en segundo lugar a otros combustibles como el petróleo residual, el diésel y el carbón usados también para producir electricidad. Este cambio trajo una mayor seguridad en el suministro eléctrico con menores precios para los consumidores. El gas de Camisea permite asimismo que las actividades propias de la industria, el comercio y el

transporte se hayan beneficiado con su costo y sus ventajas medioambientales, produciendo menores emisiones de gases de efecto invernadero. El sector residencial ha encontrado en el gas natural un medio para reducir el costo de la canasta familiar y obtener ganancias en términos de modernidad, seguridad y confort (Osinergmin, 2020).



## Capítulo 3

### Ingeniería del Proyecto

#### 3. Datos técnicos del Motor diésel 12N-710G3B-ES

La locomotora GT42AC destinada al servicio de carga, está equipada con un motor diésel de 12 cilindros, de dos tiempos, turbocargado con inyección electrónica que desarrolla una potencia nominal de 3250 caballos de fuerza, a 904 RPM según las condiciones de la Asociación Estadounidense de Ferrocarriles (AAR). El Motor diésel 12N-710G3B-ES incorpora el Sistema de control del motor diésel Electro Motive (EMDEC) el cual permite diversas mejoras en el rendimiento del motor. El control electrónico de un sistema de inyección de combustible ayuda a mejorar el consumo de combustible y a una reducción en ciertos tipos de emisiones de escape. Esto es posible por la capacidad del sistema para detectar cambios en el motor o en las condiciones ambientales y así poder ajustar las tasas de inyección de combustible y el tiempo de inyección para compensar. A continuación, detallaremos las especificaciones del Motor diésel 12N-710G3B-ES.

Tabla 3: *Especificaciones del Motor diésel 12N-710G3B-ES*

<b>Modelo</b>	12N-710G3B-ES
<b>Marca</b>	Electro Motive Diesel
<b>Tipo</b>	Turbocargado
<b>Cantidad de cilindros</b>	12
<b>Principio de operación</b>	Ciclo de 2 tiempos
<b>Diámetro</b>	230.19 mm (9-1/16")
<b>Carrera</b>	279.40 mm
<b>Relación de compresión</b>	16:1
<b>Cilindrada unitaria</b>	11635 cm <sup>3</sup> (710 pulg <sup>3</sup> )
<b>Válvulas de escape (Por unidad)</b>	4
<b>Recuperación (Barrido)</b>	Flujo único
<b>Velocidad normal de ralentí</b>	200 RPM
<b>Velocidad total</b>	904 RPM

Fuente: Electro-Motive Diesel, Inc. (2015). Manual del Operador de la Locomotora GT42AC.

### 3.1. Cálculo térmico del Motor diésel

#### 3.1.1. Cantidad de aire teórico para combustión de 1 kg de combustible ( $I_o$ )

Considerando que el contenido en masa de oxígeno en el aire es aproximadamente 23% y en volumen 21%, obtendremos respectivamente la cantidad teórica necesaria para la combustión de 1 Kg de combustible. Donde la composición másica elemental del combustible Diésel es  $C = 0.870$ ,  $H = 0.126$ ,  $O_c = 0.004$  (Jóvaj, 1982, p. 62).

Tenemos así, en la siguiente ecuación:

$$I_o = \frac{1}{\% \text{ Masa de Oxígeno}} \cdot \left( \frac{8}{3}C + 8H - O_c \right) \quad (3.1)$$

$$I_o = \frac{1}{0.23} \cdot \left( \frac{8}{3}(0.87) + 8(0.126) - 0.004 \right)$$

$$I_o = 14.45 \text{ Kg de aire / Kg de combustible}$$

La masa molecular aparente del aire es:  $\mu_a = 28.96$ :

$$L_o = \frac{I_o}{\mu_a} \quad (3.2)$$

$$L_o = \frac{14.45 \text{ Kg de aire/ Kg de combustible}}{28.96 \text{ Kg de aire/Kmol de aire}}$$

$$L_o = 0.4990 \text{ Kmol de aire/Kg de combustible}$$

#### 3.1.2. Cantidad total de aire real ( $M_1$ )

El coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) para motores EC pesados esta entre 1.7 y 2.3 (Alvarado, 1985, p.73). Para nuestro caso, consideraremos:  $\alpha = 2.11$ .

$$M_1 = \alpha \cdot L_o \quad (3.3)$$

$$M_1 = 2.11 \cdot 0.4990$$

$$M_1 = 1.0530 \text{ Kmol de aire/Kg de combustible}$$

Los productos de combustión para  $\alpha = 1$ :

$$M_{2_{\alpha=1}} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot (L_o) \quad (3.4)$$

$$M_{2_{\alpha=1}} = \frac{0.87}{12} + \frac{0.126}{2} + 0.79 \cdot (0.4990)$$

$$M_{2_{\alpha=1}} = 0.5297 \text{ Kmol de aire/Kg combustible}$$

La cantidad de aire fresco excedente es:  $(\alpha - 1) \cdot L_o$

$$\text{Tenemos: } (\alpha - 1) \cdot L_o = (2.11 - 1) \cdot (0.4990) = 0.5539 \text{ Kmol/Kg}$$

La cantidad total de los productos de combustión se determina:

$$M_2 = M_{2_{\alpha=1}} + (\alpha - 1) \cdot L_o \quad (3.5)$$

$$M_2 = 0.5297 \text{ Kmol/Kg} + 0.5539 \text{ Kmol/Kg}$$

$$M_2 = 1.0837 \text{ Kmol de aire/Kg de combustible}$$

### 3.1.3. Coeficiente teórico de variación molecular ( $\mu_o$ )

El coeficiente teórico de variación molecular ( $\mu_o$ ), muestra el cambio de volumen durante la combustión, porque el número de moles de los productos de la combustión  $M_2$  no es igual al número inicial de moles en la mezcla carburante  $M_1$ .

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (3.6)$$

$$\mu_o = \frac{1.0837 \text{ Kmol/Kg}}{1.0530 \text{ Kmol/Kg}}$$

$$\mu_o = 1.0292$$

### 3.1.4. Parámetros del Proceso de Admisión

Las propiedades del aire a una altura de (2326 m.s.n.m aproximadamente) de acuerdo a los datos registrados por el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología (SENAMHI) son: Temperatura atmosférica ( $T_o$ ) = 297 K, Presión atmosférica ( $P_o$ ) = 0.0775 MPa y densidad ( $\rho_o$ ) = 0.914 Kg/m<sup>3</sup>.

En los motores de cuatro y dos tiempos de encendido por compresión (MEC) sobrealimentados, la presión del aire ( $P_K$ ) y la temperatura ( $T_k$ ) se incrementan al paso por el turbocompresor y por lo tanto también la densidad ( $\rho_k$ ). El incremento de la presión del aire por el turbocompresor será asumido y estará referenciado al valor obtenido del sensor de Presión de la Caja de Aire. Este valor será asumiendo una caída de presión en el aftercooler mínima (0.01 Mpa), dado que las locomotoras son nuevas. Tenemos así, el incremento de la presión del aire por el compresor ( $P_K$ ) es de 0.25 Mpa.

La temperatura ( $T_k$ ) se determina según el estado del aire antes del sistema de admisión, después de ser comprimido en el turbocompresor.

$$T_K = T_0 \cdot \left(\frac{P_K}{P_0}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \Delta T_{enf.} \quad (3.7)$$

Donde:

$T_K$ : Temperatura del aire después del turbocompresor. ( $^{\circ}K$ )

$T_0$ : Temperatura atmosférica. ( $^{\circ}K$ )

$P_K$ : Presión del aire después del turbocompresor. (MPa)

$P_0$ : Presión atmosférica. (MPa)

$k$ : Exponente adiabático del aire. (1.4)

$\Delta T_{enf.}$ : Temperatura del aire que es enfriada por los Aftercoolers o intercoolers.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$T_K = 299.70 \text{ }^{\circ}K \cdot \left(\frac{0.25 \text{ MPa}}{0.078 \text{ MPa}}\right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} - 76$$

$$T_K = 342.04 \text{ }^{\circ}K$$

La densidad del aire después del compresor viene dada por:

$$\rho_k = \frac{P_K}{R \cdot T_k} \quad (3.8)$$

Donde:

$\rho_k$ : Densidad del aire después del turbocompresor. ( $Kg/m^3$ )

$P_K$ : Presión del aire después del turbocompresor. (KPa)

$R$ : Constante particular del aire. ( $KN \cdot m/Kg \cdot ^{\circ}K$ )

$T_k$ : Temperatura del aire después del turbocompresor. ( $^{\circ}K$ )

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\rho_k = \frac{250 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{0.2872 \frac{\text{KN} \cdot \text{m}}{\text{Kg} \cdot \text{°K}} \cdot 342.04 \text{ °K}}$$

$$\rho_k = 2.54 \text{ Kg/m}^3$$

### 3.1.4.1. Presión al final de la admisión

La Presión al final de la admisión ( $P_a$ ), para motores sobrealimentados es:

$$P_a = P_k - (\beta^2 + \xi_{ad}) \cdot \frac{\omega_{ad}^2}{2} \cdot \rho_k \cdot 10^{-6} \quad (3.9)$$

Donde:

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

$P_k$ : Presión del aire después del turbocompresor. (MPa)

$\beta$  = Coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro ( $\beta = \omega_c / \omega_{ad}$ ).

$\omega_c$  = Velocidad media del aire en la Sección examinada del cilindro.

$\omega_{ad}$  = Velocidad media del aire en todo el proceso de admisión, medida en la válvula o en las lumbreras de barrido por ser la sección más estrecha del sistema por la que fluye la carga fresca.

$\rho_k$ : Densidad del aire después del turbocompresor. ( $\text{Kg/m}^3$ )

Según datos experimentales obtenidos al investigar motores diésel, para apertura completa de la válvula en el régimen nominal, la velocidad de movimiento de la carga en la sección de paso es  $\omega_{ad} = 50$  a  $130$  m/s y  $(\beta^2 + \xi_{ad}) = 2.5$  a  $4$ . Además en los motores de 2 tiempos con barrido uniflujo se tiene que  $P_a = (0.85$  a  $1.05) P_k$  (Jóvaj, 1982, p. 90).

Para nuestros cálculos, asumiremos:

$$\omega_{ad} = 70 \text{ m/s} \quad \text{y} \quad (\beta^2 + \xi_{ad}) = 2.8$$

Tenemos entonces:

$$P_a = 0.25 \text{ MPa} - 2.8 \cdot \frac{\left(70 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} \cdot 2.54 \text{ Kg/m}^3 \cdot 10^{-6}$$

$$P_a = 0.23 \text{ MPa}$$

### 3.1.4.2. Cantidad de gases residuales

En el proceso de escape no se logra desalojar por completo del cilindro los productos de la combustión, ocupando estos cierto volumen a presión  $P_r$  y temperatura  $T_r$ . Al calcular el coeficiente de gases residuales ( $\gamma_r$ ) podemos asumir que la presión de gases residuales  $P_r = (1.1 \text{ a } 1.25)P_o$  y  $T_r = (700 \text{ a } 900 \text{ °K})$  para motores diésel (Jóvaj, 1982, p. 91).

Consideramos  $P_r = 0.0975 \text{ MPa}$  y  $T_r = 850 \text{ °K}$  y un incremento de temperatura de la carga  $\Delta T = 15$ .

El coeficiente de gases residuales sería:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot (P_a) - P_r} \quad (3.10)$$

Donde:

$T_k$ : Temperatura del aire después del turbocompresor. (°K)

$\Delta T$ : Temperatura de calentamiento de la carga de aire.

$P_r$ : Presión de gases residuales. (MPa)

$T_r$ : Temperatura de gases residuales. (°K)

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\gamma_r = \frac{342.04 \text{ °K} + 15}{850 \text{ °K}} \cdot \frac{0.0975 \text{ MPa}}{16 \cdot (0.23 \text{ MPa}) - 0.0975 \text{ MPa}}$$

$$\gamma_r = 0.0113$$

### 3.1.4.3. Temperatura al final de la admisión

La temperatura al final de la admisión ( $T_a$ ) viene dada por:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot (T_r)}{1 + \gamma_r} \quad (3.11)$$

Donde:

$T_a$ : Temperatura al final de la admisión. ( $^{\circ}\text{K}$ )

$T_k$ : Temperatura del aire después del turbocompresor. ( $^{\circ}\text{K}$ )

$\Delta T$ : Temperatura de calentamiento de la carga de aire.

$\gamma_r$ : Coeficiente de gases residuales.

$T_r$ : Temperatura de gases residuales. ( $^{\circ}\text{K}$ )

Reemplazando los valores, tenemos:

$$T_a = \frac{342.04 \text{ }^{\circ}\text{K} + 15 + 0.0113 \cdot (850^{\circ}\text{K})}{1 + 0.0113}$$

$$T_a = 362.55 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

### 3.1.4.4. Coeficiente de llenado

Es la razón entre la cantidad de carga fresca que se encuentra en el cilindro al inicio de la compresión real, es decir, al instante en que se cierran los elementos de intercambio de gases, y aquella cantidad de carga fresca que podría llenar la cilindrada (volumen de trabajo del cilindro) en las condiciones de admisión.

El rendimiento volumétrico o coeficiente de llenado ( $\eta_v$ ) se determina asumiendo un coeficiente de recarga  $\varphi = 1$ .

$$\eta_{v,(\varphi=1)} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_a \cdot (1 + \gamma_r)} \quad (3.12)$$

Donde:

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

$P_k$ : Presión del aire después del turbocompresor. (MPa)

$T_k$ : Temperatura del aire después del turbocompresor. ( $^{\circ}\text{K}$ )

Ta: Temperatura al final de la admisión. (°K)

$\gamma_r$ : Coeficiente de gases residuales.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_{v,(\varphi = 1)} = \frac{16}{16 - 1} \cdot \frac{0.23 \text{ MPa}}{0.25 \text{ MPa}} \cdot \frac{342.04 \text{ °K}}{362.55 \text{ °K} \cdot (1 + 0.0113)}$$

$$\eta_{v,(\varphi = 1)} = 0.93$$

### 3.1.5. Parámetros del Proceso de Compresión

El exponente politrópico medio de compresión para motores diésel varía entre 1.32 a 1.40 (Jóvaj, 1982, p. 118). Adoptamos un valor medio para el exponente politrópico, considerándolo constante para todo el proceso. ( $n_1 = 1.38$ ).

#### 3.1.5.1. Presión de compresión (Pc)

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (3.13)$$

Donde:

P<sub>a</sub>: Presión al final de la admisión. (MPa)

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$n_1$ : Exponente politrópico. (1.38)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_c = 0.23 \text{ MPa} \cdot 16^{1.38}$$

$$P_c = 10.67 \text{ MPa}$$

#### 3.1.5.2. Temperatura de compresión (Tc)

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad (3.14)$$

Donde:

T<sub>a</sub>: Temperatura al final de la admisión. (°K)

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$n_1$ : Exponente politrópico. (1.38)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$T_c = 362.55 \text{ °K} \cdot 16^{1.38 - 1}$$

$$T_c = 1039.75 \text{ °K}$$

### 3.1.6. Parámetros del Proceso de Combustión

El combustible pulverizado se inyecta al aire comprimido caliente a  $P_c$  y  $T_c$ , ocurriendo el fenómeno de la autoinflamación. La alimentación con combustible diésel es antes del PMS y puede terminar antes o después del PMS.

El coeficiente real de variación molecular ( $\mu_r$ ) es:

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.15)$$

Donde:

$\mu_r$ : Coeficiente real de variación molecular.

$\mu_o$ : Coeficiente teórico de variación molecular.

$\gamma_r$ : Coeficiente de gases residuales.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\mu_r = \frac{1.0292 + 0.0113}{1 + 0.0113}$$

$$\mu_r = 1.0288$$

#### 3.1.6.1. Ecuación de la Combustión

$$\frac{\xi_z \cdot Hu}{M1 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r \cdot (U''c)}{1 + \gamma_r} + 8.314 \cdot \lambda \cdot T_c = \mu_r \cdot (U''z + 8.314 \cdot (Tz)) \quad (3.16)$$

Donde:

$\xi_z$ : Coeficiente de aprovechamiento de calor.

$Hu$ : Poder calorífico del Diésel N°2. (KJ/Kg)

$M1$ : Cantidad Total de aire real. (Kmol/Kg)

$\gamma_r$ : Coeficiente de gases residuales.

$\lambda$ : Grado de elevación de la presión.

Tc: Temperatura de compresión. (°K)

$\mu_r$ : Coeficiente real de variación molecular.

Tz: Temperatura de combustión. (°K)

El coeficiente de aprovechamiento de calor ( $\xi_z$ ) se fija basándose en los resultados experimentales en correspondencia con el tipo de motor y regímenes de carga y velocidad del motor, por ejemplo para motores diésel se tiene que  $\xi_z = 0.70$  a  $0.85$  (Jóvaj, 1982, p. 157). Para nuestros cálculos tomaremos  $\xi_z = 0.81$  y consideraremos el Poder calorífico del Diésel N°2  $42.5 \text{ MJ/Kg}$ .

Entonces el primer término de la ecuación de combustión se tiene:

$$\frac{\xi_z \cdot Hu}{M1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.81 \cdot (42.5 \cdot 10^3 \text{ KJ/Kg})}{1.0530 \text{ Kmol/Kg} \cdot (1 + 0.0113)} = 32327.74 \text{ KJ/Kmol}$$

Para hallar el segundo Término de la ecuación de la combustión necesitamos encontrar el calor específico del aire ( $C_v$ ) a  $T_c = 1039.75 \text{ °K}$  ( $T_c = 766.75 \text{ °C}$ ), para lo cual utilizaremos la Tabla 4.

Tabla 4: *Calor específico molar medio de los gases en KJ/Kmol·°C*

T °C	Aire	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO	H <sub>2</sub>
0	20.758	20.959	20.704	27.545	25.184	20.808	20.302
100	20.838	21.223	20.733	29.797	25.426	20.863	20.620
200	20.984	21.616	20.800	31.744	25.803	20.988	20.758
300	21.206	22.085	20.972	33.440	26.260	21.202	20.808
400	21.474	22.563	21.185	34.935	26.775	21.474	20.871
500	21.780	23.019	21.449	36.258	27.315	21.784	20.934
600	22.090	23.446	21.729	37.438	27.880	22.110	21.001
700	22.408	23.834	22.027	38.498	28.474	22.437	21.093
800	22.718	24.187	22.320	39.448	29.077	22.755	21.202
900	23.006	24.510	22.609	40.302	29.693	23.061	21.332
1000	29.288	24.803	22.881	41.077	30.304	23.350	21.474

Fuente: (Jóvaj, 1982, p. 65).

De la tabla mostrada anteriormente, interpolamos y encontramos el calor específico del aire ( $C_v$ ) para  $T_c = 1039.75 \text{ °K}$  ( $T_c = 766.75 \text{ °C}$ ):

$$C_v = 22.615 \text{ KJ/Kmol} \cdot \text{°C}$$

La energía interna ( $U_c$ ) de 1 Kmol de aire a la temperatura  $T_c = 1039.75 \text{ }^\circ\text{K}$  ( $T_c = 766.75 \text{ }^\circ\text{C}$ ) es:

$$U_c = 22.615 \text{ KJ/Kmol} \cdot \text{ }^\circ\text{C} (766.75^\circ\text{C})$$

$$U_c = 17340.00 \text{ KJ/Kmol}$$

El calor específico de los productos de combustión para Diésel  $\alpha = 1$  ( $C''_v$ ), lo hallamos en la Tabla 5.

Tabla 5: *Calor específico de los productos de combustión en KJ/Kmol.°C*

T °C	Gasolina, siendo $\alpha$ igual a				Diésel $\alpha = 1$
	1.0	0.9	0.8	0.7	
0	22.1849	22.0451	21.8810	21.6845	22.190
100	22.5304	22.3556	22.1502	21.9040	22.525
200	22.8830	22.6762	22.4334	22.1428	22.902
300	23.2899	23.0552	22.7790	22.4480	23.320
400	23.7209	23.4605	23.1459	22.7807	23.739
500	24.1478	23.8772	23.5376	23.1426	24.200
600	24.5828	24.2931	23.9316	23.5095	24.618
700	25.0191	24.7128	24.3315	23.8859	25.079
800	25.4382	25.1173	24.7191	24.2530	25.498
900	25.8439	25.5088	25.0967	24.6122	25.874
1000	26.2261	25.8806	25.4548	24.9534	26.293
1100	26.5899	26.2355	25.7948	25.2698	26.628
1200	26.9370	26.5726	26.1230	25.5950	27.005
1300	27.2636	26.8896	26.4306	25.8912	27.298
1400	27.5722	27.1808	26.7235	26.1738	27.633
1500	27.7840	27.4646	26.9993	26.4402	27.884
1600	28.1340	27.7300	27.2578	26.6905	28.177
1700	28.3928	27.9833	27.5047	26.9295	28.428
1800	28.6314	28.2180	27.7337	27.1518	28.638
1900	28.8804	28.4420	27.9527	27.3647	28.889
2000	29.0752	28.6526	28.1587	27.5649	29.098

Fuente: (Jóvaj, 1982, p. 67).

De la tabla mostrada anteriormente, interpolamos y encontramos calor específico de los productos de combustión para Diésel  $\alpha = 1$  ( $C''_v$ ) para  $T_c = 1039.75$  °K ( $T_c = 766.75$  °C):

$$C''_v = 25.359 \text{ KJ/Kmol} \cdot ^\circ\text{C}$$

Entonces la energía interna de los productos de combustión para Diésel ( $\alpha = 1$ ) a la temperatura  $T_c = 1039.75$  °K ( $T_c = 766.75$  °C) es:

$$(U''_c)_{\alpha=1} = 25.359 \text{ KJ/Kmol} \cdot ^\circ\text{C} (766.75 ^\circ\text{C})$$

$$(U''_c)_{\alpha=1} = 19443.77 \text{ KJ/Kmol}$$

La energía interna ( $U''_c$ ) de 1 Kmol de productos de combustión a la temperatura  $T_c$ , está integrada por la energía interna de estos últimos siendo  $\alpha = 1$  y la energía del aire excedente, es decir:

$$U''_c = (U''_c)_{\alpha=1} \cdot (rM2)_{\alpha=1} + U_c \cdot (rea) \quad (3.17)$$

Donde:

$$(rM2)_{\alpha=1} = \frac{M2_{\alpha=1}}{M2} \quad \text{y} \quad (rea) = \frac{(\alpha-1) \cdot L_o}{M2}$$

Reemplazando los valores, tenemos:

$$U''_c = 19443.77 \text{ KJ/Kmol} \cdot \left( \frac{0.5297 \text{ Kmol/Kg}}{1.0837 \text{ Kmol/Kg}} \right) + 17340.00 \text{ KJ/Kmol} \cdot \left( \frac{0.5539 \text{ Kmol/Kg}}{1.0837 \text{ Kmol/Kg}} \right)$$

$$U''_c = 18368.40 \text{ KJ/Kmol}$$

Ahora el Segundo Término de la ecuación de la combustión será:

$$\frac{U_c + \gamma_r(U''_c)}{1 + \gamma_r} = \frac{17340.00 \text{ KJ/Kmol} + 0.0113(18368.40) \text{ KJ/mol}}{1 + 0.0113} = 17351.49 \text{ KJ/Kmol}$$

La presión máxima en el ciclo queda definida por la magnitud del grado de elevación de la presión  $\lambda = (1.4 - 2.2)$ . Los mayores valores son propios para los motores con cámaras de combustión simples y los menores valores son para motores con cámara de combustión separadas (Jóvaj, 1982, p. 157). Para nuestros cálculos, utilizaremos:  $\lambda = 1.7$

Así tenemos el tercer término de la ecuación de combustión:

$$8.314 \cdot \lambda \cdot T_c = 8.314 \text{ KJ/Kmol} \cdot \text{°K} \cdot 1.7 \cdot 1039.75 \text{ °K} = 14695.62 \text{ KJ/Kmol}$$

La suma de todos los términos del primer miembro de la ecuación de combustión es:

$$32327.74 \text{ KJ/Kmol} + 17351.49 \text{ KJ/Kmol} + 14695.62 \text{ KJ/Kmol} = \mu_r(U''z + 8.314(Tz))$$

$$64374.85 \text{ KJ/Kmol} = 1.0288(U''z + 8.314(Tz))$$

$$U''z + 8.314(Tz) = 62570.85 \text{ KJ/Kmol} \quad (3.18)$$

Como podemos observar en la última ecuación (3.18), la energía interna ( $U''z$ ) de 1 kmol de productos de la combustión, es una función de la temperatura de combustión ( $Tz$ ) y del calor específico, por eso la última ecuación se puede resolver aplicando el método de aproximaciones sucesivas, utilizando la Tabla 6, la Tabla 7 y con la siguiente fórmula:

$$U''z = (U''c)_{\alpha=1} \cdot (rM2)_{\alpha=1} + U_c \cdot (\text{rea}) \quad (3.19)$$

Tabla 6: *Energía interna de los productos de combustión en MJ/Kmol*

T °C	Gasolina, siendo $\alpha$ igual a				Diésel $\alpha=1$
	1.0	0.9	0.8	0.7	
0	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.000
100	2.2530	2.2045	2.1881	2.1685	2.252
200	4.5766	4.5352	4.4867	4.4285	4.580
300	6.3969	6.9165	6.8337	6.7344	6.992
400	9.4881	9.3842	9.2584	9.1123	9.483
500	12.0740	11.9386	11.7688	11.5713	12.100
600	14.7500	14.5759	14.3590	14.1057	14.779
700	17.5130	17.2989	17.0422	16.7202	17.585
800	20.3090	20.0938	18.7753	19.4024	20.390
900	23.2600	22.9688	22.5870	22.1510	23.237
1000	26.2262	25.8800	25.4548	24.9534	26.293
1100	29.2490	28.8569	28.3743	27.7968	29.308
1200	32.3250	31.8871	31.3476	30.7140	32.406
1300	35.4430	34.9565	34.3598	33.6586	35.504
1400	38.6010	38.0531	37.4129	36.6433	38.686

1500	41.6760	41.1969	40.4990	39.6603	41.868
1600	45.0140	44.3680	43.6125	42.7048	45.008
1700	48.2680	47.5716	46.7580	45.7802	48.358
1800	51.5370	50.7924	49.9207	48.8732	51.498
1900	54.8350	55.0398	53.1101	51.9929	54.931
2000	58.1500	57.3052	56.3174	55.1298	58.197

Fuente: (Jóvaj, 1982, p. 67).

Tabla 7: *Energía interna de los gases en MJ/Kmol*

T °C	Aire	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	CO	H <sub>2</sub>
0	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
100	2.015	2.123	2.072	2.981	2.541	2.085	2.064
200	4.195	4.325	4.162	6.347	5.162	4.199	4.153
300	6.364	6.628	6.293	10.031	7.879	6.360	6.242
400	8.591	9.027	8.474	13.975	10.71	8.591	8.348
500	10.890	11.509	10.726	18.129	13.657	10.79	10.467
600	13.255	14.068	13.038	22.462	16.726	13.268	12.602
700	15.684	16.684	15.420	26.950	19.933	15.705	14.767
800	18.171	19.347	17.857	31.560	23.262	18.204	16.965
900	20.708	22.060	20.348	36.27	26.724	20.754	19.201
1000	23.983	24.803	22.881	41.077	30.304	23.350	21.474
1100	25.899	27.578	25.456	45.971	34.001	25.983	23.793
1200	28.554	30.379	28.068	50.911	37.811	28.654	26.152
1300	31.238	33.241	30.714	55.894	41.721	31.348	28.562
1400	33.951	36.065	33.385	60.96	45.72	34.072	31.011
1500	36.689	38.950	36.086	66.086	49.823	36.814	33.498
1600	39.444	41.855	38.799	71.175	53.758	38.578	36.023
1700	42.203	44.799	41.537	76.325	58.238	42.370	38.585
1800	45.008	47.729	44.296	81.517	62.551	45.175	41.177
1900	47.813	50.702	47.059	86.708	66.947	47.981	43.794
2000	50.660	53.716	49.823	90.942	71.343	50.786	46.473

Fuente: (Jóvaj, 1982, p. 66).

Como lo mencionamos, para hallar la energía interna ( $U''z$ ) de 1 kmol de productos de la combustión, utilizaremos la siguiente fórmula:

$$U''z = (U''c)_{\alpha=1} \cdot (rM2)_{\alpha=1} + U_c \cdot (rea)$$

Donde:

$$(rM2)_{\alpha=1} = \frac{M2_{\alpha=1}}{M2} \quad \text{y} \quad (rea) = \frac{(\alpha-1) \cdot L_o}{M2}$$

### 3.1.6.2. Temperatura de combustión ( $T_z$ )

▪ Primero tomamos una  $T_z = 1700 \text{ °C}$  ( $T_z = 1973 \text{ °K}$ ), para la cual buscamos las energías internas deseadas  $(U''c)_{\alpha=1}$  y  $(U_c)$  de las Tablas 6 y 7 respectivamente:

$$U''z = 48358 \text{ KJ/Kmol} \cdot \left( \frac{0.5297 \text{ Kmol/Kg}}{1.0837 \text{ Kmol/Kg}} \right) + 42203 \text{ KJ/Kmol} \cdot \left( \frac{0.5539 \text{ Kmol/Kg}}{1.0837 \text{ Kmol/Kg}} \right)$$

$$U''z = 45211.80 \text{ KJ/Kmol}$$

Entonces reemplazando el valor obtenido de ( $U''z$ ) en la ecuación (3.18), tenemos:

$$45211.80 \text{ KJ/Kmol} + 8.314 \text{ KJ/Kmol} \cdot \text{°K} \cdot (1973 \text{ °K}) = 61615.32 \text{ KJ/Kmol.}$$

Como podemos observar el valor obtenido de  $61615.32 \text{ KJ/Kmol}$  para  $T_z = 1700 \text{ °C}$  ( $T_z = 1973 \text{ °K}$ ), está por debajo del valor deseado de  $62570.85 \text{ KJ/Kmol}$ .

▪ Ahora hacemos el mismo cálculo para  $T_z = 1800 \text{ °C}$  ( $T_z = 2073 \text{ °K}$ ), para la cual buscamos las energías internas deseadas  $(U''c)_{\alpha=1}$  y  $(U_c)$  de las Tablas 6 y 7 respectivamente:

$$U''z = 51498 \text{ KJ/Kmol} \cdot \left( \frac{0.5297 \text{ Kmol/Kg}}{1.0837 \text{ Kmol/Kg}} \right) + 45008 \text{ KJ/Kmol} \cdot \left( \frac{0.5539 \text{ Kmol/Kg}}{1.0837 \text{ Kmol/Kg}} \right)$$

$$U''z = 48180.56 \text{ KJ/Kmol}$$

Entonces reemplazando el valor obtenido de ( $U''z$ ) en la ecuación (3.18), tenemos:

$$48180.56 \text{ KJ/Kmol} + 8.314 \text{ KJ/Kmol} \cdot \text{°K} \cdot (2073 \text{ °K}) = 65415.48 \text{ KJ/Kmol}$$

Como podemos observar el valor obtenido de  $65415.48 \text{ KJ/Kmol}$  para  $T_z = 1800 \text{ °C}$  ( $T_z = 2073 \text{ °K}$ ), está por encima del valor deseado de  $62570.85 \text{ KJ/Kmol}$ .

Comparando ambos resultados es evidente que la temperatura de combustión buscada ( $T_z$ ) está entre  $1700$  a  $1800 \text{ °C}$  y admitiendo que, para la variación de temperatura, la energía interna varía linealmente, obtenemos:

$$\frac{1700\text{ °C} - T_z}{1700\text{ °C} - 1800\text{ °C}} = \frac{61615.32\text{ KJ/Kmol} - 62570.85\text{ KJ/Kmol}}{61615.32\text{ KJ/Kmol} - 65415.48\text{ KJ/Kmol}}$$

Resolviendo, obtenemos la temperatura de combustión:

$$T_z = 1725.14\text{ °C} \text{ ó } 1998.14\text{ °K}$$

▪ El coeficiente de expansión preliminar en el proceso de combustión ( $\rho$ ) es:

$$\rho = \frac{\mu_r \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \tag{3.20}$$

Donde:

$\mu_r$ : Coeficiente real de variación molecular.

$T_z$ : Temperatura de combustión. (°K)

$\lambda$ : Grado de elevación de la presión.

$T_c$ : Temperatura de compresión. (°K)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\rho = \frac{1.0288 \cdot 1998.14\text{ °K}}{1.7 \cdot 1039.75\text{ °K}}$$

$$\rho = 1.1630$$

### 3.1.6.3. Presión máxima de combustión ( $P_z$ )

$$P_z = \lambda \cdot P_c \tag{3.21}$$

Donde:

$\lambda$ : Grado de elevación de la presión.

$P_c$ : Presión de compresión. (°K)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_z = 1.7 \cdot 10.67\text{ MPa}$$

$$P_z = 18.14\text{ MPa}$$

### 3.1.7. Parámetros del Proceso de Expansión

El grado de expansión posterior ( $\delta$ ) es:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (3.22)$$

Donde:

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$\rho$ : Coeficiente de expansión preliminar en el proceso de combustión.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\delta = \frac{16}{1.1630}$$

$$\delta = 13.76$$

Para motores diésel el exponente politrópico  $n_2 = 1.18$  a  $1.28$  (Jóvaj, 1982, p. 161). Para nuestros cálculos tomaremos:  $n_2 = 1.28$ .

#### 3.1.7.1. Temperatura al final de la expansión ( $T_b$ )

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (3.23)$$

Donde:

$T_z$ : Temperatura de combustión. ( $^{\circ}\text{K}$ )

$\delta$ : Grado de expansión posterior.

$n_2$ : Exponente politrópico. (1.28)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$T_b = \frac{1998.14 \text{ } ^{\circ}\text{K}}{13.76^{1.28-1}}$$

$$T_b = 959.05 \text{ } ^{\circ}\text{K}$$

### 3.1.7.2. Presión al final de la expansión ( $P_b$ )

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (3.24)$$

Donde:

$P_z$ : Presión de combustión. (°MPa)

$\delta$ : Grado de expansión posterior.

$n_2$ : Exponente politrópico. (1.28)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_b = \frac{18.14 \text{ MPa}}{13.76^{1.28}}$$

$$P_b = 0.63 \text{ MPa}$$

### 3.1.8. Presión media indicada del ciclo ( $P_i$ )

Es la presión manométrica convencional de acción constante con la cual el trabajo realizado por los gases durante una carrera del pistón es igual al trabajo indicado correspondiente del ciclo.

La presión media indicada para el diagrama no redondeado ( $P_{i_{nr}}$ ) es:

$$P_{i_{nr}} = P_a \cdot \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.25)$$

Donde:

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$n_1$ : Exponente politrópico. (1.38)

$\lambda$ : Grado de elevación de la presión.

$\rho$ : Coeficiente de expansión preliminar en el proceso de combustión.

$n_2$ : Exponente politrópico. (1.28)

$\delta$ : Grado de expansión posterior.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_{i_{nr}} = 0.23 \text{ MPa} \cdot \frac{16^{1.38}}{16-1} \left[ 1.7 \cdot (1.1630 - 1) + \frac{1.7 \cdot 1.1630}{1.28 - 1} \left( 1 - \frac{1}{13.76^{1.28-1}} \right) - \frac{1}{1.38 - 1} \left( 1 - \frac{1}{16^{1.38-1}} \right) \right]$$

$$P_{i_{nr}} = 1.4955 \text{ MPa}$$

La presión media indicada del ciclo real ( $P_i$ ), tomando en cuenta el coeficiente de redondeamiento del diagrama ( $\varphi_i$ ) que según los resultados experimentales para motores de dos tiempos con barrido uniflujo, esta entre 0.94 a 0.98 (Jóvaj, 1982, p. 171). Para nuestros cálculos asumiremos  $\varphi_i = 0.95$ .

Tendríamos entonces:

$$P_i = \varphi_i \cdot P_{i_{nr}} \tag{3.26}$$

Donde:

$\varphi_i$ : Coeficiente de redondeamiento del diagrama.

$P_{i_{nr}}$ : Presión media indicada para el diagrama no redondeado. (MPa)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_i = 0.95 \cdot 1.50 \text{ MPa}$$

$$P_i = 1.4207 \text{ MPa}$$

### 3.1.9. Principales parámetros del ciclo

#### 3.1.9.1. Velocidad del pistón ( $V_p$ )

$$V_p = \frac{S \cdot n}{30000} \tag{3.27}$$

Donde:

$V_p$ : Velocidad del pistón. (m/s)

$S$ : Carrera. (mm)

$n$ : Revoluciones del motor. (Rpm)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$V_p = \frac{279.40 \text{ mm} \cdot 904 \text{ Rpm}}{30000}$$

$$V_p = 8.42 \text{ m/s}$$

La fracción de la presión indicada que se gasta en vencer la fricción y accionar los mecanismos auxiliares se halla recurriendo a la siguiente ecuación y se denomina Pérdidas mecánicas ( $P_m$ ).

$$P_m = A + B \cdot (V_p) \quad (3.28)$$

En donde los coeficientes A y B son dados para determinar ( $P_m$ ) en MPa.

Donde  $A = 0.105$  y  $B = 0.012$ , para motores Diésel con cámara de combustión directa (Jóvaj, 1982, p. 212).

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_m = 0.105 + 0.012 \cdot (8.42 \text{ m/s})$$

$$P_m = 0.2060 \text{ MPa}$$

### 3.1.9.2. Presión media efectiva del ciclo ( $P_e$ )

$$P_e = P_i - P_m \quad (3.29)$$

Donde:

$P_i$ : Presión media indicada del ciclo real. (MPa)

$P_m$ : Pérdidas mecánicas. (MPa)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_e = P_i - P_m$$

$$P_e = 1.4207 \text{ MPa} - 0.2060 \text{ MPa}$$

$$P_e = 1.2147 \text{ MPa}$$

### 3.1.9.3. Rendimiento Mecánico ( $\eta_m$ )

$$\eta_m = \frac{P_i - P_m}{P_i} \quad (3.30)$$

Donde:

$P_i$ : Presión media indicada del ciclo real. (MPa)

$P_m$ : Pérdidas mecánicas. (MPa)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_m = \frac{1.2147 \text{ Mpa}}{1.4207 \text{ Mpa}}$$

$$\eta_m = 0.85$$

### 3.1.10. Índices del ciclo de trabajo

#### 3.1.10.1. Parámetros indicados

##### • Potencia Indicada (Ni)

$$N_i = \frac{P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (3.31)$$

Donde:

Ni: Potencia indicada. (KW)

Pi: Presión media indicada del ciclo real. (MPa)

i: Número de cilindros.

Vh: Volumen de un cilindro. (Lt)

n: Revoluciones del motor. (Rpm)

$\tau$ : Número de tiempos del motor diésel.

Para calcular el volumen de un cilindro (Vh), utilizamos la siguiente fórmula:

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \quad (3.32)$$

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot (23.02 \text{ cm})^2 \cdot 27.94 \text{ cm}$$

$$V_h = 11627.58 \text{ cm}^3$$

$$V_h = 11.63 \text{ Lt}$$

Reemplazando los valores, tenemos:

$$N_i = \frac{1.4207 \text{ MPa} \cdot 12 \cdot 11.63 \text{ Lt} \cdot 904 \text{ Rpm}}{30 \cdot 2}$$

$$N_i = 2986.68 \text{ KW} \text{ ó } 4003.59 \text{ HP}$$

- El consumo específico indicado de combustible ( $g_i$ ) lo podemos calcular con la fórmula:

$$g_i = 3600 \cdot \frac{\rho_k \cdot \eta_v}{I_o \cdot P_i \cdot \alpha} \quad (3.33)$$

Donde:

$g_i$ : consumo específico indicado de combustible. (gr/Kw-h)

$\rho_k$ : Densidad del aire después del turbocompresor. (Kg/m<sup>3</sup>)

$\eta_v$ : Rendimiento volumétrico.

$I_o$ : Cantidad teórica necesaria para la combustión de 1 kg de combustible.

$P_i$ : Presión media indicada del ciclo real. (MPa)

$\alpha$ : Coeficiente de exceso de aire.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$g_i = 3600 \cdot \frac{2.54 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0.93}{14.45 \cdot 1.4207 \text{ MPa} \cdot 2.11}$$

$$g_i = 195.74 \text{ gr/Kw} - \text{h}$$

- El rendimiento indicado del ciclo ( $\eta_i$ ) se halla de la expresión:

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i \cdot H_u} \quad (3.34)$$

Donde:

$\eta_i$ : Rendimiento indicado del ciclo.

$g_i$ : Consumo específico indicado de combustible. (gr/Kw-h)

$H_u$ : Poder calorífico del Diesel-2 (MJ/Kg)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_i = \frac{3600}{195.74 \text{ gr/Kw} - \text{h} \cdot 42.5 \text{ MJ/Kg}}$$

$$\eta_i = 0.43$$

### 3.1.10.2. Parámetros efectivos

#### ▪ Potencia efectiva y pérdidas mecánicas

La potencia que puede obtenerse en el cigüeñal del motor se denomina efectiva. La potencia efectiva ( $N_e$ ) es menor que la indicada ( $N_i$ ) en la magnitud de la potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas ( $N_m$ ), es decir:

$$N_e = N_i - N_m \quad (3.35)$$

Donde:

$N_e$ : Potencia efectiva. (KW)

$N_i$ : Potencia indicada. (KW)

$N_m$ : Potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas. (KW)

La fórmula de la potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas, cuya fórmula es análoga a la de la potencia indicada (en KW) es:

$$N_m = \frac{P_m \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (3.36)$$

Donde:

$N_m$ : Potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas. (KW)

$P_m$ : Presión de pérdidas mecánicas. (MPa)

$i$ : Número de cilindros.

$V_h$ : Volumen de un cilindro. (Lt)

$n$ : Revoluciones del motor. (Rpm)

$\tau$ : Número de tiempos del motor diésel.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$N_m = \frac{0.2060 \text{ MPa} \cdot 12 \cdot 11.63 \text{ Lt} \cdot 904 \text{ Rpm}}{30 \cdot 2}$$

$$N_m = 433.13 \text{ KW} \text{ ó } 580.60 \text{ HP}$$

- La potencia efectiva ( $N_e$ ) será:

$$N_e = 2986.68 \text{ KW} - 433.13 \text{ KW}$$

$$N_e = 2553.55 \text{ KW} \text{ ó } 3422.99 \text{ HP}$$

Como el cigüeñal del motor diésel esta acoplado al alternador, tomamos una eficiencia de 95% de transmisión, tenemos así:

$$N_{e_{95\%}} = 2553.55 \text{ KW} \cdot 0.95$$

$$N_{e_{95\%}} = 2425.87 \text{ KW} \text{ ó } 3251.84 \text{ HP}$$

- Rendimiento Mecánico ( $\eta_m$ ):

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} \quad (3.37)$$

Donde:

$N_e$ : Potencia efectiva. (KW)

$N_i$ : Potencia indicada. (KW)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_m = \frac{2553.55 \text{ KW}}{2986.68 \text{ KW}}$$

$$\eta_m = 0.85$$

- El consumo específico efectivo de combustible ( $g_e$ ) viene dado por:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (3.38)$$

Donde:

$g_e$ : consumo específico efectivo de combustible. (gr/Kw-h)

$g_i$ : consumo específico indicado de combustible. (gr/Kw-h)

$\eta_m$ : Rendimiento Mecánico.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$ge = \frac{195.74 \text{ gr/Kw} - h}{0.85}$$

$$ge = 230.28 \text{ gr/Kw} - h$$

- Rendimiento Efectivo del Ciclo ( $\eta_e$ )

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \tag{3.39}$$

Donde:

$\eta_i$ : Rendimiento indicado del ciclo.

$\eta_m$ : Rendimiento mecánico.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_e = 0.43 \cdot 0.85$$

$$\eta_e = 0.37$$

### 3.1.11. Resultados y Gráficos

A continuación, en la figura 37 se muestra los resultados obtenidos para todos los puntos de aceleración del Motor diésel 12N-710G3B-ES de la locomotora GT42AC de acuerdo a los cálculos realizados.

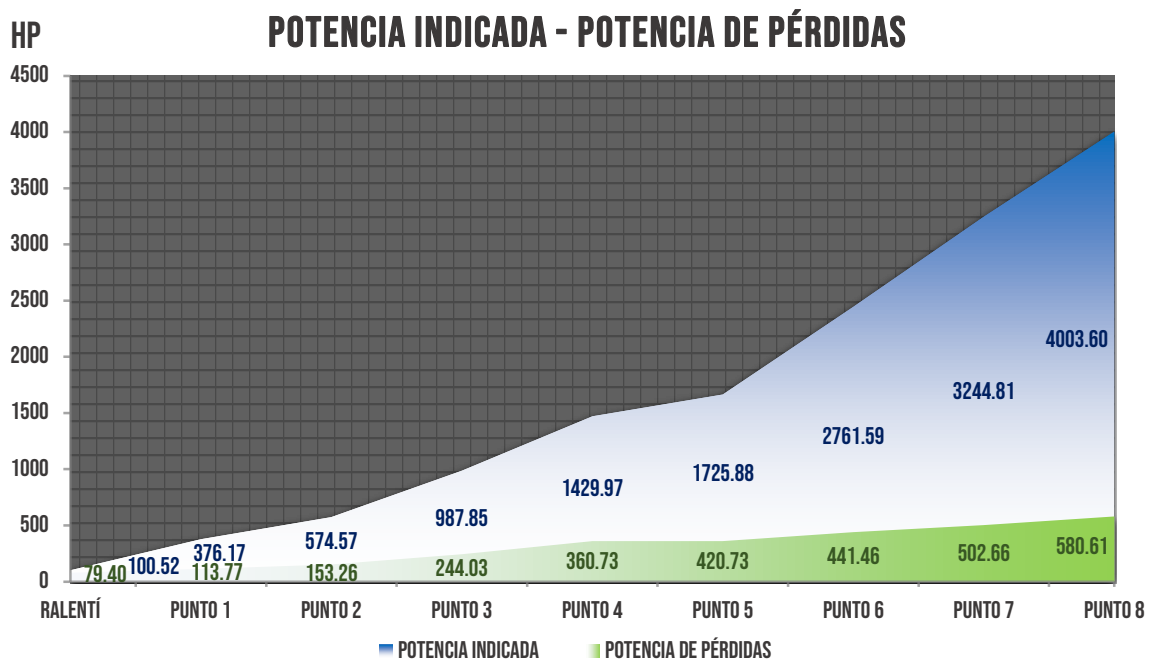


Figura 37: Potencia indicada y potencia de pérdidas para los 8 puntos de aceleración

Fuente: Elaboración propia.

Restando la potencia indicada (Ni) menos la potencia de pérdidas (Nm) y con un 95% de eficiencia de transmisión del Motor Diésel al Alternador principal acoplado, obtenemos la potencia efectiva (Ne) mostrada en la figura 38.

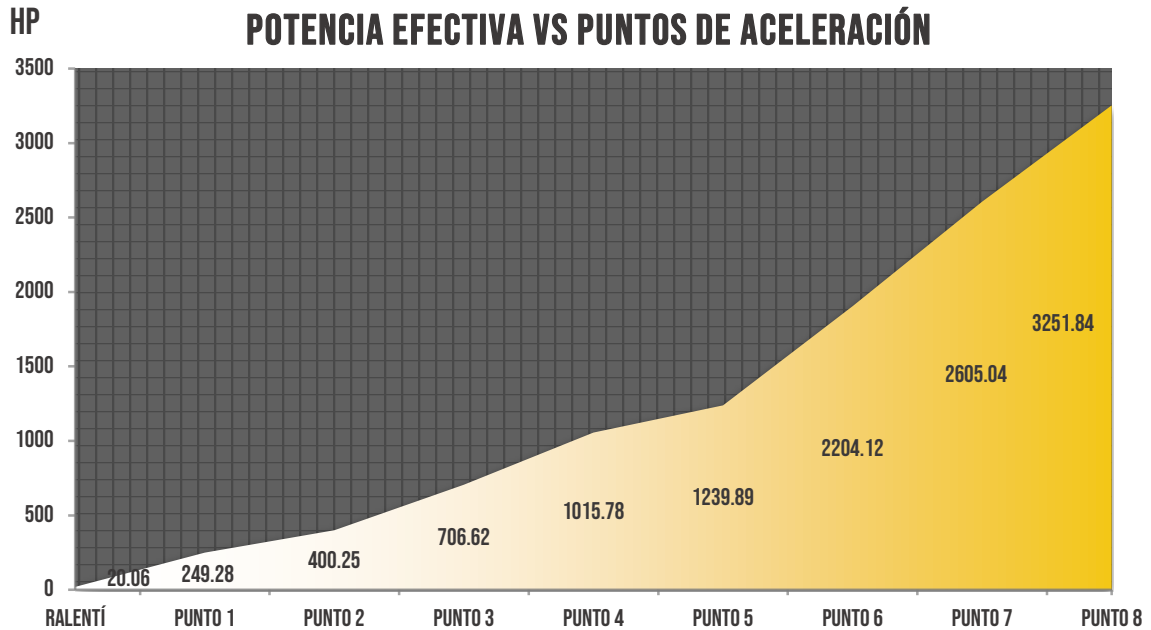


Figura 38: Potencia efectiva vs puntos de aceleración

Fuente: Elaboración propia.

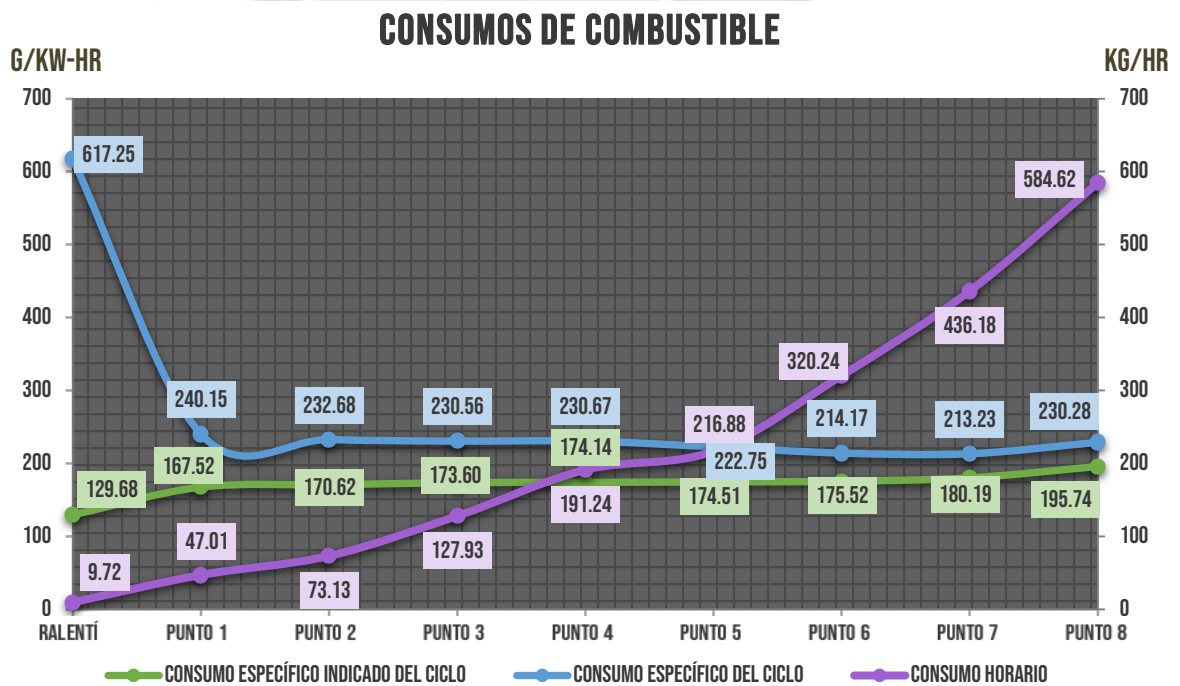


Figura 39: Consumos de combustible diésel

Fuente: Elaboración propia.

Los rendimientos indicados, rendimientos mecánicos y rendimientos efectivos del ciclo diésel calculados para los 8 puntos de aceleración se muestran en la figura 40.

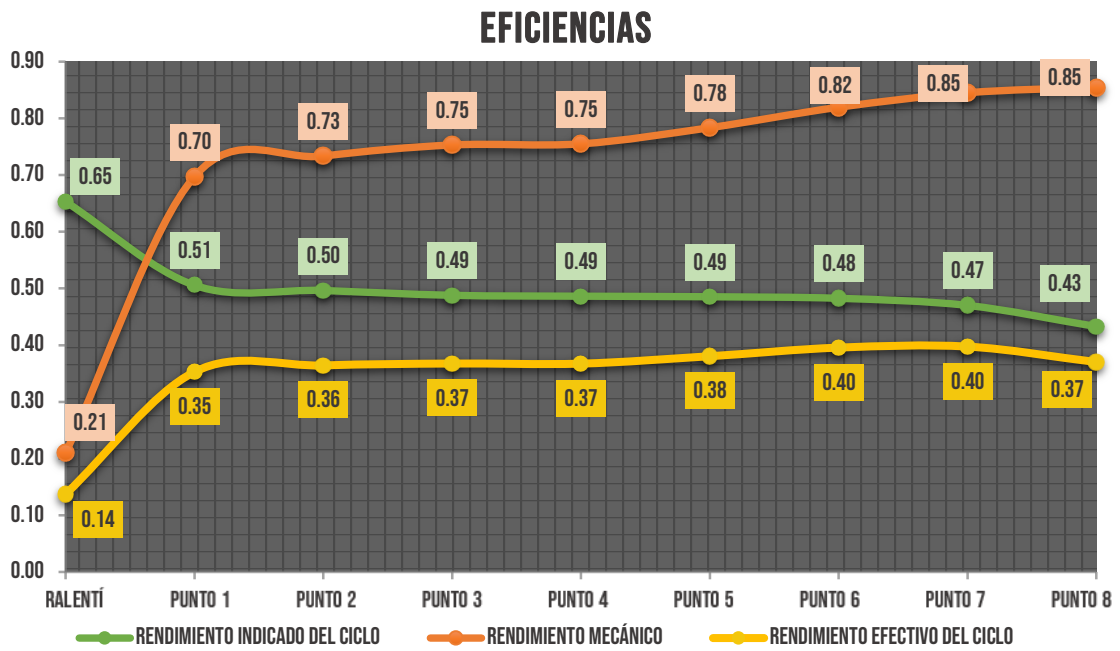


Figura 40: Eficiencias del ciclo diésel

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 8: Resultados para todos los puntos de aceleración del Motor diésel

Puntos de aceleración	RPM	$\alpha$	gi (g/kw-hr)	$\eta_i$	$\eta_m$	$\eta_e$	ge (g/kw-hr)	Gc (kg/hr)	Ni (HP)	Nm (HP)	Ne (HP) Con 95% de Transmisión
Ralentí	200	10.00	129.68	0.65	0.21	0.14	617.25	9.72	100.52	79.40	20.06
Punto 1	270	2.80	167.52	0.51	0.70	0.35	240.15	47.01	376.17	113.77	249.28
Punto 2	343	2.51	170.62	0.50	0.73	0.36	232.68	73.13	574.57	153.26	400.25
Punto 3	490	2.30	173.60	0.49	0.75	0.37	230.56	127.93	987.85	244.03	706.62
Punto 4	568	2.27	174.14	0.49	0.75	0.37	230.67	191.24	1429.97	360.73	1015.78
Punto 5	651	2.25	174.51	0.49	0.78	0.38	222.75	216.88	1725.88	420.73	1239.89
Punto 6	750	2.20	175.52	0.48	0.82	0.40	214.17	320.24	2761.59	441.46	2204.12
Punto 7	820	2.14	180.19	0.47	0.85	0.40	213.23	436.18	3244.81	502.66	2605.04
Punto 8	904	2.11	195.74	0.43	0.85	0.37	230.28	584.62	4003.60	580.61	3251.84

Fuente: Elaboración propia.

### 3.2. Cálculo térmico del Motor diésel empleando el Sistema dual fuel

Para realizar los cálculos del sistema dual fuel (Diésel – GNC) tomaremos las sustituciones parciales de combustible diésel que se puede reemplazar por el GNC por cada punto de aceleración. Para el Punto de aceleración N°8, tenemos una fracción de combustible de GNC de 80% y una fracción de combustible diésel de 20% como combustible piloto, por lo que se utilizará las mismas ecuaciones que para un motor de encendido por compresión.

En la primera parte hallaremos la cantidad estequiométrica de aire necesario en base volumétrica y también en base molar. En lo que se refiere a los productos de combustión, también tomaremos por fracciones, es decir 80% de Metano y 20% de Diésel.

Las principales propiedades del GNC son su poder calorífico (Hu): 36 MJ/m<sup>3</sup> (49.8 MJ/Kg) y la densidad ( $\rho_m$ ): 0.72 Kg/m<sup>3</sup> comprimido a 200 Bar (Osinergmin, 2008, p. 68).

#### 3.2.1. Aire teórico para combustión de 1 m<sup>3</sup> o 1 kmol de combustible (Lo)

Considerando que el contenido en volumen de oxígeno en el aire es aproximadamente 21%, obtendremos respectivamente la cantidad teórica necesaria para la combustión de 1 m<sup>3</sup> ó 1 Kmol de combustible gaseoso. (Donde la composición de combustible gaseoso es de tipo C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>O<sub>r</sub> (Jóvaj, 1982, p. 49). Para el Metano CH<sub>4</sub>, el número de átomos es: n = 1, m = 4 y r = 0.

Tenemos así, la siguiente ecuación:

$$Lo = \frac{1}{\% \text{ Oxígeno}} \cdot \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \quad (3.40)$$

$$Lo = \frac{1}{0.21} \cdot \left( 1 + \frac{4}{4} \right)$$

$$Lo = 9.52 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ CH}_4 \text{ (Kmol de aire/Kmol CH}_4\text{)}$$

La masa molecular aparente del aire es:  $\mu_a = 28.96$ :

La cantidad teórica de aire en base másica es:

$$lo = Lo \cdot \frac{\mu_a}{\mu_{\text{CH}_4}} \quad (3.41)$$

$$l_o = 9.52 \frac{\text{Kmol aire}}{\text{Kmol CH}_4} \cdot \frac{28.96 \text{ Kg de aire/Kmol de aire}}{16.04 \text{ Kg de CH}_4/\text{Kmol de CH}_4}$$

$$l_o = 17.20 \text{ Kg de aire/Kg de CH}_4$$

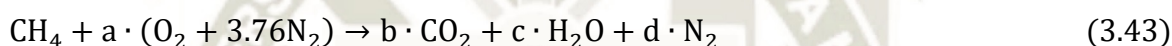
La masa molecular aparente del aire es:  $\mu_a = 28.96$ :

$$L_o = \frac{l_o}{\mu_a} \tag{3.42}$$

$$L_o = \frac{17.20 \text{ Kg de aire/Kg de CH}_4}{28.96 \text{ Kg de aire/Kmol de aire}}$$

$$L_o = 0.5939 \text{ Kmol de aire/Kg de CH}_4$$

“También se puede obtener la cantidad teórica de aire, realizando la reacción del metano con aire, donde los productos de combustión son dióxido de carbono, agua y nitrógeno”.



Donde a, b, c y d representan los moles de cada elemento ( $\text{m}^3$  en nuestro caso). Aplicando el principio de conservación de la materia:

**C:**

$$b = 1$$

**H:**

$$c = 2$$

**O:**

$$2(a) = 2b + 2$$

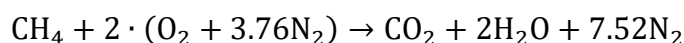
$$a = 2$$

**N:**

$$d = 3.76 (a)$$

$$d = 7.52$$

Reemplazando los valores de a, b, c y d en la ecuación estequiométrica, tenemos:



### 3.2.2. Cantidad total de aire real (M1)

El coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) para motores EC pesados esta entre 1.7 y 2.3 (Alvarado, 1985, p.73). Para nuestro caso, consideraremos:  $\alpha = 2.11$ . Para el combustible gaseoso, tenemos:

En  $m^3$ :

$$M1 = 1 + (\alpha \cdot Lo) \quad (3.44)$$

$$M1 = 1 + (2.11 \cdot 9.52 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ CH}_4)$$

$$M1 = 21.10 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ CH}_4$$

Y también:

$$M1 = \alpha \cdot Lo \quad (3.45)$$

$$M1 = 2.11 \cdot 0.5939 \text{ Kmol de aire/Kg de CH}_4$$

$$M1 = 1.2528 \text{ Kmol de aire/Kg de CH}_4$$

Los productos de combustión para  $\alpha = 1$ :

En  $m^3$ :

$$M2_{\alpha=1} = \left(n + \frac{m}{2}\right) + 0.79 \cdot Lo + N_2 \quad (3.46)$$

$$M2_{\alpha=1} = \left(1 + \frac{4}{2}\right) + 0.79 \cdot (9.52 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ CH}_4) + 7.52$$

$$M2_{\alpha=1} = 18.04 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ CH}_4$$

Y también:

$$M2_{\alpha=1} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 \cdot Lo \quad (3.47)$$

$$M2_{\alpha=1} = \frac{0.75}{12} + \frac{0.25}{2} + 0.79 \cdot (0.5939 \text{ Kmol de aire/Kg de CH}_4)$$

$$M2_{\alpha=1} = 0.6566 \text{ Kmol de aire/Kg de CH}_4$$

La cantidad de aire fresco excedente es:

Tenemos:

$$(\alpha - 1) * Lo = (2.11 - 1) \cdot (9.52) = 10.5714 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ de CH}_4$$

$$(\alpha - 1) * Lo = (2.11 - 1) \cdot (0.5939) = 0.6591 \text{ Kmol de aire/Kg de CH}_4$$

La cantidad total de los productos de combustión se determina:

En m<sup>3</sup>:

$$M2 = M2_{\alpha=1} + (\alpha - 1) \cdot Lo \quad (3.48)$$

$$M2 = 18.04 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ CH}_4 + 10.57 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ CH}_4$$

$$M2 = 28.62 \text{ m}^3 \text{ de aire} / \text{m}^3 \text{ de CH}_4$$

Y también:

$$M2 = M2_{\alpha=1} + (\alpha - 1) \cdot Lo \quad (3.49)$$

$$M2 = 0.6566 \text{ Kmol de aire} / \text{Kg de CH}_4 + 0.6591 \text{ Kmol de aire} / \text{Kg de CH}_4$$

$$M2 = 1.3156 \text{ Kmol de aire} / \text{Kg de CH}_4$$

### 3.2.3. Coeficiente teórico de variación molecular ( $\mu_o$ )

El coeficiente teórico de variación molecular ( $\mu_o$ ), muestra el cambio de volumen durante la combustión, porque el número de moles de los productos de la combustión M2 no es igual al número inicial de moles en la mezcla carburante M1.

$$\mu_o = \frac{M2}{M1} \quad (3.50)$$

$$\mu_o = \frac{1.3156 \text{ Kmol de aire} / \text{Kg de CH}_4}{1.2528 \text{ Kmol de aire} / \text{Kg de CH}_4}$$

$$\mu_o = 1.0501$$

### 3.2.4. Parámetros del Proceso de Admisión

El GNC ingresará a cada cilindro a través de inyectores de gas individuales ubicados en las lumbreras de barrido de cada cilindro dentro de la caja de aire. Por lo tanto, la presión en el regulador de presión debe ser igual o mayor que la presión de la caja de aire, para que haya una buena mezcla e inyección del GNC.

El control del motor diésel Electro Motive (EMDEC) nos proporciona el valor de la presión del aire en la caja de aire en el Punto de aceleración 8 el cual tiene un valor de 0.24 MPa, este valor nos da la referencia de la presión en el regulador de presión  $P_m = 0.25$  MPa.

- La Temperatura ( $T_k$ ) que se calculó según el estado del aire antes del sistema de admisión, después de ser comprimido y enfriado por los aftercoolers es  $T_k = 342.04$  °K.
- La densidad del aire después del compresor es  $\rho_K = 2.54$  Kg / m<sup>3</sup>.
- La temperatura del GNC que ingresa al regulador de presión será  $T_g = 293$  °K.
- La densidad del GNC es 0.72 Kg/m<sup>3</sup>.

La densidad resultante de la mezcla de aire y GNC en el sistema de admisión, la podemos asumir como un promedio de las dos densidades  $\rho_{(K+m)} = 1.63$  Kg / m<sup>3</sup>.

### 3.2.4.1. Presión al final de la admisión

Para la Presión al final de la admisión ( $P_a$ ), utilizamos la misma ecuación que para motores diésel sobrealimentados:

$$P_a = P_m - (\beta^2 + \xi_{ad}) \cdot \frac{\omega_{ad}^2}{2} \cdot \rho_{(k+m)} \cdot 10^{-6} \quad (3.51)$$

Donde:

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

$P_m$ : Presión del regulador de presión. (MPa)

$\beta$  = Coeficiente de amortiguación de la velocidad de la carga en la sección examinada del cilindro ( $\beta = \omega_c / \omega_{ad}$ ).

$\omega_c$  = Velocidad media del aire en la Sección examinada del cilindro.

$\omega_{ad}$  = Velocidad media del aire en todo el proceso de admisión, medida en la válvula o en las lumbreras de barrido por ser la sección más estrecha del sistema por la que fluye la carga fresca.

$\rho_{(k+m)}$ : Densidad resultante de la mezcla de aire y GNC en el sistema de admisión. (Kg/m<sup>3</sup>)

Según datos experimentales obtenidos al investigar motores diésel, para apertura completa de la válvula en el régimen nominal, la velocidad de movimiento de la carga en la sección

de paso es  $\omega_{ad} = 50$  a  $130$  m/s y  $(\beta^2 + \xi_{ad}) = 2.5$  a  $4$ . Además en los motores de 2 tiempos con barrido uniflujo se tiene que  $P_a = (0.85$  a  $1.05) P_k$  (Jóvaj, 1982, p. 90).

Para nuestros cálculos, asumiremos:

$$\omega_{ad} = 70 \text{ m/s} \quad \text{y} \quad (\beta^2 + \xi_{ad}) = 2.8$$

Tenemos entonces:

$$P_a = 0.25 \text{ MPa} - 2.8 \cdot \frac{\left(70 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2} \cdot 1.63 \text{ Kg/m}^3 \cdot 10^{-6}$$

$$P_a = 0.24 \text{ MPa}$$

En los motores que funcionan con gas, la temperatura de mezcla aire-gas ( $T_m$ ), que entra en el cilindro del motor viene dada por la siguiente fórmula (Jóvaj, 1982, p.94).

$$T_m = \frac{T_g + \alpha \cdot (L_o) \cdot (T_k)}{1 + \alpha \cdot (L_o)} \quad (3.52)$$

Donde:

$T_m$ : Temperatura de la mezcla aire-gas que entra en el cilindro del motor. ( $^{\circ}\text{K}$ )

$T_g$ : Temperatura del gas que ingresa al regulador de presión. ( $^{\circ}\text{K}$ )

$T_k$ : Temperatura del aire después del turbocompresor. ( $^{\circ}\text{K}$ )

$\alpha$ : Coeficiente de exceso de aire.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$T_m = \frac{293 \text{ }^{\circ}\text{K} + 2.11 \cdot 9.52 \cdot 342.04 \text{ }^{\circ}\text{K}}{1 + 2.11 \cdot 9.52}$$

$$T_m = 339.71 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

### 3.2.4.2. Cantidad de gases residuales

En el proceso de escape no se logra desalojar por completo del cilindro los productos de la combustión, ocupando estos cierto volumen a presión  $P_r$  y temperatura  $T_r$ . Al calcular el coeficiente de gases residuales ( $\gamma_r$ ) podemos asumir que la presión de gases residuales  $P_r = (1.1$  a  $1.25)P_o$  y  $T_r = (700$  a  $900 \text{ }^{\circ}\text{K})$  para motores diésel (Jóvaj, 1982, p.91).

Consideramos  $P_r = 0.0975 \text{ MPa}$  y  $T_r = 850 \text{ }^{\circ}\text{K}$  y un incremento de temperatura de la carga  $\Delta T = 15$ .

El coeficiente de gases residuales sería:

$$\gamma_r = \frac{T_m + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \cdot (P_a) - P_r} \quad (3.53)$$

Donde:

$T_m$ : Temperatura de la mezcla aire-gas que entra en el cilindro del motor. (°K)

$\Delta T$ : Temperatura de calentamiento de la carga de aire.

$P_r$ : Presión de gases residuales. (MPa)

$T_r$ : Temperatura de gases residuales. (°K)

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\gamma_r = \frac{339.71 \text{ °K} + 15}{850 \text{ °K}} \cdot \frac{0.0975 \text{ MPa}}{16 \cdot (0.24 \text{ MPa}) - 0.0975 \text{ MPa}}$$

$$\gamma_r = 0.0109$$

### 3.2.4.3. Temperatura al final de la admisión

La temperatura al final de la admisión ( $T_a$ ) viene dada por:

$$T_a = \frac{T_m + \Delta T + \gamma_r \cdot (T_r)}{1 + \gamma_r} \quad (3.54)$$

Donde:

$T_a$ : Temperatura al final de la admisión. (°K)

$T_m$ : Temperatura de la mezcla aire-gas que entra en el cilindro del motor. (°K)

$\Delta T$ : Temperatura de calentamiento de la carga de aire.

$\gamma_r$ : Coeficiente de gases residuales.

$T_r$ : Temperatura de gases residuales. (°K)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$T_a = \frac{339.71 \text{ °K} + 15 + 0.0109 \cdot (850 \text{ °K})}{1 + 0.0109}$$

$$T_a = 360.07 \text{ °K}$$

#### 3.2.4.4. Coeficiente de llenado

Es la razón entre la cantidad de carga fresca que se encuentra en el cilindro al inicio de la compresión real, es decir, al instante en que se cierran los elementos de intercambio de gases, y aquella cantidad de carga fresca que podría llenar la cilindrada (volumen de trabajo del cilindro) en las condiciones de admisión.

El rendimiento volumétrico o coeficiente de llenado ( $\eta_v$ ) se determina asumiendo un coeficiente de recarga  $\varphi = 1$ .

$$\eta_{v,(\varphi = 1)} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_m} \cdot \frac{T_m}{T_a \cdot (1 + \gamma_r)} \quad (3.55)$$

Donde:

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

$P_m$ : Presión en el regulador de presión. (MPa)

$T_m$ : Temperatura de la mezcla aire-gas que entra en el cilindro del motor. (°K)

$T_a$ : Temperatura al final de la admisión. (°K)

$\gamma_r$ : Coeficiente de gases residuales.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_{v,(\varphi = 1)} = \frac{16}{16 - 1} \cdot \frac{0.24 \text{ MPa}}{0.25 \text{ MPa}} \cdot \frac{339.71 \text{ °K}}{360.07 \text{ °K} \cdot (1 + 0.0109)}$$

$$\eta_{v,(\varphi = 1)} = 0.95$$

#### 3.2.5. Parámetros del Proceso de Compresión

Para motores que funcionan con diésel y con gas el exponente politrópico medio de compresión esta entre 1.30 – 1.37 (Jóvaj, 1982, p.118). Escogemos un valor medio para el exponente politrópico, considerándolo constante para todo el proceso:  $n_1 = 1.36$ .

**3.2.5.1. Presión de compresión (Pc)**

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad (3.56)$$

Donde:

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$n_1$ : Exponente politrópico. (1.36)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_c = 0.24 \text{ MPa} \cdot 16^{1.36}$$

$$P_c = 10.37 \text{ MPa}$$

**3.2.5.2. Temperatura de compresión (Tc)**

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n-1} \quad (3.57)$$

Donde:

$T_a$ : Temperatura al final de la admisión. (°K)

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$n_1$ : Exponente politrópico. (1.36)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$T_c = 360.07 \text{ °K} \cdot 16^{1.36 - 1}$$

$$T_c = 976.93 \text{ °K}$$

**3.2.6. Parámetros del Proceso de Combustión**

El combustible diésel piloto pulverizado se inyecta a la mezcla aire-gas comprimida a  $P_c$  y  $T_c$ , ocurriendo el fenómeno de la autoinflamación. La inyección del combustible diésel piloto se produce antes del PMS y puede terminar antes o después del PMS.

El coeficiente real de variación molecular ( $\mu_r$ ) es:

$$\mu_r = \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (3.58)$$

Donde:

$\mu_r$ : Coeficiente real de variación molecular.

$\mu_o$ : Coeficiente teórico de variación molecular.

$\gamma_r$ : Coeficiente de gases residuales.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\mu_r = \frac{1.0501 + 0.0109}{1 + 0.0109}$$

$$\mu_r = 1.0496$$

### 3.2.6.1. Ecuación de la Combustión

$$\frac{\xi_z \cdot Hu}{M1 \cdot (1 + \gamma_r)} + \frac{U_c + \gamma_r \cdot (U''_c)}{1 + \gamma_r} + 8.314 \cdot \lambda \cdot T_c = \mu_r \cdot (U''_z + 8.314 \cdot (T_z)) \quad (3.59)$$

Donde:

$\xi_z$ : Coeficiente de aprovechamiento de calor.

$H_u$ : Poder calorífico del GNC.

$M1$ : Cantidad Total de aire real. (Kmol/Kg)

$\gamma_r$ : Coeficiente de gases residuales.

$\lambda$ : Grado de elevación de la presión.

$T_c$ : Temperatura de compresión. (°K)

$\mu_r$ : Coeficiente real de variación molecular.

$T_z$ : Temperatura de combustión. (°K)

El coeficiente de aprovechamiento de calor ( $\xi_z$ ) se fija basándose en los resultados experimentales en correspondencia con el tipo de motor y regímenes de carga y velocidad del motor, por ejemplo, para motores diésel se tiene que  $\xi_z = 0.70$  a  $0.85$  y para los motores a gas  $\xi_z = 0.80$  a  $0.85$  (Jóvaj, 1982, p. 157). Para nuestros cálculos tomaremos  $\xi_z = 0.83$ .

Hay que tener en cuenta que el análisis de los parámetros de combustión se puede hacer con el poder calorífico del GNC en base másica (48.579 MJ/Kg) ó con el poder calorífico en base volumétrica 36 MJ/m<sup>3</sup>.

Entonces el primer término de la ecuación de combustión se tiene que:

En m<sup>3</sup>:

$$\frac{\xi_z \cdot Hu}{M1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.83 \cdot (36 \cdot 10^3 \text{ KJ/m}^3)}{21.10 \text{ m}^3 \text{ de aire/m}^3 \text{ de CH}_4 \cdot (1 + 0.0109)} = 1401.12 \text{ KJ/m}^3$$

Y también:

$$\frac{\xi_z \cdot Hu}{M1 \cdot (1 + \gamma_r)} = \frac{0.83 \cdot (48.579 \cdot 10^3 \text{ KJ/Kg})}{1.2528 \text{ Kmole de aire/Kg de CH}_4 \cdot (1 + 0.0109)} = 31835.95 \text{ KJ/Kmole}$$

Para hallar el segundo Término de la ecuación de la combustión necesitamos encontrar el calor específico del aire (Cv) a Tc = 976.93 °K (Tc = 703.93 °C), para lo cual utilizaremos nuevamente la Tabla 4: Calor específico molar medios de gases.

Interpolamos y encontramos el calor específico del aire (Cv) para Tc = 976.93 °K (Tc = 703.93 °C):

$$Cv = 22.420 \text{ KJ/Kmole} \cdot ^\circ\text{C}$$

La energía interna (Uc) de 1 Kmole de aire a la temperatura Tc = 976.93 °K (Tc = 703.93 °C) es:

$$Uc = 22.420 \text{ KJ/Kmole} \cdot ^\circ\text{C} \cdot (703.93 ^\circ\text{C})$$

$$Uc = 15782.31 \text{ KJ/Kmole}$$

Para convertir la energía interna (Uc) de 1 Kmole de aire a la temperatura Tc = 976.93 °K (Tc = 703.93 °C) a base volumétrica, debemos encontrar la densidad del aire a condiciones de Tc y Pc:

La densidad del aire a las condiciones de Tc y Pc es:

$$\rho_c = \frac{P_c}{R \cdot T_c} \tag{3.60}$$

Donde:

$\rho_c$ : Densidad del aire a las condiciones de Tc y Pc. (Kg/m<sup>3</sup>)

$P_c$ : Presión de compresión del aire. (KPa)

R: Constante particular del aire. (KN · m/Kg · °K)

$T_c$ : Temperatura de compresión del aire. (°K)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\rho_c = \frac{10370 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{0.2872 \frac{\text{KN} \cdot \text{m}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{K}} \cdot 976.93 ^\circ\text{K}}$$

$$\rho_c = 36.97 \text{ Kg/m}^3$$

Ahora podemos expresar la energía interna ( $U_c$ ) de 1 Kmol de aire en base volumétrica de la siguiente forma:

$$U_c = 15782.31 \frac{\text{KJ}}{\text{Kmol}} \cdot \left( \frac{36.97 \text{ Kg/m}^3}{28.96 \text{ Kg/kmol}} \right)$$

$$U_c = 20149.89 \text{ KJ/m}^3$$

Para determinar la energía interna de los productos de combustión del Metano ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{N}_2$ ) para  $\alpha = 1$  ( $U''_c$ ) $_{\alpha=1}$ , recurrimos a la Tabla 7: Energía interna de los gases.

Interpolando en las columnas de  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{N}_2$  de la Tabla 7 para  $T_c = 976.93 ^\circ\text{K}$  ( $703.93 ^\circ\text{C}$ ) obtenemos:

$$\text{CO}_2: (U''_c)_{\alpha=1} = 27131.31 \text{ KJ/Kmol}$$

$$\text{H}_2\text{O}: (U''_c)_{\alpha=1} = 20063.93 \text{ KJ/Kmol}$$

$$\text{N}_2: (U''_c)_{\alpha=1} = 15515.85 \text{ KJ/Kmol}$$

Ahora para obtener la energía interna de los productos de combustión del Metano en base volumétrica debemos primero dividir cada término con su masa molecular respectiva para luego multiplicarlo con su densidad respectiva, en donde las masas moleculares son las siguientes: ( $\mu_{\text{CO}_2} = 44.01$ ,  $\mu_{\text{H}_2\text{O}} = 18.02$ ,  $\mu_{\text{N}_2} = 28.01$ ,  $\rho_{\text{CO}_2} = 1.98 \text{ Kg/m}^3$ ,  $\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 958 \text{ Kg/m}^3$ ,  $\rho_{\text{N}_2} = 1.25 \text{ Kg/m}^3$ )

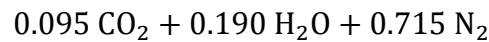
Tenemos entonces:

$$\text{CO}_2: (U''_c)_{\alpha=1} = 27131.31 \text{ KJ/Kmol} = 616.48 \text{ KJ/Kg} = 1220.63 \text{ KJ/m}^3$$

$$\text{H}_2\text{O}: (U''_c)_{\alpha=1} = 20063.93 \text{ KJ/Kmol} = 1113.43 \text{ KJ/Kg} = 1066661.80 \text{ KJ/m}^3$$

$$\text{N}_2: (U''_c)_{\alpha=1} = 15515.85 \text{ KJ/Kmol} = 553.94 \text{ KJ/Kg} = 692.42 \text{ KJ/m}^3$$

De la ecuación de reacción del metano, los productos de combustión expresados en porcentaje son:



Por lo tanto, la energía interna de los productos de combustión del metano es:

$$(U''c)_{\alpha=1} = 0.095(27131.31 \text{ KJ/Kmol}) + 0.190(20063.93 \text{ KJ/Kmol}) + 0.715(15515.85 \text{ KJ/Kmol})$$

$$(U''c)_{\alpha=1} = 17483.45 \text{ KJ/Kmol}$$

Y también:

$$(U''c)_{\alpha=1} = 0.095(1220.63 \text{ KJ/m}^3) + 0.190(1066661.80 \text{ KJ/m}^3) + 0.715(692.42 \text{ KJ/m}^3)$$

$$(U''c)_{\alpha=1} = 203276.79 \text{ KJ/m}^3$$

Ahora para la energía interna de los productos de combustión del Diésel para  $\alpha = 1$ , se puede obtener interpolando para  $T_c = 976.93 \text{ °K}$  ( $703.93 \text{ °C}$ ) de la Tabla 6: Energía interna de los productos de combustión:

$$(U''c)_{\alpha=1} = 17695.32 \text{ KJ/Kmol}$$

La fracción de combustible diésel que actuará como combustible piloto en el punto de aceleración 8 es el 20%, este valor dependerá de la carga, por lo tanto, para el punto de aceleración 8 consideraremos los productos de combustión del metano en 80% y un 20% de productos de combustión diésel, así tendremos la energía interna total para los productos de combustión con  $\alpha = 1$ :

$$(U''c)_{\alpha=1} = 0.80(17483.45 \text{ KJ/Kmol}) + 0.20(17695.32 \text{ KJ/Kmol})$$

$$(U''c)_{\alpha=1} = 17525.83 \text{ KJ/Kmol}$$

La energía interna ( $U''c$ ) de 1 Kmol de productos de combustión a la temperatura  $T_c = 976.93 \text{ °K}$  ( $703.93 \text{ °C}$ ), está integrada por la energía interna de estos últimos siendo  $\alpha = 1$  y la energía del aire excedente, es decir:

$$U''c = (U''c)_{\alpha=1} \cdot (rM2)_{\alpha=1} + U_c \cdot (\text{rea}) \quad (3.61)$$

Donde:

$$(rM2)_{\alpha=1} = \frac{M2_{\alpha=1}}{M2} \quad \text{y} \quad (\text{rea}) = \frac{(\alpha-1) \cdot L_o}{M2}$$

Reemplazando los valores, tenemos:

$$U''c = 17525.83 \text{ KJ/Kmol} \cdot \left( \frac{0.6566 \text{ Kmol/Kg}}{1.3156 \text{ Kmol/Kg}} \right) + 15782.31 \text{ KJ/Kmol} \cdot \left( \frac{0.6591 \text{ Kmol/Kg}}{1.3156 \text{ Kmol/Kg}} \right)$$

$$U''c = 16652.41 \text{ KJ/Kmol}$$

Ahora el Segundo Término de la ecuación de la combustión será:

$$\frac{Uc + \gamma_r \cdot (U''c)}{1 + \gamma_r} = \frac{15782.31 \text{ KJ/Kmol} + 0.0109 \cdot (16652.41) \text{ KJ/Kmol}}{1 + 0.0109} = 15791.72 \text{ KJ/Kmol}$$

La presión máxima en el ciclo queda definida por la magnitud del grado de elevación de la presión  $\lambda = (1.4 - 2.2)$ . Los mayores valores son propios para los motores con cámaras de combustión simples y los menores valores son para motores con cámara de combustión separadas (Jóvaj, 1982, p. 157). Para nuestros cálculos, utilizaremos:  $\lambda = 1.7$

Así tenemos el tercer término de la ecuación de combustión:

$$8.314 \cdot \lambda \cdot Tc = 8.314 \text{ KJ/Kmol} \cdot \text{°K} \cdot 1.7 \cdot 976.93 \text{ °K} = 13807.78 \text{ KJ/Kmol}$$

La suma de todos los términos del primer miembro de la ecuación de combustión es:

$$31835.95 \text{ KJ/Kmol} + 15791.72 \text{ KJ/Kmol} + 13807.78 \text{ KJ/Kmol} = \mu_r \cdot (U''z + 8.314 \cdot (Tz))$$

$$61435.45 \text{ KJ/Kmol} = 1.0496 \cdot (U''z + 8.314 \cdot (Tz))$$

$$U''z + 8.314 \cdot (Tz) = 58532.56 \text{ KJ/Kmol} \quad (3.62)$$

Como podemos observar en la última ecuación (3.62), la energía interna ( $U''z$ ) de 1 kmol de productos de la combustión, es una función de la temperatura de combustión ( $Tz$ ) y del calor específico, por eso la última ecuación se puede resolver aplicando el método de aproximaciones sucesivas, utilizando la Tabla 6: Energía interna de los productos de combustión y la Tabla 7: Energía interna de los gases, y con la fórmula:

$$U''z = (U''c)_{\alpha=1} \cdot (rM2)_{\alpha=1} + Uc \cdot (\text{rea}) \quad (3.63)$$

Donde:

$$(rM2)_{\alpha=1} = \frac{M2_{\alpha=1}}{M2} \quad \text{y} \quad (\text{rea}) = \frac{(\alpha-1) \cdot Lo}{M2}$$

### 3.2.6.2. Temperatura de combustión (Tz)

▪ Primero tomamos una  $Tz = 1600 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $Tz = 1873 \text{ }^{\circ}\text{K}$ ), para la cual buscamos las energías internas deseadas  $(U''c)_{\alpha=1}$  y  $(Uc)$  de las Tablas 6 y 7 respectivamente:

$$U''z = 45008 \text{ KJ/Kmol} \left( \frac{0.6566 \text{ Kmol/Kg}}{1.3156 \text{ Kmol/Kg}} \right) + 39444 \text{ KJ/Kmol} \left( \frac{0.6591 \text{ Kmol/Kg}}{1.3156 \text{ Kmol/Kg}} \right)$$

$$U''z = 42220.71 \text{ KJ/Kmol}$$

Entonces reemplazando el valor obtenido de  $(U''z)$  en la ecuación (3.62), tenemos:

$$42220.71 \text{ KJ/Kmol} + 8.314(1873 \text{ }^{\circ}\text{K}) = 57792.83 \text{ KJ/Kmol}$$

Como podemos observar el valor obtenido de  $57792.83 \text{ KJ/Kmol}$  para  $Tz = 1600 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $Tz = 1873 \text{ }^{\circ}\text{K}$ ), está por debajo del valor deseado de  $58532.56 \text{ KJ/Kmol}$ .

▪ Ahora hacemos el mismo cálculo para  $Tz = 1700 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $Tz = 1973 \text{ }^{\circ}\text{K}$ ), para la cual buscamos las energías internas deseadas  $(U''c)_{\alpha=1}$  y  $(Uc)$  de las Tablas 6 y 7 respectivamente:

$$U''z = 48358 \text{ KJ/Kmol} \left( \frac{0.6566 \text{ Kmol/Kg}}{1.3156 \text{ Kmol/Kg}} \right) + 42203 \text{ KJ/Kmol} \left( \frac{0.6591 \text{ Kmol/Kg}}{1.3156 \text{ Kmol/Kg}} \right)$$

$$U''z = 45274.65 \text{ KJ/Kmol}$$

Entonces reemplazando el valor obtenido de  $(U''z)$  en la ecuación (3.62), tenemos:

$$45274.65 \text{ KJ/Kmol} + 8.314(1973 \text{ }^{\circ}\text{K}) = 61678.17 \text{ KJ/Kmol}$$

Como podemos observar el valor obtenido de  $61678.17 \text{ KJ/Kmol}$  para  $Tz = 1700 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $Tz = 1973 \text{ }^{\circ}\text{K}$ ), está por encima del valor deseado de  $58532.56 \text{ KJ/Kmol}$ .

Comparando los dos resultados es evidente que la temperatura de combustión buscada ( $Tz$ ) está entre  $1600$  a  $1700 \text{ }^{\circ}\text{C}$  y admitiendo que, para la variación de temperatura, la energía interna varía linealmente, obtenemos:

$$\frac{1600 \text{ }^{\circ}\text{C} - Tz}{1600 \text{ }^{\circ}\text{C} - 1700 \text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{57792.83 \text{ KJ/Kmol} - 58545.68 \text{ KJ/Kmol}}{57792.83 \text{ KJ/Kmol} - 61678.17 \text{ KJ/Kmol}}$$

Resolviendo, obtenemos la temperatura de combustión:

$$Tz = 1619.04 \text{ }^{\circ}\text{C} \text{ ó } 1892.04 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

- El coeficiente de expansión preliminar en el proceso de combustión ( $\rho$ ) es:

$$\rho = \frac{\mu_r \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c} \quad (3.64)$$

Donde:

$\mu_r$ : Coeficiente real de variación molecular.

$T_z$ : Temperatura de combustión. (°K)

$\lambda$ : Grado de elevación de la presión.

$T_c$ : Temperatura de compresión. (°K)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\rho = \frac{1.0496 \cdot 1892.04 \text{ °K}}{1.7 \cdot 976.93 \text{ °K}}$$

$$\rho = 1.1957$$

### 3.2.6.3. Presión máxima de combustión ( $P_z$ )

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad (3.65)$$

Donde:

$\lambda$ : Grado de elevación de la presión.

$P_c$ : Presión de compresión. (°K)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_z = 1.7 \cdot 10.37 \text{ MPa}$$

$$P_z = 17.62 \text{ MPa}$$

### 3.2.7. Parámetros del Proceso de Expansión

El grado de expansión posterior ( $\delta$ ) es:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad (3.66)$$

Donde:

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$\rho$ : Coeficiente de expansión preliminar en el proceso de combustión.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\delta = \frac{16}{1.1957}$$

$$\delta = 13.38$$

Para motores diésel el exponente politrópico  $n_2 = 1.18$  a  $1.28$  (Jóvaj, 1982, p. 161). Para nuestros cálculos tomaremos:  $n_2 = 1.28$ .

### 3.2.7.1. Temperatura al final de la expansión ( $T_b$ )

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (3.67)$$

Donde:

$T_z$ : Temperatura de combustión. ( $^{\circ}\text{K}$ )

$\delta$ : Grado de expansión posterior.

$n_2$ : Exponente politrópico. (1.28)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$T_b = \frac{1892.04 \text{ } ^{\circ}\text{K}}{13.38^{1.28-1}}$$

$$T_b = 915.20 \text{ } ^{\circ}\text{K}$$

### 3.2.7.2. Presión al final de la expansión ( $P_b$ )

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}} \quad (3.68)$$

Donde:

$P_z$ : Presión de combustión. ( $^{\circ}\text{MPa}$ )

$\delta$ : Grado de expansión posterior.

$n_2$ : Exponente politrópico. (1.28)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_b = \frac{17.62 \text{ MPa}}{13.38^{1.28}}$$

$$P_b = 0.64 \text{ MPa}$$

### 3.2.8. Presión media indicada del ciclo ( $P_i$ )

Es la presión manométrica convencional de acción constante con la cual el trabajo realizado por los gases durante una carrera del pistón es igual al trabajo indicado correspondiente del ciclo.

La presión media indicada para el diagrama no redondeado ( $P_{i_{nr}}$ ) es:

$$P_{i_{nr}} = P_a \cdot \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon - 1} \left[ \lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.69)$$

Donde:

$P_a$ : Presión al final de la admisión. (MPa)

$\varepsilon$ : Relación de compresión.

$n_1$ : Exponente politrópico. (1.36)

$\lambda$ : Grado de elevación de la presión.

$\rho$ : Coeficiente de expansión preliminar en el proceso de combustión.

$n_2$ : Exponente politrópico. (1.28)

$\delta$ : Grado de expansión posterior.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_{i_{nr}} = 0.24 \text{ MPa} \cdot \frac{16^{1.36}}{16 - 1} \left[ 1.7 \cdot (1.1960 - 1) + \frac{1.7 \cdot 1.1960}{1.28 - 1} \left( 1 - \frac{1}{13.38^{1.28 - 1}} \right) - \frac{1}{1.36 - 1} \left( 1 - \frac{1}{16^{1.36 - 1}} \right) \right]$$

$$P_{i_{nr}} = 1.4970 \text{ MPa}$$

La presión media indicada del ciclo real ( $P_i$ ), tomando en cuenta el coeficiente de redondeamiento del diagrama ( $\varphi_i$ ) que según los resultados experimentales para motores de dos tiempos con barrido uniflujo, esta entre 0.94 a 0.98 (Jóvaj, 1982, p. 171). Para nuestros cálculos asumiremos  $\varphi_i = 0.95$ .

Tendríamos entonces:

$$P_i = \varphi_i \cdot P_{i nr} \quad (3.70)$$

$$P_i = 0.95 \cdot 1.50 \text{ MPa}$$

$$P_i = 1.4221 \text{ MPa}$$

### 3.2.9. Principales parámetros del ciclo

#### 3.2.9.1. Velocidad del pistón ( $V_p$ )

$$V_p = \frac{S \cdot n}{30000} \quad (3.71)$$

Donde:

$V_p$ : Velocidad del pistón. (m/s)

$S$ : Carrera. (mm)

$n$ : Revoluciones del motor. (Rpm)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$V_p = \frac{279.40 \text{ mm} \cdot 904 \text{ Rpm}}{30000}$$

$$V_p = 8.42 \text{ m/s}$$

La fracción de la presión indicada que se gasta en vencer la fricción y accionar los mecanismos auxiliares se halla recurriendo a la siguiente ecuación y se denomina Pérdidas mecánicas ( $P_m$ ):

$$P_m = A + B \cdot (V_p) \quad (3.72)$$

En donde los coeficientes  $A$  y  $B$  son dados para determinar ( $P_m$ ) en MPa. Donde  $A = 0.105$  y  $B = 0.012$  para motores Diésel con cámara de combustión directa (Jóvaj, 1982, p. 212).

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_m = 0.105 + 0.012 \cdot (8.42 \text{ m/s})$$

$$P_m = 0.2060 \text{ MPa}$$

### 3.2.9.2. La presión media efectiva del ciclo ( $P_e$ )

$$P_e = P_i - P_m \quad (3.73)$$

Donde:

$P_i$ : Presión media indicada del ciclo real. (MPa)

$P_m$ : Pérdidas mecánicas. (MPa)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$P_e = P_i - P_m$$

$$P_e = 1.4221 \text{ MPa} - 0.2060 \text{ MPa}$$

$$P_e = 1.2161 \text{ MPa}$$

### 3.2.10. Índices del ciclo de trabajo

#### 3.2.10.1. Parámetros indicados

##### ▪ Potencia Indicada ( $N_i$ )

$$N_i = \frac{P_i \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (3.74)$$

Donde:

$N_i$ : Potencia indicada. (KW)

$P_i$ : Presión media indicada del ciclo real. (MPa)

$i$ : Número de cilindros.

$V_h$ : Volumen de un cilindro. (Lt)

$n$ : Revoluciones del motor. (Rpm)

$\tau$ : Número de tiempos del motor diésel.

Para calcular el volumen de un cilindro ( $V_h$ ), utilizamos la siguiente fórmula:

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot S \quad (3.75)$$

$$V_h = \frac{\pi}{4} \cdot (23.02 \text{ cm})^2 \cdot 27.94 \text{ cm}$$

$$V_h = 11627.58 \text{ cm}^3$$

$$V_h = 11.63 \text{ Lt}$$

Reemplazando los valores, tenemos:

$$N_i = \frac{1.4221 \text{ MPa} \cdot 12 \cdot 11.63 \text{ Lt} \cdot 904 \text{ Rpm}}{30 \cdot 2}$$

$$N_i = 2989.71 \text{ KW} \text{ ó } 4007.65 \text{ HP}$$

### 3.2.10.2. Parámetros efectivos

#### ▪ Potencia efectiva y pérdidas mecánicas

La potencia que puede obtenerse en el cigüeñal del motor se denomina efectiva. La potencia efectiva ( $N_e$ ) es menor que la indicada ( $N_i$ ) en la magnitud de la potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas ( $N_m$ ), es decir:

$$N_e = N_i - N_m \quad (3.76)$$

Donde:

$N_e$ : Potencia efectiva. (KW)

$N_i$ : Potencia indicada. (KW)

$N_m$ : Potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas. (KW)

La fórmula de la potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas, cuya fórmula es análoga a la de la potencia indicada (en KW) es:

$$N_m = \frac{P_m \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (3.77)$$

Donde:

$N_m$ : Potencia que se gasta en las pérdidas mecánicas. (KW)

$P_m$ : Presión de pérdidas mecánicas. (MPa)

$i$ : Número de cilindros.

Vh: Volumen de un cilindro. (Lt)

n: Revoluciones del motor. (Rpm)

$\tau$ : Número de tiempos del motor diésel.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$Nm = \frac{0.2060 \text{ MPa} \cdot 12 \cdot 11.63 \text{ Lt} \cdot 904 \text{ Rpm}}{30 \cdot 2}$$

$$Nm = 433.13 \text{ KW} \text{ ó } 580.60 \text{ HP}$$

▪ La potencia efectiva (Ne) será:

$$Ne = 2989.71 \text{ KW} - 433.13 \text{ KW}$$

$$Ne = 2556.58 \text{ KW} \text{ ó } 3427.05 \text{ HP}$$

Como el cigüeñal del motor diésel esta acoplado al alternador, tomamos una eficiencia de 95% de transmisión, tenemos así:

$$Ne_{95\%} = 2556.58 \text{ KW} \cdot 0.95$$

$$Ne_{95\%} = 2428.75 \text{ KW} \text{ ó } 3255.70 \text{ HP}$$

### 3.2.11. Consumos de combustible en el Sistema dual fuel (Diésel – GNC)

Para calcular los consumos de combustible en el Sistema dual fuel, tomaremos como referencia los consumos horarios del combustible diésel obtenidos en el cálculo térmico del motor diésel desarrollados anteriormente, dichos consumos de combustible los podemos observar en la Tabla 9.

Tabla 9: *Consumos horarios de combustible diésel por punto de aceleración*

Punto Nro.	Gc - Diésel (Kg/hr)	Gc - Diésel (m <sup>3</sup> /hr)	Gc - Diésel (Gal/hr)
Ralentí	9.72	0.0114	3.02
Punto 1	47.01	0.0553	14.61
Punto 2	73.13	0.0860	22.73
Punto 3	127.93	0.1505	39.76
Punto 4	191.24	0.2250	59.44
Punto 5	216.88	0.2551	67.40
Punto 6	320.24	0.3768	99.53
Punto 7	436.18	0.5132	135.56
Punto 8	584.62	0.6878	181.69

Fuente: Elaboración propia.

Para determinar los consumos indicados y específicos de combustible en el Sistema dual fuel, necesitaremos las potencias indicadas ( $N_i$ ) y las potencias efectivas calculadas anteriormente ( $N_e$ ).

Tabla 10: *Potencia indicada y potencia efectiva por punto de aceleración*

<b>Punto Nro.</b>	<b><math>N_i</math> (Kw)</b>	<b><math>N_e</math> (Kw)</b>
Ralentí	111.66	15.83
Punto 1	325.30	195.94
Punto 2	478.48	314.14
Punto 3	788.72	553.95
Punto 4	1109.77	797.86
Punto 5	1288.01	974.52
Punto 6	2044.05	1728.66
Punto 7	2434.05	2041.16
Punto 8	2989.71	2556.58

Fuente: Elaboración propia.

Las fracciones de sustitución parciales de combustible diésel que se puede reemplazar por el GNC por cada punto de aceleración lo podemos observar en la Tabla 11. Estos valores pueden entenderse como la fracción de energía provista por cada fuente de energía.

Tabla 11: *Sustitución de diésel por GNC en cada punto de aceleración*

<b>Puntos de aceleración</b>	<b>Fracción de combustible Diésel</b>	<b>Fracción de GNC a reemplazar diésel</b>
Dynamic Brake	100 %	0 %
Ralentí	100 %	0 %
Punto 1	100 %	0 %
Punto 2	100 %	0 %
Punto 3	40 %	60 %
Punto 4	40 %	60 %
Punto 5	30 %	70 %
Punto 6	30 %	70 %
Punto 7	20 %	80 %
Punto 8	20 %	80 %

Fuente: Energy Conversions Inc.

### 3.2.11.1. Metodología de conversión de energía para el GNC

Para comparar la sustitución del combustible diésel con el GNC, la densidad de energía del GNC debe ser representado en un conjunto comparable de unidades. El equivalente de galón diésel o DGE (Diesel Gallon Equivalent) ha sido adoptado por la industria de combustibles alternativos y representa un medio para comparar el contenido energético del GNC en una masa o volumen equivalente a un galón de combustible diésel. Como el GNC se encuentra comercialmente disponible, el DGE permite a los consumidores comparar los costos de sustitución del combustible diésel con el GNC.

Según Osinergmin, el poder calorífico del Diésel N°2 es 129675.14 Btu/gal y el poder calorífico del Gas Natural Seco (metano + etano) es de 962.10 Btu/pie<sup>3</sup> (21427.62 Btu/lb, 128.68 Btu/gal) y su densidad de 0.72 Kg/m<sup>3</sup> (0.0449 lb/pie<sup>3</sup>).

- Cálculo del factor de conversión

$$\frac{\text{Btu/gal diésel}}{\text{Btu/gal GNC}}$$

Tendríamos en nuestro caso:

$$\frac{129675.14 \text{ Btu/gal diésel}}{128.68 \text{ Btu/gal GNC}} = 1007.73 \text{ gal GNC / gal diésel}$$

Como podemos observar 1007.73 galones de GNC son equivalentes a un galón de combustible diésel o DGE.

En la Tabla 12 podemos observar el consumo de combustible diésel, el consumo de combustible diésel sustituido por el GNC y el consumo de GNC para los 8 puntos de aceleración, considerando las fracciones de sustitución parciales de combustible diésel que se puede reemplazar por el GNC por cada punto de aceleración.

Tabla 12: *Consumo de combustibles horarios de diésel y GNC en el sistema dual fuel*

Puntos de aceleración	Gal/hr Diésel	Gal diésel sustituidos/hr	Gal GNC/hr (DGE)	Gc (m <sup>3</sup> GNC/hr)
Ralentí	3.02	-	-	-
Punto 1	14.61	-	-	-
Punto 2	22.73	-	-	-
Punto 3	15.90	23.86	24040.20	91.35
Punto 4	23.77	35.66	35936.73	136.56
Punto 5	20.22	47.18	47546.41	180.68
Punto 6	29.86	69.67	70207.40	266.79
Punto 7	27.11	108.45	109287.09	415.29
Punto 8	36.34	145.35	146478.24	556.62

Fuente: Elaboración propia.

Los consumos indicados y específicos de combustible gaseoso en el Sistema dual fuel, los podemos calcular de la siguiente forma:

- Para el consumo indicado de combustible:

$$Gi = \frac{Gc}{Ni} \quad (3.78)$$

Donde:

Gi: Consumo indicado de combustible gaseoso. (m<sup>3</sup>/Kw-hr)

Gc: Consumo horario de combustible gaseoso. (m<sup>3</sup>/hr)

Ni: Potencia indicada del Sistema dual fuel. (Kw)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$Gi = \frac{556.62 \text{ m}^3 \text{ GNC/hr}}{2989.71 \text{ Kw}}$$

$$Gi = 0.1862 \text{ m}^3/\text{Kw} - \text{hr}$$

Y a la vez, el consumo específico de combustible lo podemos calcular:

$$Ge = \frac{Gc}{Ne} \quad (3.79)$$

Donde:

Ge: Consumo específico de combustible gaseoso. (m<sup>3</sup>/Kw-hr)

Gc: Consumo horario de combustible gaseoso. (m<sup>3</sup>/hr)

Ne: Potencia específica del Sistema dual fuel. (Kw)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$Ge = \frac{556.62 \text{ m}^3 \text{ GNC/hr}}{2556.58 \text{ Kw}}$$

$$Ge = 0.2177 \text{ m}^3/\text{Kw} - \text{hr}$$

### 3.2.11.2. Rendimientos del ciclo

El rendimiento indicado ( $\eta_i$ ), rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ) y rendimiento efectivo ( $\eta_e$ ) los podemos calcular de la siguiente forma:

#### ▪ Rendimiento Indicado ( $\eta_i$ )

$$\eta_i = \frac{N_i}{E_{\text{Térmica GNC}} + E_{\text{Térmica Diésel}}} \quad (3.80)$$

Donde:

$E_{\text{Térmica GNC}}$ : Potencia térmica derivada de la combustión del GNC. (KW)

$E_{\text{Térmica Diésel}}$ : Potencia térmica derivada de la combustión del diésel. (KW)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_i = \frac{2989.71 \text{ KW}}{5321.26 \text{ KW} + 1380.19 \text{ KW}}$$

$$\eta_i = 0.45$$

#### ▪ Rendimiento Mecánico ( $\eta_m$ )

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni} \quad (3.81)$$

Donde:

Ne: Potencia efectiva. (KW)

Ni: Potencia indicada. (KW)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_m = \frac{2556.58 \text{ KW}}{2989.71 \text{ KW}}$$

$$\eta_m = 0.86$$

• **Rendimiento Efectivo del Ciclo ( $\eta_e$ )**

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \tag{3.82}$$

Donde:

$\eta_i$ : Rendimiento indicado del ciclo.

$\eta_m$ : Rendimiento mecánico.

Reemplazando los valores, tenemos:

$$\eta_e = 0.45 \cdot 0.86$$

$$\eta_e = 0.38$$

En la Tabla 13 podemos observar los resultados del consumo indicado, consumo específico y consumo horario de combustible gaseoso, así mismo como los rendimientos del ciclo para el Sistema dual fuel en los 8 puntos de aceleración. Considerando las fracciones de sustitución parciales de combustible diésel que se puede reemplazar por el GNC por cada punto de aceleración.

Tabla 13: *Consumos de combustible gaseoso y rendimientos en el sistema dual fuel*

Puntos de aceleración	Gi (m <sup>3</sup> /Kw-hr)	Ge (m <sup>3</sup> /Kw-hr)	Gc (m <sup>3</sup> GNC/hr)	$\eta_i$	$\eta_m$	$\eta_e$
Ralentí	-	-	-	0.65	0.21	0.14
Punto 1	-	-	-	0.51	0.70	0.35
Punto 2	-	-	-	0.50	0.73	0.36
Punto 3	0.1158	0.1649	91.35	0.53	0.70	0.37
Punto 4	0.1231	0.1712	136.56	0.50	0.72	0.36
Punto 5	0.1403	0.1854	180.68	0.52	0.76	0.39
Punto 6	0.1605	0.1943	266.79	0.53	0.82	0.43
Punto 7	0.1706	0.2035	415.29	0.49	0.84	0.41
Punto 8	0.1862	0.2177	556.62	0.45	0.86	0.38

Fuente: Elaboración propia.

### 3.2.12. Resultados y gráficos

A continuación, en la figura 41 se muestra los resultados obtenidos del Sistema Dual fuel (Diésel – GNC) para todos los puntos de aceleración del Motor diésel 12N-710G3B-ES de la locomotora GT42AC de acuerdo a los cálculos realizados.

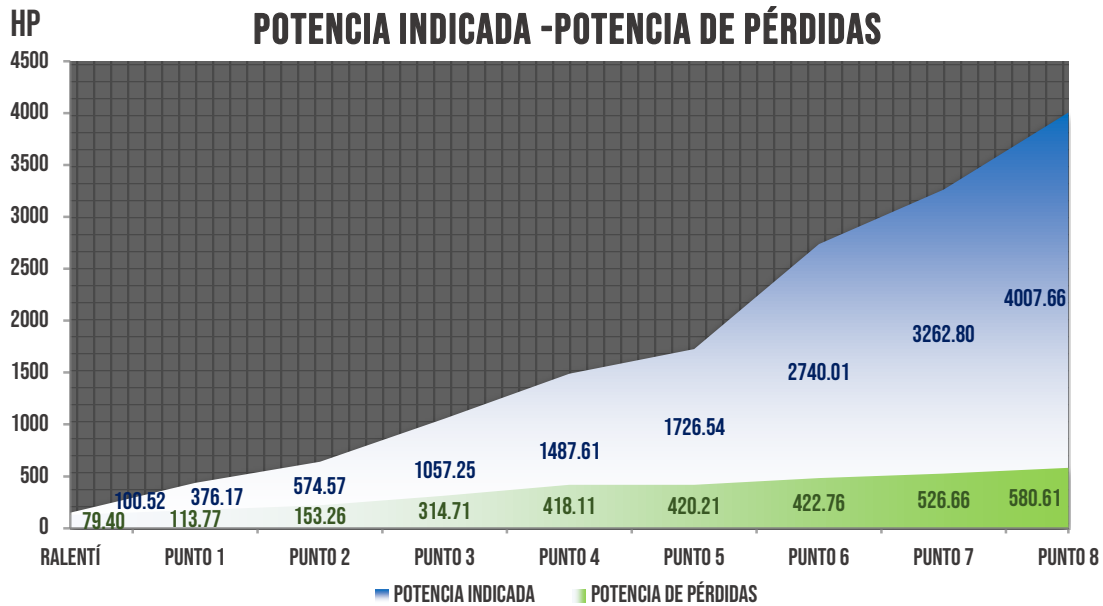


Figura 41: Potencia indicada – potencia de pérdidas para el sistema dual fuel

Fuente: Elaboración propia.

A la potencia indicada ( $N_i$ ) restamos la potencia de pérdidas ( $N_m$ ) y con un 95% de eficiencia de transmisión del Motor Diésel al Alternador principal acoplado, obtenemos la potencia efectiva ( $N_e$ ) la cual se muestra en la figura 42.

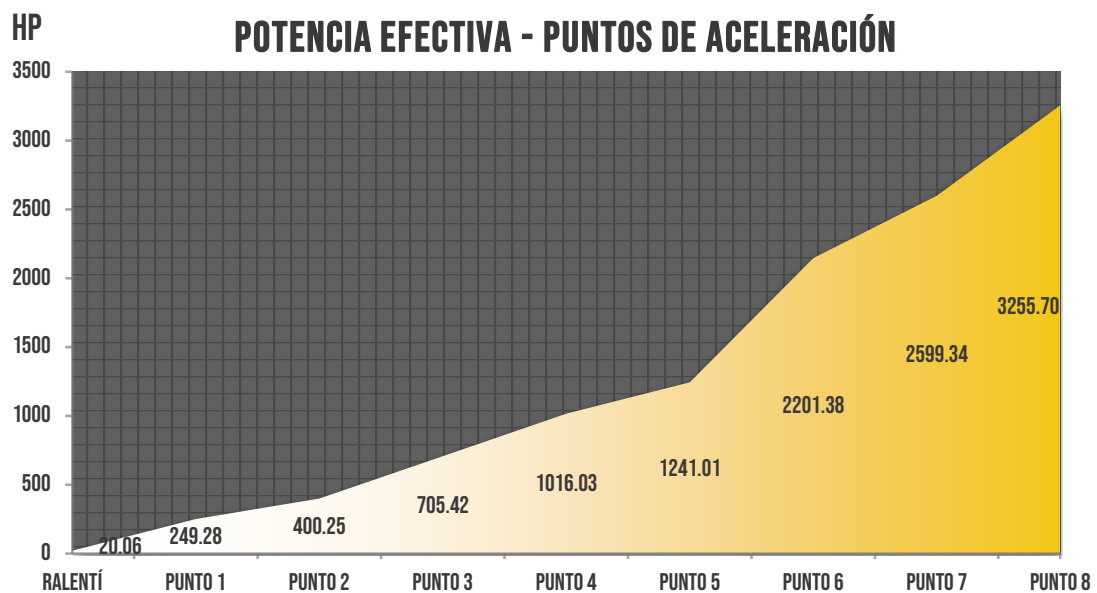


Figura 42: Potencia efectiva - puntos de aceleración para el sistema dual fuel

Fuente: Elaboración propia.

En la figura 43 podemos comparar los consumos indicados, consumos específicos y consumos horarios del combustible gaseoso por cada punto de aceleración. Considerando las fracciones de sustitución parciales de combustible diésel que se puede reemplazar por el GNC por cada punto de aceleración.

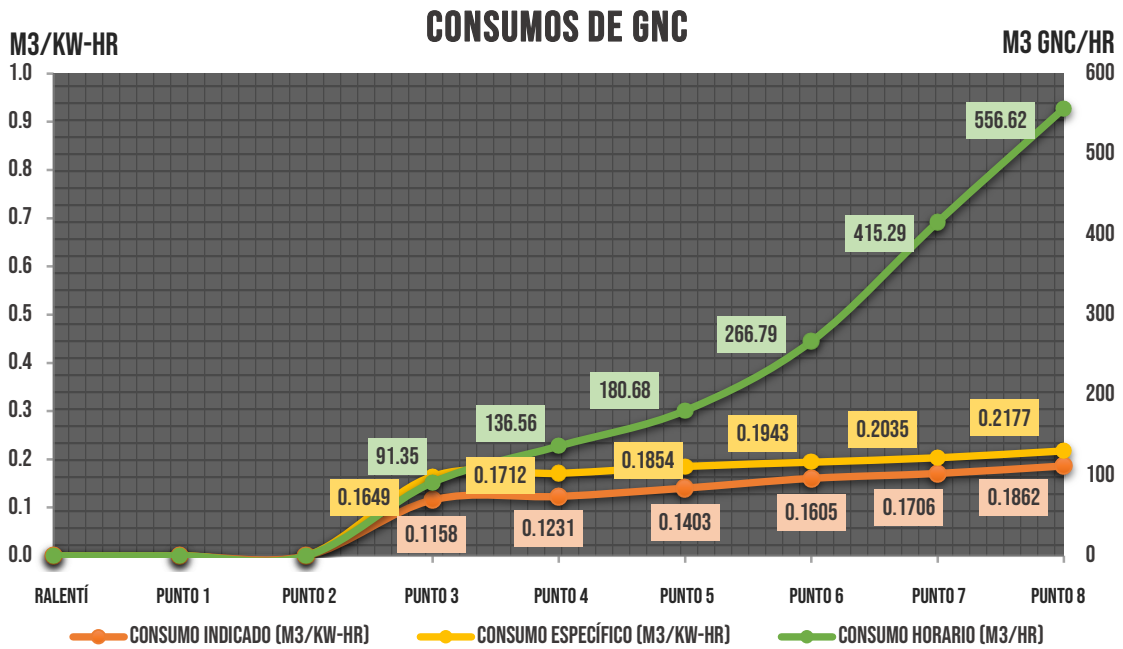


Figura 43: Consumos de GNC

Fuente: Elaboración propia.

De igual forma, en la figura 44 podemos comparar las eficiencias indicadas, eficiencias mecánicas y eficiencias efectivas del ciclo dual fuel por cada punto de aceleración.

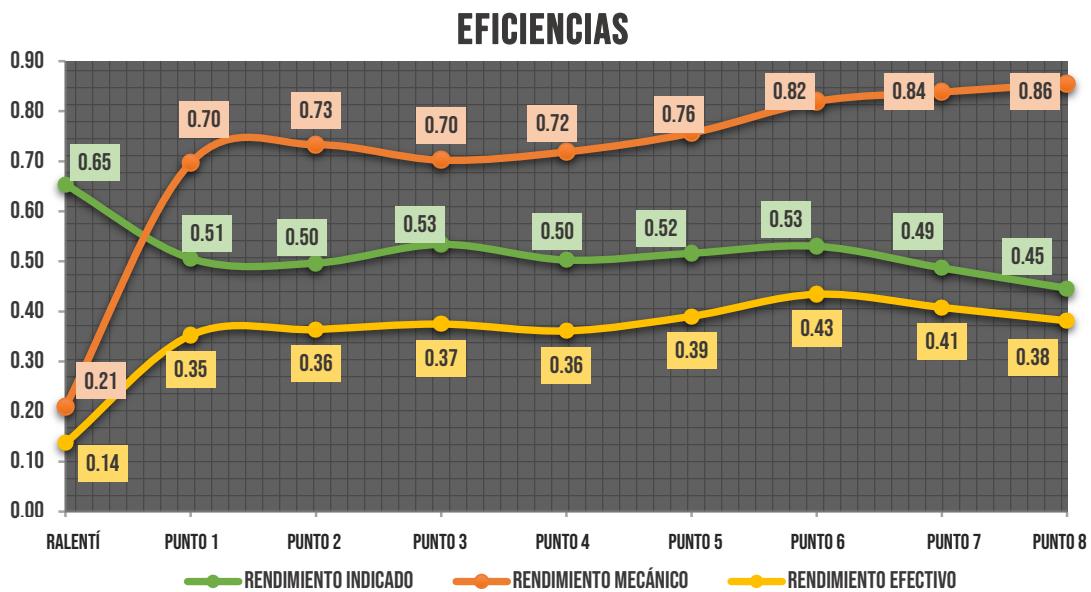


Figura 44: Eficiencias del sistema dual fuel

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 14: Resultados de los cálculos del sistema dual fuel

Puntos de aceleración	RPM	$\alpha$	Gi (m <sup>3</sup> /kw-hr)	Ge (m <sup>3</sup> /kw-hr)	Gc (m <sup>3</sup> /hr)	$\eta_i$	$\eta_m$	$\eta_e$	Ni (HP)	Nm (HP)	Ne (HP) Con 95% de Transmisión
Ralentí	200	10.00	-	-	-	0.65	0.21	0.14	100.52	79.40	20.06
Punto 1	270	2.80	-	-	-	0.51	0.70	0.35	376.17	113.77	249.28
Punto 2	343	2.51	-	-	-	0.50	0.73	0.36	574.57	153.26	400.25
Punto 3	490	2.00	0.1158	0.1649	91.35	0.53	0.70	0.37	1057.25	314.71	705.42
Punto 4	568	2.18	0.1231	0.1712	136.56	0.50	0.72	0.36	1487.61	418.11	1016.03
Punto 5	651	2.08	0.1403	0.1854	180.68	0.52	0.76	0.39	1726.54	420.21	1241.01
Punto 6	750	2.14	0.1605	0.1943	266.79	0.53	0.82	0.43	2683.08	422.76	2201.38
Punto 7	820	2.13	0.1706	0.2035	415.29	0.49	0.84	0.41	3262.80	526.66	2599.34
Punto 8	904	2.11	0.1862	0.2177	556.62	0.45	0.86	0.38	4007.66	580.61	3255.70

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3. Comparación de resultados

#### 3.3.1. Parámetros de admisión, compresión, combustión y escape

En la siguiente tabla podemos apreciar los valores obtenidos según los cálculos realizados para los procesos de admisión, compresión, combustión y escape para el ciclo diésel y el sistema dual fuel (diésel –GNC) para el Punto de aceleración N°8.

Tabla 15: *Valores obtenidos para los cuatro tiempos*

Parámetro	Diésel	Sistema Dual fuel	% de Variación
Aire estequiométrico (Kg aire/Kg de Combustible)	14.45	17.20	19.03
Kmol de aire/Kg de combustible	0.499	0.594	19.04
m <sup>3</sup> de aire/m <sup>3</sup> de metano	-	9.52	-
Presión de Admisión (MPa)	0.23	0.24	4.35
Temperatura de Admisión (°K)	362.55	360.07	-0.68
Presión de Compresión (MPa)	10.67	10.37	-2.81
Temperatura de Compresión (°K)	1039.75	976.93	-6.04
Presión de Combustión (MPa)	18.14	17.62	-2.87
Temperatura de Combustión (°K)	1998.14	1892.04	-5.31
Presión de Expansión (MPa)	0.63	0.64	1.59
Temperatura de Expansión (°K)	959.05	915.20	-4.57
Presión Indicada (MPa)	1.4207	1.4221	0.10

Fuente: Elaboración propia.

Como podemos apreciar en la tabla mostrada anteriormente, la mayor variación obtenida entre el Sistema diésel y el Sistema dual fuel (diésel – GNC) es el aire estequiométrico, el cual en el Sistema dual fuel (diésel – GNC) se necesita 19.03% más que en el Sistema Diésel, a la vez se calculó el valor de aire estequiométrico volumétrico para el Sistema dual fuel (diésel – GNC) el cual es 9.52 m<sup>3</sup> de aire/m<sup>3</sup> de combustible. Así mismo podemos apreciar que las variaciones de presiones y temperaturas para el Sistema dual fuel (diésel – GNC) son negativas respecto al Sistema diésel.

En los dos gráficos siguientes podremos apreciar la comparación de las presiones y temperaturas del ciclo diésel y del ciclo dual fuel (diésel – GNC) para para el punto de aceleración N° 8.

En las figuras 45 y 46 podemos apreciar la comparación de presiones y temperaturas del ciclo diésel y del ciclo dual fuel respectivamente.

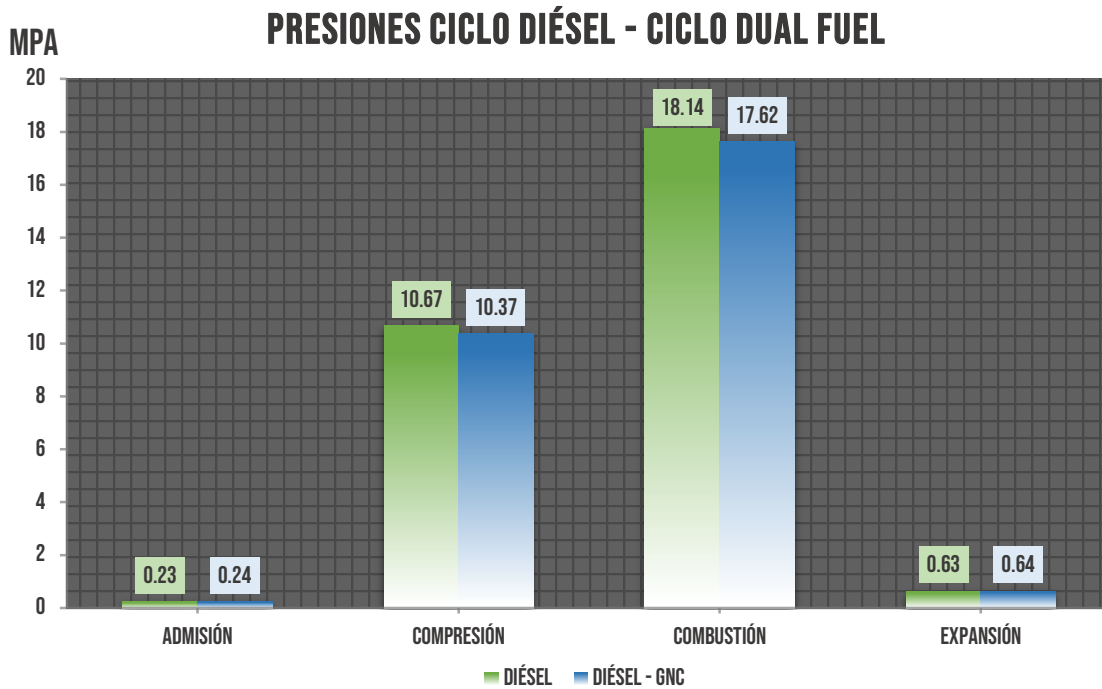


Figura 45: Comparación de las presiones del ciclo diésel y ciclo dual fuel

Fuente: Elaboración propia.

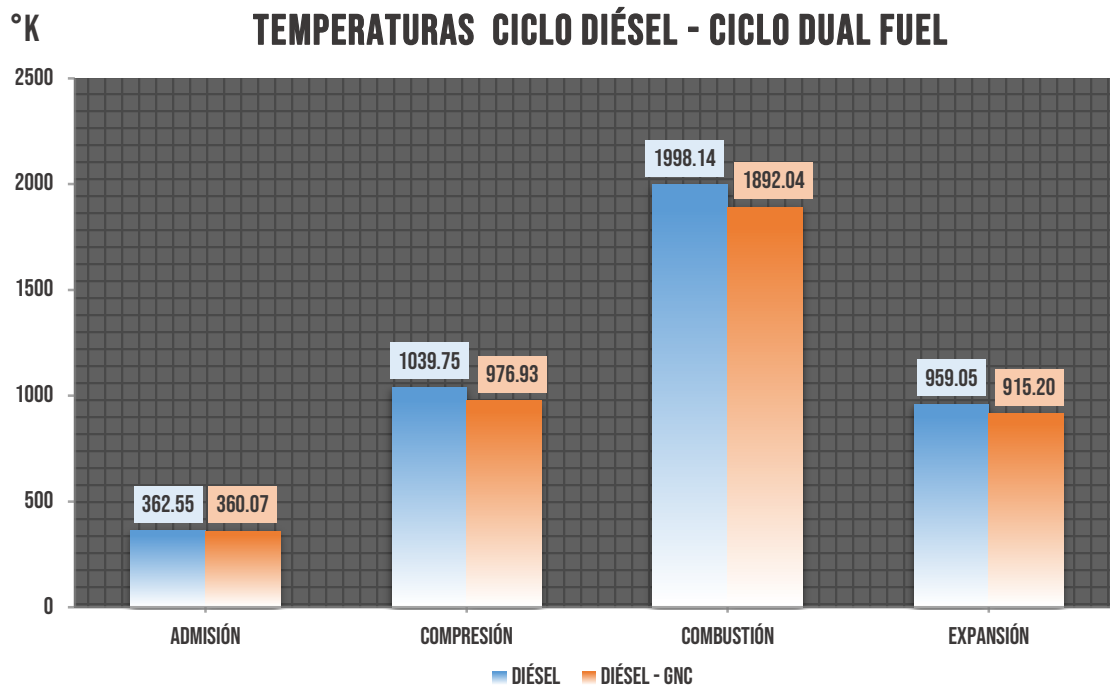


Figura 46: Comparación de las temperaturas del ciclo diésel y ciclo dual fuel

Fuente: Elaboración propia.

### 3.3.2. Comparación a diversos puntos de aceleración

En la Tabla 16 podemos apreciar el consumo específico (g/Kw-hr) y el consumo horario (Gal/hr) de combustible diésel para el Ciclo diésel. Para el ciclo Dual fuel (diésel – GNC) el consumo específico (m<sup>3</sup>/Kw-hr) y consumo horario (m<sup>3</sup>/hr) de GNC para cada punto de aceleración.

Tabla 16: *Consumos de combustibles del ciclo diésel y del ciclo dual fuel*

Puntos de aceleración	RPM	Ciclo Diésel		Diésel - GNC			
		Ge (g/Kw-hr)	Gc (Gal/hr)	Ge (g/Kw-hr)	Ge (m <sup>3</sup> /Kw-hr)	Gc (Gal/hr)	Gc (m <sup>3</sup> /hr)
Ralentí	200	617.25	3.02	617.25	-	3.02	-
Punto 1	270	240.15	14.61	240.15	-	14.61	-
Punto 2	343	232.68	22.73	232.68	-	22.73	-
Punto 3	490	230.56	39.76	92.38	0.1649	15.90	91.35
Punto 4	568	230.67	59.44	95.88	0.1712	23.77	136.56
Punto 5	651	222.75	67.40	66.76	0.1854	20.22	180.68
Punto 6	750	214.17	99.53	55.58	0.1943	29.86	266.79
Punto 7	820	213.23	135.56	42.74	0.2035	27.11	415.29
Punto 8	904	228.94	181.69	45.73	0.2177	36.34	556.62

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla mostrada anteriormente, podemos observar los consumos específicos y consumos horarios de combustible para el Ciclo diésel y el Ciclo dual fuel. Considerando las fracciones de sustitución parciales de combustible diésel que se puede reemplazar por el GNC por cada punto de aceleración.

En el Punto Nro. 8, podemos observar que cuando se trabaja con 100% diésel el consumo de combustible diésel es de 228.94 g/Kw-hr y 181.69 Gal/hr. Al trabajar con el ciclo dual fuel (diésel – GNC) se tiene un consumo de 45.73 g/Kw-hr y 36.34 Gal/hr de combustible diésel junto con 0.2177 m<sup>3</sup>/Kw-hr y 556.62 m<sup>3</sup>/hr de GNC.

Los consumos específicos de los combustibles para el sistema dual fuel los podemos apreciar en la figura 47.

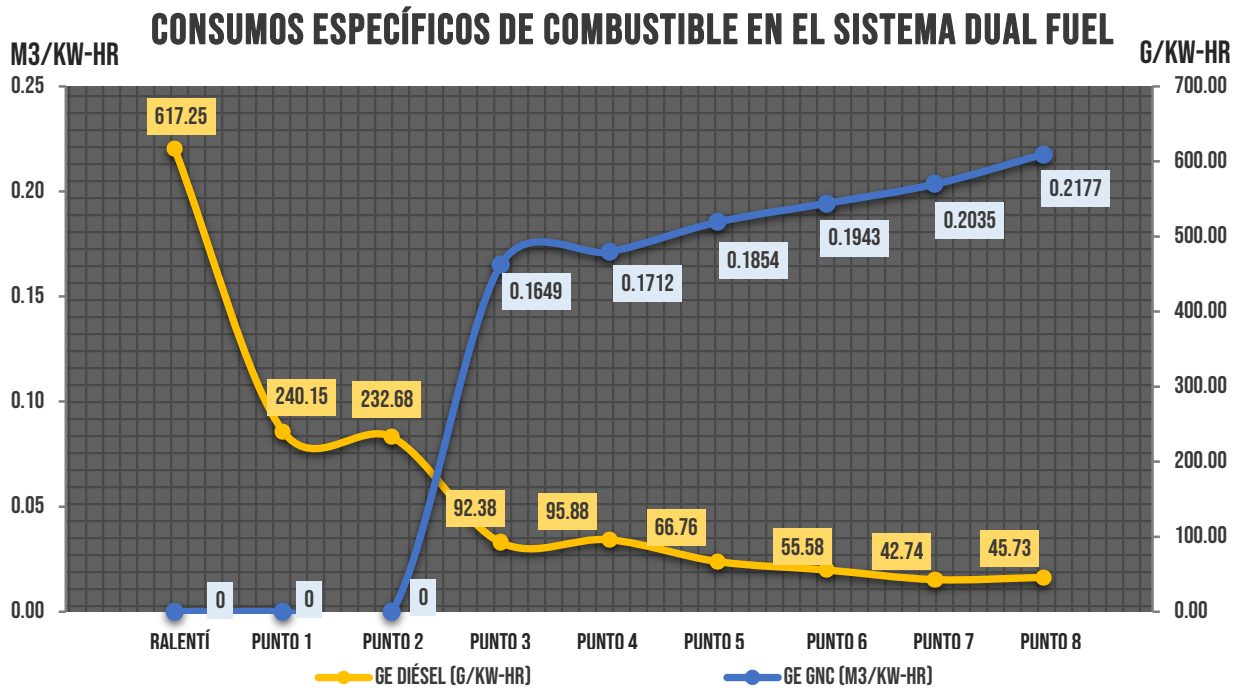


Figura 47: Consumos específicos de combustibles en el sistema dual fuel

Fuente: Elaboración propia.

Con la información de la Tabla 12 podemos graficar el consumo horario de combustible diésel (Gal/hr) junto con el consumo horario de GNC ( $m^3/hr$ ) para cada punto de aceleración en el sistema dual fuel (diésel – GNC) el cual viene mostrado en la figura 48.

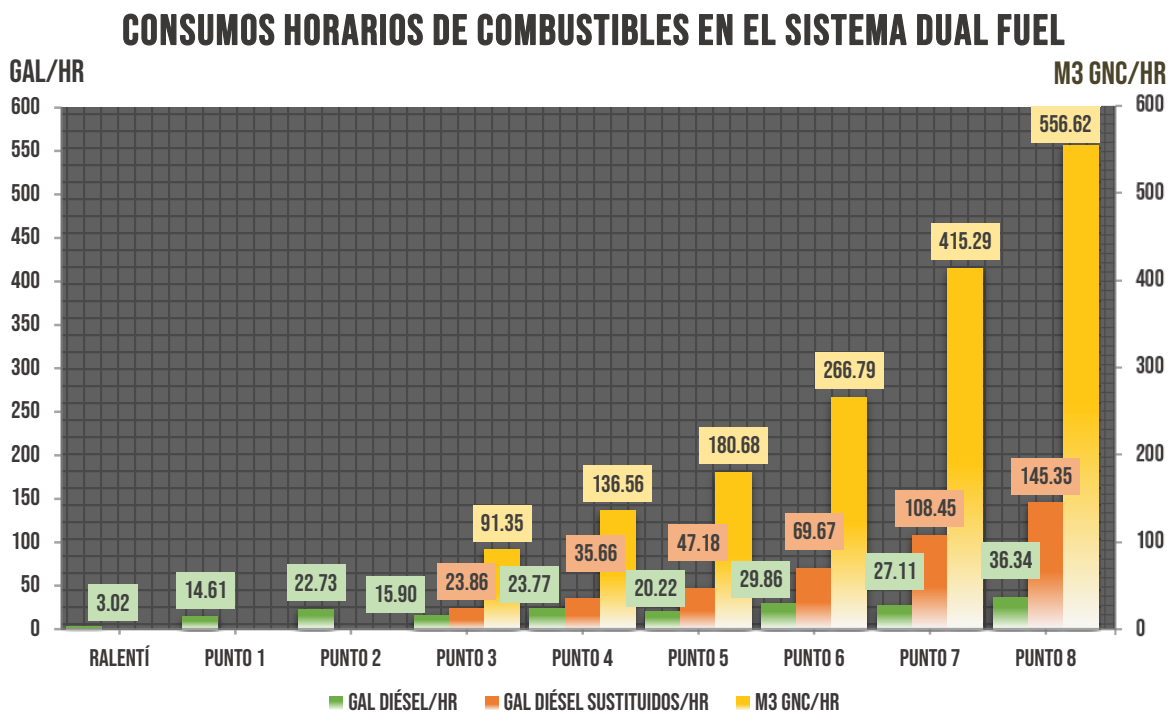


Figura 48: Consumos horarios de combustibles en el sistema dual fuel

Fuente: Elaboración propia.

Como podemos observar, en Ralentí, Punto Nro. 1 y Punto Nro. 2 no hay un consumo de GNC, esto es dado porque que las fracciones de sustitución parcial de combustible diésel que se puede reemplazar por el GNC son a partir del tercer punto de aceleración.

A medida que vamos subiendo los puntos de aceleración, los galones diésel/hr sustituidos por el GNC van aumentando, viéndose reflejado en los bajos consumos de gal diésel/hr. En el Punto Nro. 8, podemos observar un consumo de 556.62 m<sup>3</sup>/hr de GNC junto con 36.34 Gal diésel/hr y una sustitución de 145.35 Gal diésel/hr.

La variación de las Potencias efectivas (Ne) obtenidas mediante los cálculos realizados considerando una eficiencia de transmisión del motor diésel al alternador principal acoplado del 95% del Ciclo diésel y el Ciclo Dual fuel (diésel – GNC) frente a la potencia nominal del motor diésel 12N-710G3B-ES para cada punto de aceleración lo podemos observar en la Tabla 17.

Tabla 17: *Variación de las potencias del ciclo diésel y del ciclo dual fuel*

Puntos de aceleración	RPM	Ne (HP) Diésel	Ne (HP) Diésel - GNC	HP Nominales	Variación HP Ciclo Diésel (%)	Variación HP Diésel - GNC (%)
Ralentí	200	20.06	20.06	19	5.59	5.59
Punto 1	270	249.28	249.28	249	0.11	0.11
Punto 2	343	400.25	400.25	399	0.31	0.31
Punto 3	490	706.62	705.42	706	0.09	-0.08
Punto 4	568	1015.78	1016.03	1015	0.08	0.10
Punto 5	651	1239.89	1241.01	1240	-0.01	0.08
Punto 6	750	2204.12	2201.38	2200	0.19	0.06
Punto 7	820	2605.04	2599.34	2600	0.19	-0.03
Punto 8	904	3251.84	3255.70	3250	0.06	0.18

Fuente: Elaboración propia.

En la tabla mostrada anteriormente, se puede apreciar que la potencia efectiva calculada (Ne) para los diferentes puntos de aceleración se mantiene constante tanto para el ciclo diésel y el ciclo dual fuel (diésel – GNC) sin presentar variaciones mayores. Y esto es lo que esperábamos, ya que en el ciclo dual fuel (diésel – GNC) se espera obtener la misma potencia que se obtendría en el ciclo diésel.

Las variaciones de potencia para el ciclo diésel son positivas respecto a la potencia nominal para cada punto de aceleración, obteniendo la mayor variación de 5.59% cuando el motor diésel está en ralentí.

Así mismo podemos apreciar que las variaciones de potencia para el ciclo dual fuel (diésel – GNC) en su mayoría son positivas respecto a la potencia nominal para cada punto de aceleración.

Estos resultados nos muestran que la variación de potencia para el ciclo diésel y el ciclo Dual fuel (diésel – GNC) son menores del 1% respecto a las potencias nominales del Motor diésel 12N-710G3B-ES a diferentes puntos de aceleración. A excepción de ralentí en donde la variación de potencia fue de 5.59%.

Finalmente, en la figura 49 podemos comparar las potencias efectivas del ciclo diésel y del ciclo dual fuel (diésel – GNC) en cada punto de aceleración.

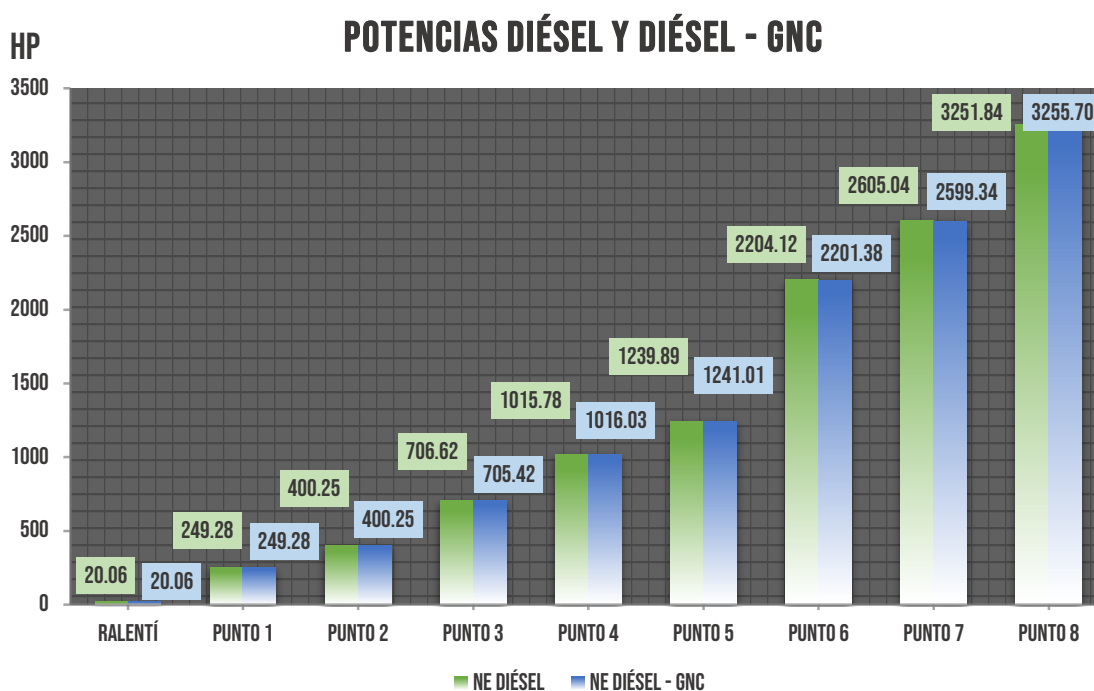


Figura 49: Comparación de las potencias efectivas del ciclo diésel y del ciclo dual fuel

Fuente: Elaboración propia.

### 3.4. Predicción del uso del sistema dual fuel (Diésel – GNC)

Para cuantificar la sustitución del combustible diésel con el GNC en el Proyecto “Las Bambas”, realizaremos una simulación de un viaje de un convoy (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones implementando el Sistema dual fuel (Diésel – GNC).

Para ello nos basaremos en el resumen de utilización de tiempos y consumo de combustible por cada punto de aceleración proporcionada por la computadora de la locomotora cuando se está operando con solo diésel en un viaje de un convoy (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones, mostrado en la Tabla 18. Luego con las fracciones de combustible diésel que pueden ser reemplazadas por GNC en cada punto de aceleración podremos construir la tabla de resultados de simulación Dual fuel (Diésel – GNC) y así poder determinar la cantidad de combustible diésel reemplazado por el GNC y el consumo de GNC.

El resumen de utilización de tiempos y consumo de combustible por cada punto de aceleración cuando la locomotora está operando con solo diésel, lo obtenemos descargándolo de la computadora de la locomotora.

Tabla 18: *Utilización de tiempos y consumo de combustible por punto de aceleración*

<b>Puntos de aceleración</b>	<b>Tiempo H:M:S</b>	<b>Tiempo en cada Punto (%)</b>	<b>Galones Diésel</b>	<b>Gal diésel en cada Punto (%)</b>
Dynamic Brake	07:08:09	26.9	36	5.0
Ralentí	08:00:04	30.2	16	2.2
Punto 1	01:21:55	5.2	18	2.5
Punto 2	01:28:20	5.6	31	4.3
Punto 3	01:28:04	5.5	56	7.8
Punto 4	01:35:43	6.0	89	12.4
Punto 5	02:22:28	9.0	175	24.3
Punto 6	02:24:55	9.1	203	28.2
Punto 7	00:08:45	0.6	19	2.6
Punto 8	00:30:21	1.9	77	10.7
PW(1-8)	11:20:31	42.8	668	92.8
<b>TOTAL</b>	<b>26:28:44</b>	<b>100.0%</b>	<b>720</b>	<b>100.0%</b>

Fuente: Elaboración propia.

Energy Conversions Inc. ha proporcionado una estimación de la fracción de combustible diésel que se puede reemplazar por GNC en cada punto de aceleración, mostrado anteriormente en la Tabla 11. Estos valores pueden entenderse como la fracción de energía provista por cada fuente de energía. Al usar el Sistema EMD 710 DGB, la sustitución parcial de combustible diésel por el GNC no causara ninguna disminución en la potencia disponible a ninguna rpm, de modo que la curva de esfuerzo de tracción y el rendimiento de la locomotora no se vean afectados por operar con un sistema de combustible dual.

Tabla 19: *Sustitución de diésel por GNC en el sistema EMD DGB*

<b>Puntos de aceleración</b>	<b>Fracción de combustible Diésel</b>	<b>Fracción de GNC a reemplazar diésel</b>
Dynamic Brake	100 %	0 %
Ralentí	100 %	0 %
Punto 1	100 %	0 %
Punto 2	100 %	0 %
Punto 3	40 %	60 %
Punto 4	40 %	60 %
Punto 5	30 %	70 %
Punto 6	30 %	70 %
Punto 7	20 %	80 %
Punto 8	20 %	80 %

Fuente: Energy Conversions Inc.

Para calcular el volumen de GNC necesario para reemplazar el volumen de combustible diésel sustituido, nos basaremos en el equivalente de galón diésel o DGE calculado anteriormente, así 1007.73 galones de GNC son equivalentes a un galón de combustible diésel o DGE.

Aplicando la sustitución parcial de combustible diésel por el GNC mostrado en la Tabla 19 al consumo de combustible diésel en cada punto de aceleración para un viaje de un convoy (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones, obtenemos los resultados de la sustitución de combustible los cuales son presentados en la Tabla 20.

Tabla 20: Simulación del sistema dual fuel para un viaje de una locomotora

Puntos de aceleración	Tiempo H:M:S	Tiempo en cada Punto (%)	Galones Diésel	Gal Diésel reemplazados por GNC	m <sup>3</sup> de GNC reemplazando Diésel
DB	07:08:09	26.9	36	0.0	0
Ralentí	08:00:04	30.2	16	0.0	0
Punto 1	01:21:55	5.2	18	0.0	0
Punto 2	01:28:20	5.6	31	0.0	0
Punto 3	01:28:04	5.5	22.4	33.6	128.67
Punto 4	01:35:43	6.0	35.6	53.4	204.49
Punto 5	02:22:28	9.0	52.5	122.5	469.10
Punto 6	02:24:55	9.1	60.9	142.1	544.15
Punto 7	00:08:45	0.6	3.8	15.2	58.21
Punto 8	00:30:21	1.9	15.4	61.6	235.89
PW(1-8)	11:20:31	42.8	239.6	428.4	1640.50
<b>TOTAL</b>	<b>26:28:44</b>	<b>100%</b>	<b>291.60</b>	<b>428.40</b>	<b>1640.50</b>

Fuente: Elaboración propia.

El sistema de combustible dual EMD 710 DGB proporcionaría al motor diésel una mezcla de diésel y GNC, con el objetivo de minimizar el uso de combustible diésel sin restringir el esfuerzo de tracción disponible a cualquier velocidad.

Como apreciamos en la tabla anterior, el consumo de 428.40 galones de diésel se ahorran sustituyéndolos por el GNC, representando el 59.50 % de combustible diésel consumido por el mismo viaje cuando la locomotora se alimenta exclusivamente con diésel. Un total de 1640.50 m<sup>3</sup> o 428.40 DGE de GNC son utilizados en su lugar.

El consumo de 1640.50 m<sup>3</sup> de GNC es para una locomotora GT42AC. En el proyecto “Las Bambas” un convoy está conformado por dos locomotoras, tendríamos entonces un consumo de 3281 m<sup>3</sup> de GNC para un viaje de un convoy (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones.

### 3.5. Soluciones de combustible dual

#### 3.5.1. Dynamic Gas Blending (DGB)

Dynamic Gas Blending (DGB) es una tecnología de combustible dual que permite que los motores diésel Cat existentes funcionen con diésel y gas natural. Esta tecnología revolucionaria incluye un software altamente intuitivo que ajusta automáticamente el control del motor para proporcionar una combinación óptima de gas natural y combustible diésel. Un motor DGB comienza como un motor diésel puro e inyecta gas natural a medida que aumenta carga en el motor, cuando se va incrementando el consumo del gas natural la cantidad de combustible diésel que se consume disminuye gradualmente. El sistema DGB permite usar solamente diésel cuando no se disponga de gas natural (Caterpillar, 2015).

Esta tecnología de combustible dual optimiza el uso de combustible desde diésel hasta GNL, ofreciendo el mismo rendimiento al operar con diésel, ofreciendo mejoras en combustible, emisiones y mantenimiento las cuales permiten una reducción en los costos de operación. La tecnología DGB es ideal para las industrias de petróleo y gas, energía eléctrica, marina, ferroviaria y minera.

##### 3.5.1.1. Principales características del sistema DGB

- El Gas es introducido en el motor diésel por el sistema de admisión de aire.
- Sigue siendo un motor de encendido por compresión.
- DGB utiliza gas natural cuando está disponible, permitiendo volver sin problemas al modo solo diésel si no hay gas natural disponible.
- Optimiza continuamente la sustitución de diésel hasta con un 80% de gas, mientras se mantiene la potencia del diésel y el rendimiento.
- La retroalimentación permite monitorear las características de combustión para proteger continuamente el motor de la detonación.
- El sistema DGB puede aceptar GNL gasificado y GNC.
- Instalación simple.
- Panel de control integrado para el control y monitoreo del motor y sistema de gas.
- Suministro de presión de gas a DGB: 12 a 35 psi.
- Temperatura de suministro de gas a DGB: 10 a 60 °C.

A continuación, en la figura 50 podemos apreciar un esquema de un DBG Kit instalado en un Motor generador.

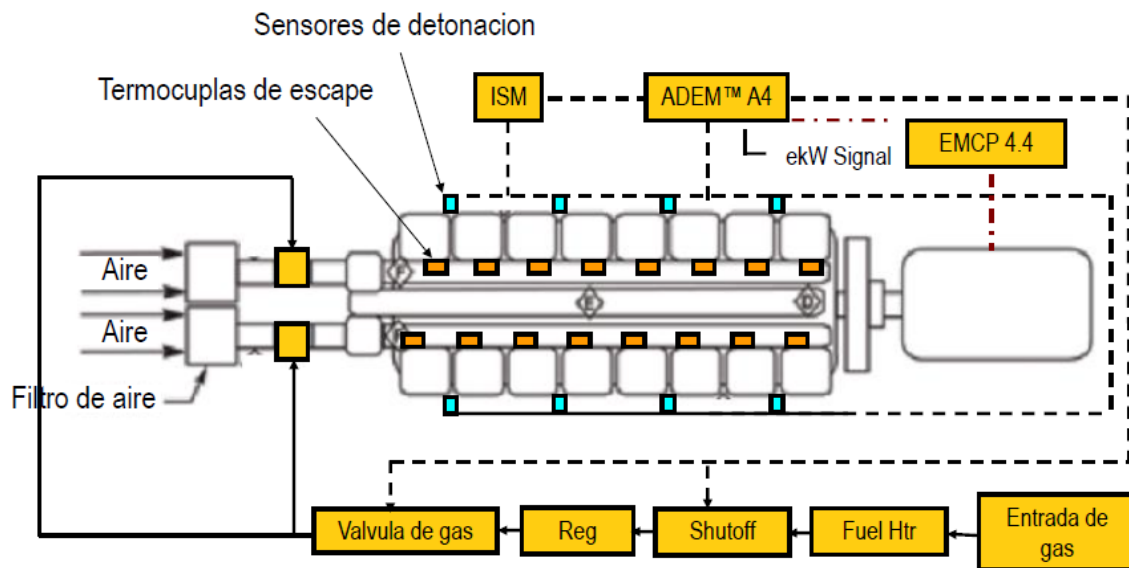


Figura 50: Esquema de funcionamiento DGB para un motor-generator  
Fuente: Caterpillar Global Petroleum Conference. (2013). Dynamic gas blending overview.

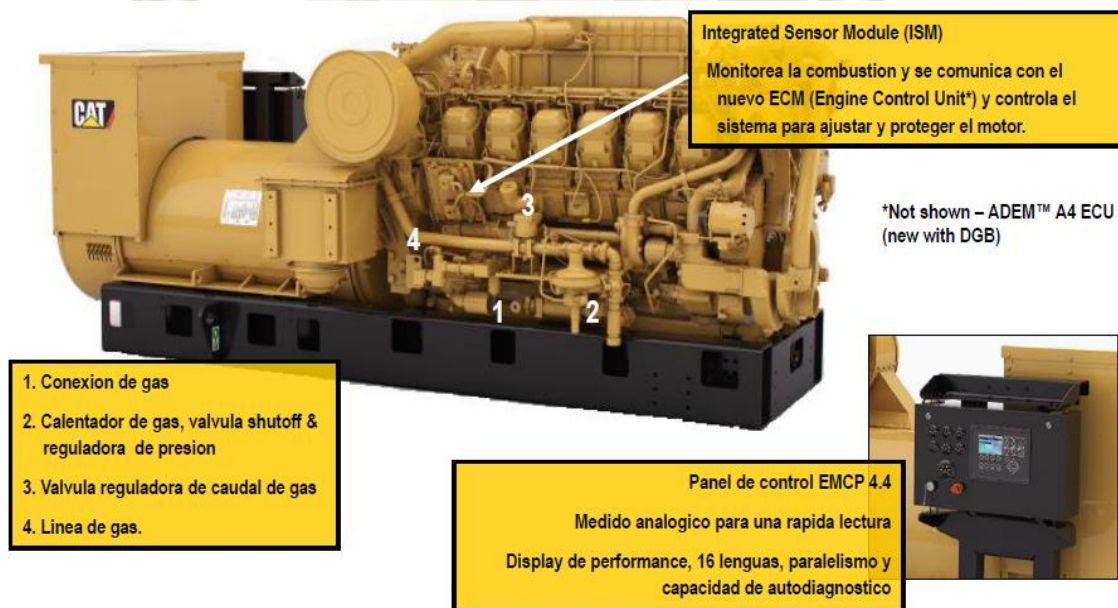


Figura 51: Componentes de la línea de gas para un motor-generator  
Fuente: Caterpillar Global Petroleum Conference. (2013). Dynamic gas blending overview.

### 3.5.1.2. Características de seguridad

- Diseño del DGB Kit revisado por Caterpillar.
- ECM de control de diésel entrelazado con los controles de gas y sensores de combustión.

- Arrestador de llamas en cada cilindro para proteger el motor y a los operadores.
- Monitoreo de knocking (detonación) y escape en cada cilindro.
- Componentes de calidad Caterpillar usados para la instalación.

### 3.5.1.3. Componentes de la línea de gas

- Regulador de baja presión.
- Válvula de control de combustible.
- Válvula Shut-off.
- Calentador de combustible (opcional).

Como podemos observar en la figura 52, la entrada de Gas hacia el motor diésel empieza con la válvula Shut-off, después el gas pasa por el calentador de combustible, luego pasa por la válvula reguladora de presión y finalmente el gas pasa por la válvula de control de combustible. De allí el aire ingresa por el sistema de admisión de aire, luego pasa por los enfriadores, después pasa por el arrestador de llamas y de allí ingresa al cilindro en donde se encuentra sensores de temperatura de escape y detonación.

La información obtenida de los sensores de combustión es captada por el módulo de sensores integrado (ISM) el cual está en comunicación con el sistema de control ADEM A4 ECU el cual controla el flujo de gas, monitorea la detonación y protección, controla la inyección de diésel, controla la velocidad y el encendido/parada del sistema.

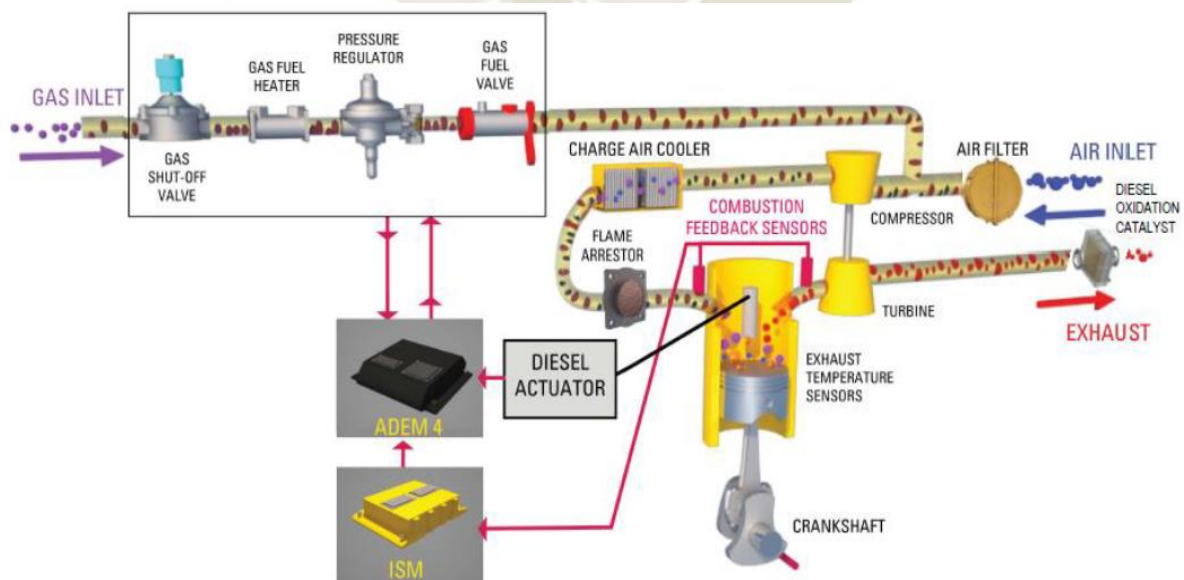


Figura 52: Componentes de la línea de gas para un motor-generator

Fuente: Caterpillar Global Petroleum Conference. (2013). Dynamic gas blending overview.

### 3.5.2. EMD 710 DGB

Progress Rail (EMD) ofrece a sus clientes una opción mediante la cual se puede reducir los costos operativos y las emisiones utilizando gas natural, al tiempo que se mantiene el rendimiento y la confiabilidad de los motores EMD. Para este propósito, EMD presenta Dynamic Gas Blending (DGB), la solución que proporciona hasta un 80 % de sustitución de diésel con gas natural. DGB es una tecnología de combustible dual que permite una transición perfecta entre la operación con diésel o gas natural (Progress Rail, 2020).

Los motores con sistema dual fuel y los kits de conversión están disponibles para los motores EMD 710 de Progress Rail (EMD). EMD proporciona locomotoras de última generación equipadas con el sistema Dynamic Gas Blending (DGB). Hay que tener en cuenta que las altas tasas de sustitución del gas natural darán como resultado el preencendido del combustible en el motor. Esta condición debe ser evitada, para ello los motores EMD con DGB utilizan sensores de preencendido para controlar los niveles de sustitución del gas natural. Esto permite alcanzar los niveles de sustitución más altos posibles al tiempo que proporciona un rendimiento confiable del motor.

Progress Rail, como hemos visto anteriormente proporciona la solución de Dynamic Gas Blending (DGB), con la cual es posible instalar un sistema dual fuel (Diésel –GNC) en las locomotoras. El equipo de control del Sistema DGB será compatible con los sistemas de control de locomotoras EM2000 y EMDEC.

Las características del Sistema EMD DGB son:

- Gas a baja presión 10 Bar.
- Hasta 80% de sustitución de gas.
- Mantiene el ciclo diésel sin pérdida de potencia.
- Permite operar solo con diésel manteniendo el 100 % de potencia.
- EPA T3/IMO II.

El sistema de inyección de gas mostrado en la figura 53 se realiza a través del sistema de barrido de aire en la caja de aire. El gas es introducido al cilindro a través de los inyectores de gas individuales ubicados en las lumbreras de barrido en cada uno de los cilindros cuando el pistón se encuentra en la parte inferior de la carrera (PMI), alimentando una mezcla de gas natural y aire al cilindro, que luego se comprime. Cerca de la parte superior de la carrera del pistón, se inyecta una cantidad muy pequeña de combustible diésel “Piloto” para

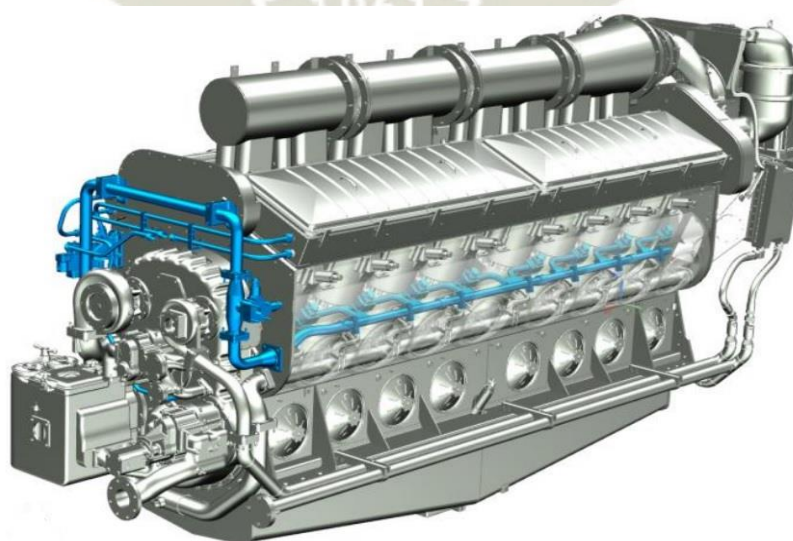
proporcionar la fuente de ignición y así hacer que se encienda el gas natural. A medida que las locomotoras aumenten en velocidad y potencia, la cantidad de gas suministrado aumentará gradualmente.



*Figura 53: Introducción de gas en el sistema EMD 710 DGB*

*Fuente: Paul Blomerus. (2017). Economic and environmental benefits of natural gas fuel for the rail sector in Canada.*

La seguridad es un factor importante cuando se trabaja con gas natural, por ello el Sistema DGB cuenta con detectores de metano los cuales son usados para identificar cualquier fuga de gas natural en la locomotora y alertar al sistema de control para que se corte el suministro de gas. El sistema de líneas de gas en un motor EMD de dos tiempos lo podemos apreciar en la figura 54.



*Figura 54: Componentes de la línea de gas en motor diésel EMD*

*Fuente: Progress Rail. (2017). EMD Product Overview.*

Progress Rail asegura que el Sistema DGB "Proporciona menores costos de combustible hasta con un 80% de sustitución de gas". DGB es una solución de combustible dual, a la vez permitiendo que la locomotora también pueda funcionar únicamente con diésel. Las locomotoras que funcionan con kits de DGB mantienen el mismo rendimiento, potencia, respuesta transitoria, confiabilidad y mantenimiento como las locomotoras diésel-eléctricas convencionales (Progress Rail, 2020).

### 3.5.3. GNC Tender

CNG Motive es un grupo de profesionales de la industria ferroviaria y de reabastecimiento de combustible que han formado una empresa para comercializar algunas tecnologías patentadas relacionadas principalmente con el almacenamiento de combustible a bordo (GNC) y el rápido reabastecimiento de combustible.

CNG Motive tiene una tecnología patentada de llenado rápido de GNC denominada "Chill Fill" que permite un llenado relativamente rápido mientras se mantiene una temperatura de gas baja durante las operaciones de llenado. Como hemos visto CNG Motive ofrece tanques de GNC para abastecer a las locomotoras y estas puedan operar con el Sistema dual fuel (Diésel – GNC). En la figura 55 podemos apreciar las partes del Tanque de GNC.

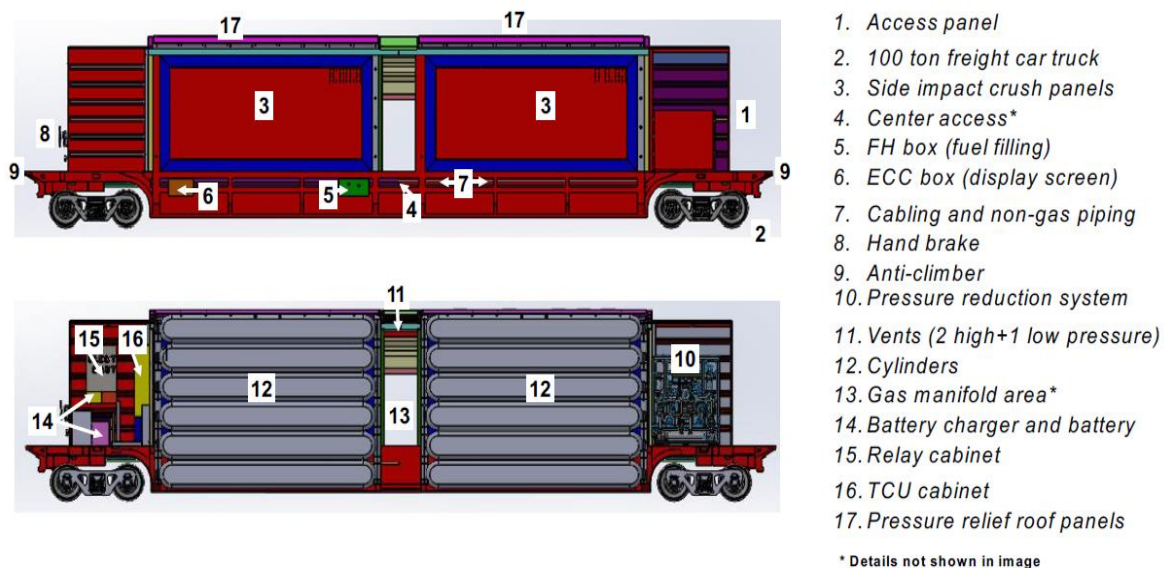


Figura 55: Partes del GNC Tender

Fuente: CNGMOTIVE. (2018). *Compressed natural gas for locomotives made practical*.

El diseño del tanque de GNC se asemeja a un coche de carga intermodal tradicional, con la parte de carga utilizada principalmente para el almacenamiento de gas natural y en los extremos del carro sobre los truques están ubicados el sistema de control y el sistema de

reducción de presión. El tanque GNC está configurado para proporcionar a una o dos locomotoras con GNC mientras está en servicio. Su diseño cumple con las próximas especificaciones de tanques AAR M-1004 para resistencia a choques, golpes y vibraciones.



*Figura 56: GNC Tender GCNX 5001*

*Recuperado de: <https://www.railwayage.com/news/cngmotive-moves-to-the-next-level/>*

El Tanque GCNX No. 5001 mostrado en la figura 56 tiene 2 grupos de 14 cilindros de almacenamiento de GNC, teniendo en total 28 cilindros de almacenamiento de GNC, lo cual le da una capacidad de almacenamiento igual a 4600 DGE (Equivalente de galón diésel). Equivaliendo a 17615.12 m<sup>3</sup> de GNC. Según el cálculo realizado en la predicción de uso del sistema dual fuel necesitaremos 3281 m<sup>3</sup> de GNC para un viaje de un convoy (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones. Para determinar la cantidad de viajes que nos permitiría el GNC Tender No. 5001 con una capacidad de 17615.12 m<sup>3</sup> de GNC, dividimos la capacidad total entre el consumo de cada viaje de GNC. Obteniendo:

$$\text{Nro. de Viajes} = \frac{17615.12 \text{ m}^3 \text{ de GNC}}{3281 \text{ m}^3 \text{ de GNC}}$$

$$\text{Nro. de Viajes} = 5.37 \text{ Viajes}$$

El tanque de GNC de CNG Motive lleva múltiples cilindros de GNC que mantienen el gas metano a una presión de suministro alta para transportar la cantidad de combustible requerida para operar las locomotoras, las cuales tienen la configuración back-to-back con el tanque de GNC en el medio. Cuando las locomotoras están en funcionamiento con los puntos de aceleración ubicados entre 3 al 8, la alta presión del GNC se reduce mediante el

PRS (Sistema de reducción de presión) a 100 psi y a una temperatura alrededor de 40 a 70 grados °F (4 - 21°C), para que así el GNC pueda ingresar al sistema EMD 710 DGB y de allí ingrese al motor diésel a condiciones de presión y temperatura deseados.

### 3.6. Resistencia total al movimiento del tren

Cuando el tren se desplaza sobre los rieles, se originan algunos esfuerzos resistentes, los cuales se oponen al movimiento del tren. Es importante determinar estas resistencias para así poder especificar la fuerza motriz capaz de vencerlos (Potencia del Motor Diésel), permitiendo el avance del tren. Realizaremos los cálculos para hallar la resistencia total para la condición más crítica (cuando se tiene una pendiente de grado mayor y un radio de curva mínimo) en el recorrido del convoy desde la estación de Islay hasta la estación de Pillones. Según los datos del Ferrocarril Transandino, en el Km 34 se tiene la condición más crítica en el trayecto del convoy, una pendiente del 3% y una curva de radio de 96 m. Para realizar los cálculos de la resistencia total, en la Tabla 21 encontraremos la información de la operación del Proyecto “Las Bambas” y los datos del tanque de GNC.

Tabla 21: *Datos para determinar la resistencia total del tren*

<b>Parámetros</b>	<b>Valores</b>
Peso de Loco (Ton)	120.0
No. De Locos	2.0
No. De Ejes de Loco	6.0
Peso por eje de Loco (Ton/Eje)	20.0
Peso del Carro (Ton)	80.0
No. De Carros	19.0
No. De Ejes del Carro	4.0
Peso por eje del Carro (Ton/Eje)	20.0
Peso del Tanque GNC (Ton)	120
No. De ejes del Tanque GNC	6
Peso por eje del Tanque GNC (Ton/Eje)	20
Área de Loco (m <sup>2</sup> )	13.0
Área del Carro (m <sup>2</sup> )	11.0
Trocha de vía (m)	1.435
Radio de la Curva Máx (m)	96.0
Gradiente Crítica (‰)	30.0

Fuente: Elaboración propia.

Actualmente, como se muestra en la figura 57 en el Proyecto “Las Bambas”, los convoys de PeruRail que realizan el transporte de mineral, están conformados por 2 locomotoras GT42AC y la carga a arrastrar es de 18 coches con 3 contenedores por coche.



*Figura 57: Convoy de PeruRail transportando concentrado de cobre*

*Recuperado de:*

*[https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/c/c6/PeruRail\\_EMD\\_GT42AC\\_812\\_at\\_Km\\_99.jpg](https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/c/c6/PeruRail_EMD_GT42AC_812_at_Km_99.jpg)*

A esta configuración de 2 locomotoras y 18 coches de carga, se le añadirá el tanque GNC en medio de las locomotoras.

Los esfuerzos que se originan en oposición al movimiento del tren (locomotora más convoy) son dados para una velocidad constante como veremos posteriormente.

Los esfuerzos que debemos vencer para lograr el movimiento del tren, se pueden agrupar de la siguiente manera:

- La suma de resistencias que se oponen al movimiento del tren en línea recta y horizontal.
- La resistencia que se produce debido a curvas y la gradiente.
- Los esfuerzos de inercia de las grandes masas (en los arranques y aceleraciones).

### 3.6.1. Resistencia en recta y horizontal ( $R_{RH}$ )

Esta resistencia se origina en oposición al movimiento del tren en recta y horizontal, esta resistencia dependerá de diversos factores como tipo, peso, velocidad del tren, y de las condiciones de la vía férrea. Para desarrollar el cálculo hay que tener en cuenta que en un convoy se puede tener más de una locomotora y una cierta cantidad de vagones, estos elementos poseen diferentes pesos y características, por lo tanto, se deberán calcular de forma separada su resistencia en recta y horizontal.

Las fórmulas que utilizaremos son resultado de los ensayos realizados por el ingeniero W. J. Davis Jr. de la General Electric, las cuales son las más utilizadas en el cálculo de la resistencia en recta y horizontal.

- Para locomotoras:

$$r_l = 0.65 + \frac{13.15}{p} + 0.00932 \cdot (V) + 0.00456 \cdot \frac{A}{P} \cdot V^2 \quad (3.83)$$

- Para Vagones de carga con caja grasera - cojinetes:

$$r_v = 0.65 + \frac{13.15}{p} + 0.01398 \cdot (V) + 0.0009428 \cdot \frac{A}{P} \cdot V^2 \quad (3.84)$$

Donde:

$r_l$  = Resistencia normal específica para la locomotora. (Kg/Ton)

$r_v$  = Resistencia normal específica para los coches de carga. (Kg/Ton)

$r_{GNC}$  = Resistencia normal específica para el tanque de GNC. (Kg/Ton)

$p$  = Peso por eje del vehículo. (Ton)

$P$  = Peso total del vehículo. (Ton)

$A$  = Área de la sección frontal del vehículo. ( $m^2$ )

$V$  = Velocidad del tren. (km/h)

Reemplazando los valores tenemos:

- Para locomotoras:

$$r_l = 0.65 + \frac{13.15}{20 \text{ Ton}} + 0.00932 \cdot (21 \text{ Km/h}) + 0.00456 \cdot \frac{13 \text{ m}^2}{120 \text{ Ton}} \cdot (21 \text{ Km/h})^2$$

$$r_l = 1.72 \text{ Kg/Ton}$$

- Luego para los coches de carga:

$$r_v = 0.65 + \frac{13.15}{20} + 0.01398 \cdot (21 \text{ Km/h}) + 0.0009428 \cdot \frac{11 \text{ m}^2}{80 \text{ Ton}} \cdot (21 \text{ Km/h})^2$$

$$r_v = 1.66 \text{ Kg/Ton}$$

- Luego para el tanque de GNC:

$$r_{\text{GNC}} = 0.65 + \frac{13.15}{20} + 0.01398 \cdot (21 \text{ Km/h}) + 0.0009428 \cdot \frac{13 \text{ m}^2}{120 \text{ Ton}} \cdot (21 \text{ Km/h})^2$$

$$r_{\text{GNC}} = 1.65 \text{ Kg/Ton}$$

Para determinar las resistencias totales en recta y horizontal de la locomotora ( $R_l$ ) y vagones ( $R_v$ ) incluyendo el tanque de GNC debemos de multiplicar la resistencia específica de la locomotora ( $r_l$ ) y la resistencia específica de los coches de carga ( $r_v$ ) por el peso de la locomotora y el peso de los vagones respectivamente. De la siguiente forma:

$$R_l = r_l \cdot P_l$$

$$R_v = (r_v \cdot Q) + (r_{\text{GNC}} \cdot T)$$

Donde:

$R_l$  = Resistencia total de la locomotora en recta y horizontal. (Kg)

$R_v$  = Resistencia total de los vagones en recta y horizontal. (Kg)

$P_l$  = Peso de la locomotora. (Ton)

$Q$  = Peso de los vagones. (Ton)

$T$  = Peso del tanque de GNC. (Ton)

Reemplazando los valores tenemos:

$$R_l = 1.72 \frac{\text{Kg}}{\text{Ton}} \cdot 2 \cdot 120 \text{ Ton}$$

$$R_l = 412.80 \text{ Kg}$$

$$R_v = \left( 1.66 \frac{\text{Kg}}{\text{Ton}} \cdot 18 \cdot 80 \text{ Ton} \right) + \left( 1.65 \frac{\text{Kg}}{\text{Ton}} \cdot 120 \text{ Ton} \right)$$

$$R_v = 2588.40 \text{ Kg}$$

Ahora, la resistencia total en recta y horizontal ( $R_{RH}$ ) estará conformada por las resistencias totales en recta y horizontal de la locomotora ( $R_l$ ) y vagones ( $R_v$ ) a remolcar:

$$R_{RH} = R_l + R_v$$

Tenemos, entonces:

$$R_{RH} = 412.80 \text{ Kg} + 2588.40 \text{ Kg}$$

$$R_{RH} = 3001.20 \text{ Kg}$$

### 3.6.2. Resistencia por gradiente ( $R_G$ )

La resistencia específica por gradiente, la denominaremos ( $r_g$ ) y su valor dependerá de la diferencia de altura entre dos puntos cualesquiera del trayecto de la vía férrea (pendiente). La resistencia total por gradiente dependerá del peso del tren, la componente a tomarse en cuenta para el análisis deberá ser la que es paralela a la vía férrea, en la figura 58 podemos apreciar la descomposición del peso del tren ( $G$ ) es decir:

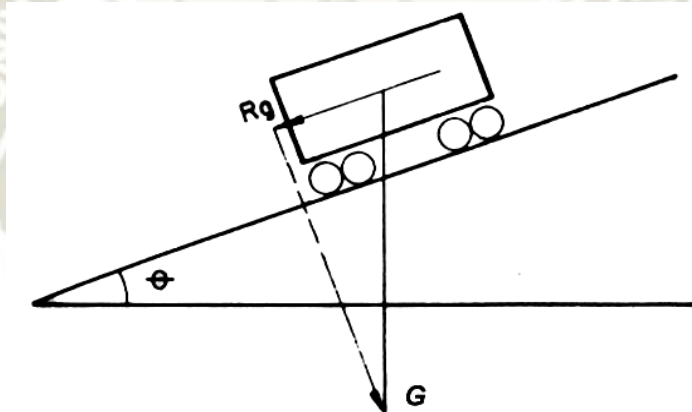


Figura 58: Diagrama de fuerzas en gradiente

Fuente: Universidad Mayor de San Simón. (2001). Texto guía de vías férreas.

$$R_G = G * \sin \theta$$

Como podemos observar en la figura anterior, al descomponer el Peso del tren ( $G$ ) en sus dos componentes, la resistencia total por gradiente toma la componente que es paralela a la vía férrea.

Donde:

$R_G$  = Resistencia total en gradiente debida al peso.

$\theta$  = Ángulo que el camino hace con el plano horizontal.

$G$  = Peso del tren.

Para todas las pendientes encontradas en lo largo del trayecto de la vía férrea, podemos reemplazar el  $\sin\theta$  como la  $\tan\theta$  así también como la pendiente “i” del trayecto de la vía, la que generalmente se expresa en tanto por mil (‰), mm/m ó Kgf/Ton.

Tenemos así que:

$$R_G = G * \sin \theta = G * \tan \theta$$

$$R_G = G * i$$

La resistencia específica debida a la gradiente será, entonces:

$$r_g = i$$

Donde:

i = Gradiente del terreno expresada en tanto por mil (‰).

En el recorrido del convoy desde la estación de Islay hasta la estación de Pillones, la pendiente más desfavorable es del 3% (30 ‰). Por tanto, la resistencia total por gradiente será:

$$R_G = G \cdot r_g = (P_1 + Q + T) \cdot i \quad (3.85)$$

Donde:

G = Peso del tren. (Peso de locomotora más vagones).

T = Peso del tanque de GNC. (Kg)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$R_G = [(2 \cdot 120 \text{ Ton}) + (18 \cdot 80 \text{ Ton}) + 120 \text{ Ton}] \cdot 30$$

$$R_G = 54000.00 \text{ Kg}$$

### 3.6.3. Resistencia por curvatura (R<sub>c</sub>)

La resistencia por curvatura se produce por la solidaridad entre las ruedas y los ejes y también del paralelismo de los ejes en los vagones. Estas características mencionadas anteriormente causan pérdidas que ocasionan una resistencia que dependerá del radio de curva y de la trocha de la vía férrea. La resistencia específica por curvatura ( $r_c$ ) viene dada por la fórmula de Desdovits:

$$r_c = \frac{500 \cdot b}{R} \quad (3.86)$$

Donde:

$r_c$  = Resistencia específica en curva. (Kg/Ton)

$b$  = Trocha de la vía. (m)

$R$  = Radio de curva. (m)

En el recorrido del convoy desde la estación de Islay hasta la estación de Pillones, el radio de curva mínimo es de 96 m. Por tanto, la resistencia total por gradiente será:

Reemplazando los valores, tenemos:

$$r_c = \frac{500 \cdot 1.435 \text{ m}}{96 \text{ m}}$$

$$r_c = 7.47 \text{ Kg/Ton}$$

La resistencia total por curvatura ( $R_C$ ) estará dada por la siguiente ecuación:

$$R_C = G \cdot r_c = (P_1 + Q + T) \cdot r_c \quad (3.87)$$

Donde:

$G$  = Peso del tren. (Peso de locomotora más vagones).

$T$  = Peso del tanque de GNC. (Kg)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$R_C = [(2 * 120 \text{ Ton}) + (18 * 80 \text{ Ton}) + 120 \text{ Ton}] * 7.47 \text{ Kg/Ton}$$

$$R_C = 13446.00 \text{ Kg}$$

Resumiendo, la resistencia total en recta y horizontal ( $R_{RH}$ ), la resistencia total por gradiente ( $R_G$ ) y la resistencia total por curvatura ( $R_C$ ) son calculadas para la locomotora, los coches de carga y el tanque de GNC. Sumando estas tres resistencias podemos hallar la resistencia total en la tracción y así poder especificar la fuerza motriz, capaz de vencer dicha resistencia total (fuerza que debe de desarrollar una locomotora en su gancho de tracción, para que el tren circule a una velocidad determinada), permitiendo el avance del tren.

Sumando las resistencias totales descritas anteriormente, hallamos la Resistencia total del Tren ( $R_{Tren}$ ) o también llamado esfuerzo de tracción total (ET).

$$R_{Tren} = R_{RH} + R_G + R_C$$

Reemplazando los valores, tenemos:

$$R_{\text{Tren}} = 3001.20 \text{ Kg} + 54000.00 \text{ Kg} + 13446.00 \text{ Kg}$$

$$R_{\text{Tren}} = 70447.20 \text{ Kg}$$

### 3.6.4. Determinación de la potencia del motor diésel

Una vez determinada la resistencia total del tren, procederemos a determinar la Potencia requerida por locomotora (HP) para vencer la resistencia total calculada y permitir el avance del tren.

Nuestro esfuerzo de tracción total (ET) es de 70447.20 Kg

El esfuerzo de tracción total por locomotora ( $ET_{\text{Loco}}$ ) viene dado por:

$$ET_{\text{Loco}} = \frac{\text{Esfuerzo de tracción total}}{\text{Número de locomotoras}}$$

En el Proyecto “Las Bambas” un convoy tiene 2 locomotoras, por lo tanto:

$$ET_{\text{Loco}} = \frac{70447.20 \text{ Kg}}{2}$$

$$ET_{\text{Loco}} = 35223.60 \text{ Kg}$$

La Potencia requerida del motor diésel de la locomotora viene dada por:

$$HP_{\text{Motor Diésel}} = \frac{ET_{\text{Loco}} \cdot V}{272 \cdot \eta} \quad (3.88)$$

Donde:

$HP_{\text{Motor Diésel}}$  : Potencia requerida del Motor diésel de la locomotora. (HP)

$ET_{\text{Loco}}$  : Esfuerzo de tracción total por locomotora. (Kg)

V: Velocidad del tren. (Km/h)

$\eta$ : Eficiencia del Motor diésel. (0.85)

Reemplazando los valores, tenemos:

$$HP_{\text{Motor Diésel}} = \frac{35223.60 \text{ Kg} \cdot 21 \text{ Km/h}}{272 \cdot 0.85}$$

$$HP_{\text{Motor Diésel}} = 3199.38 \text{ HP}$$

Ahora la Potencia necesaria para la tracción en ruedas en HP, viene dada por:

$$HP_{\text{Tracción}} = HP_{\text{Motor Diésel}} \cdot 0.85 \quad (3.89)$$

Reemplazando los valores, tenemos:

$$HP_{\text{Tracción}} = 3199.38 \text{ HP} \cdot 0.85$$

$$HP_{\text{Tracción}} = 2719.47 \text{ HP}$$

### 3.6.5. Interpretación de los resultados

Los cálculos realizados para hallar la resistencia total del tren fueron desarrollados para la condición más crítica (pendiente del 3% y un radio de curva mínimo de 96 m) en el recorrido del convoy desde la estación de Islay hasta la estación de Pillones considerando un convoy conformado por 2 locomotoras, 18 coches de carga y 1 tanque de GNC. Obteniendo como resultados una resistencia total del tren de 70447.20 Kg, una potencia del motor diésel por locomotora de 3199.38 HP y una potencia a la tracción en ruedas de 2719.47 HP a una velocidad de 21 Km/h.

Para poder comparar los resultados, los mismos cálculos fueron desarrollados bajo las mismas condiciones críticas para la operación actual del Proyecto “Las Bambas”, es decir considerando un convoy conformado por 2 locomotoras y 18 coches de carga. Obteniendo como resultados una resistencia total del tren de 65792.68 Kg, una potencia del motor diésel por locomotora de 3130.27 HP y una potencia a la tracción en ruedas de 2660.73 HP a una velocidad de 23 Km/h.

Comparando ambos resultados, la resistencia total del tren tiene un aumento del 7.07 % respecto a la resistencia total del tren en la operación actual esto es debido al incremento de carga del tanque de GNC. La potencia del motor diésel presenta un aumento de 2.21% respecto a la potencia del motor diésel en la operación actual (sin tanque de GNC). En ambos casos no se supera los 3250 HP que puede desarrollar el Motor diésel 12N-710G3B-ES.

Con respecto a la velocidad, podemos observar que varía de 21 a 23 Km/h, este rango de velocidades son valores que se dan en la operación actual bajo las condiciones críticas. El valor de la velocidad bajo condiciones críticas no debe de ser menor a la velocidad mínima continua de 15 Km/h dado que para velocidades menores a esta no se daría una adecuada refrigeración a los motores de tracción causando que se recalienten y se deterioren. En ambos cálculos se supera la velocidad mínima continua sin problemas.

## Capítulo 4

### Potencial de reducciones de emisiones

#### 4. Gas natural en la automoción

El gas natural es un hidrocarburo compuesto principalmente por metano ( $\text{CH}_4$ ) alrededor del 95%, etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ) en menores proporciones alrededor del 2% y otros hidrocarburos ligeros (propano, butano, pentano), el gas natural visto desde el punto medioambiental, presenta una ventaja fundamental frente a los combustibles líquidos tradicionales, el menor porcentaje de carbono en su composición y gracias a esto es considerado como el más limpio de los combustibles fósiles. El bajo contenido de carbono en su composición del gas natural se traduce en menores emisiones contaminantes de  $\text{CO}_2$  durante su combustión.

El gas natural es un combustible en auge que a mediano-largo plazo, puede ser la alternativa de sustitución del diésel y gasolina en el ámbito del parque motor y también en el ámbito industrial. En la figura 59 podemos observar la evolución del consumo del gas natural distribuido por diferentes sectores.

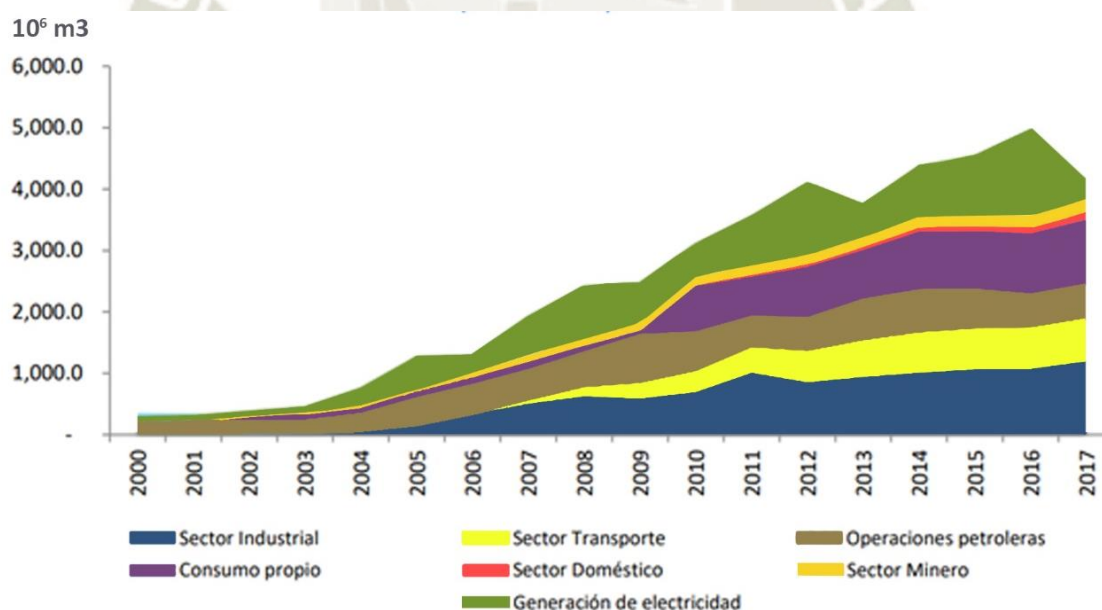


Figura 59: Evolución de los usos de gas distribuido

Fuente: Ministerio de energía y minas. (2017). Balance Nacional de Energía.

Como podemos observar en la mayoría de los sectores se evidencia un incremento progresivo en el consumo de gas natural. Algunas de las ventajas del gas natural son las siguientes.

- **Comodidad:** Al ser una energía de suministro continuo está siempre cuando se requiera.
- **Disponibilidad:** En la cantidad y en el momento que se le necesite.
- **Ecológico:** El gas natural es menos contaminante que los combustibles sólidos y líquidos, produciendo menores emisiones de CO<sub>2</sub>, menores emisiones de azufre y genera menos partículas sólidas durante la combustión. Es el más limpio de los combustibles gaseosos.
- **Seguridad:** El Gas natural a diferencia de otros gases combustibles, es más ligero que el aire, por lo que, de producirse alguna fuga, se disipa rápidamente en la atmósfera. Únicamente, se requiere tener buena ventilación.
- **Economía:** Es la energía de suministro continuo más barata.

#### 4.1. Impacto ambiental por el uso de energía

En el mundo, alrededor del 57% de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI) en su mayoría son por las emisiones de CO<sub>2</sub>, las cuales provienen del sector energético; de la quema de combustibles en la generación de electricidad, en el transporte, en las industrias, en las viviendas, en los comercios y en otras actividades (MINEM, 2016).

Durante la combustión de los combustibles fósiles (gas natural, petróleo, carbón) se producen gases de combustión los cuales van hacia la atmósfera a través de escapes en el caso de los vehículos o chimeneas en el caso de las industrias, estos gases de combustión están compuestos principalmente por dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>), dióxido de azufre (SO<sub>2</sub>), partículas, además de nitrógeno (N<sub>2</sub>) y oxígeno (O<sub>2</sub>) residuales del aire usado en la combustión.

Los principales componentes de los gases de combustión son el CO, los NO<sub>x</sub>, el SO<sub>2</sub> y las partículas son considerados contaminantes del aire y la vez potencialmente dañinos para el hombre, por lo que están regulados en la legislación ambiental de la mayoría de países del mundo (MINEM, 2016).

En la figura 60 mostrada a continuación, podemos apreciar los efectos de los gases de combustión en el hombre.

Contaminante	Efectos en el hombre
CO	Reduce el aporte de oxígeno a órganos y tejidos, pudiendo causar asfixia. El efecto es mayor para quienes padecen afecciones cardiovasculares. A concentraciones altas el CO reduce la percepción visual, la destreza manual y la capacidad mental.
NO <sub>x</sub> (NO + NO <sub>2</sub> )	El NO <sub>2</sub> irrita los pulmones, causa bronquitis y neumonía, reduce la resistencia a las infecciones respiratorias. El NO es un gas tóxico.
SO <sub>2</sub>	Afecciones respiratorias, debilitamiento de las defensas pulmonares, agravamiento de enfermedades respiratorias y cardiovasculares ya existentes y muerte.
Partículas	Agravamiento de afecciones respiratorias y cardiovasculares ya existentes, alteración de los sistemas de defensa del organismo, daños al tejido pulmonar, carcinogénesis y mortalidad prematura. El daño depende del grado de penetración en el sistema respiratorio. Se consideran peligrosas las partículas de un tamaño menor a 10 micras ya que pueden llegar a los pulmones.

*Figura 60: Efectos de los gases de combustión y partículas*

*Fuente: Ministerio de Energía y minas. Uso eficiente de la energía*

Los gases de combustión como el SO<sub>2</sub> y NO<sub>x</sub> una vez en la atmósfera sufren reacciones químicas en presencia de la humedad de las nubes, transformándose en ácido sulfúrico (H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>) y nítrico (HNO<sub>3</sub>) respectivamente, llegando a precipitar como lluvia ácida.

El CO<sub>2</sub> no es considerado como un gas tóxico ni como un contaminante como tal, dado que es un componente natural del aire. El problema viene dado por las crecientes concentraciones de CO<sub>2</sub> en la atmósfera, por causa de la actividad humana, que pueden ocasionar un calentamiento de la atmósfera terrestre.

El efecto del calentamiento de la corteza terrestre se debe a que el CO<sub>2</sub> deja pasar la radiación solar a través de la atmósfera (longitud de onda corta), pero las grandes emisiones de CO<sub>2</sub> absorben la radiación infrarroja de mayor longitud de onda reflejada por la tierra, lo que ocasiona un calentamiento excesivo de la atmósfera terrestre, calentando así el planeta.

#### **4.2. Emisiones Contaminantes en locomotoras con motores diésel**

De acuerdo al documento “Estándares de emisiones de locomotoras” de la Agencia de Protección del Medio Ambiente del gobierno de los Estados Unidos (United States Environmental Protection Agency) más conocida por sus siglas como USEPA. Los componentes de emisión de contaminantes de mayor preocupación en los motores diésel de las locomotoras son los óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>), las partículas menores a 10 micras

(PM<sub>10</sub>), los hidrocarburos (HC) y el monóxido de carbono (CO) (USEPA, 1998). A continuación, desarrollaremos una breve descripción de los contaminantes mencionados:

- **Óxidos de nitrógeno (NO<sub>x</sub>):** Son una mezcla de varios compuestos de nitrógeno y oxígeno, siendo los más importantes el óxido nítrico (NO) y el dióxido de nitrógeno (NO<sub>2</sub>); el más nocivo para la salud del ser humano es el NO<sub>2</sub>. Esta mezcla de compuestos se identifica generalmente como NO<sub>x</sub> y se producen debido a las altas temperaturas y presiones asociadas durante la combustión, cuando el nitrógeno en el aire se combina con el oxígeno disponible en la cámara de combustión.
- **Partículas menores a 10 micras (PM<sub>10</sub>):** Las emisiones de PM generalmente son provenientes de la evaporación y la quema incompleta del combustible y del aceite lubricante en la cámara de combustión que se dan en forma de pequeñas gotas. Las emisiones de PM son comúnmente asociadas a bajas temperaturas de combustión, a una falta de aire adecuado para la combustión (condiciones de operación muy ricas) y a las impurezas del combustible. Como la formación de NO<sub>x</sub> está asociada con las altas temperaturas de combustión y las partículas están asociadas a una combustión a bajas temperaturas, muchas tecnologías y estrategias de control de emisiones que reducen los NO<sub>x</sub>, tienden a aumentar la emisión de PM<sub>10</sub>. Las reducciones de PM son significativas con la tecnología de un Sistema de combustible dual porque en los puntos de aceleración altos en donde el consumo de combustible diésel es mayor (produciendo la mayor cantidad de PM) se compensan sustituyendo en mayor proporción el combustible diésel con el gas natural. Las emisiones de PM se eliminan casi por completo en motores de gas natural dedicados.
- **Hidrocarburos (HC):** La presencia de los hidrocarburos en las emisiones es debido a una combustión incompleta del combustible debido en parte a que se forman puntos de combustión con falta de oxígeno, condición que no permite la combustión completa del diésel.
- **Monóxido de Carbono (CO):** Al igual que los hidrocarburos, el monóxido de carbono es producto de una combustión incompleta del combustible el cual, en lugar de pasar a formar CO<sub>2</sub> y agua, solamente forma el CO. En general, las tecnologías que tienden a disminuir las emisiones de partículas (PM) también disminuyen las de hidrocarburos y de CO.

### 4.3. Reducción de emisiones con el Sistema Dual fuel

Al convertir 14 locomotoras GT42AC existentes al sistema dual fuel (Diésel – GNC), PeruRail puede lograr reducciones de emisiones contaminantes significativas. Utilizando los datos de la operación del proyecto “Las Bambas” y la información de emisiones, es posible estimar las reducciones de emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> que ocurrirían al sustituir el combustible diésel por el GNC.

Se desarrollará una metodología para estimar los beneficios anuales de reducción de emisiones contaminantes para las 14 locomotoras GT42AC implementando el sistema dual fuel (Diésel- GNC). La metodología desarrollada es la siguiente:

- Datos de tiempos y consumos de combustible diésel por cada punto de aceleración para un viaje (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones.
- Sustituciones parciales de combustible diésel por el GNC en cada punto de aceleración.
- Estándares de emisiones para locomotoras de carga, especificando los niveles de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO en g/Bhp-hr por cada punto de aceleración.
- Horas de operación anuales para las 14 locomotoras GT42AC.

Calcularemos la reducción de emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> aplicando la sustitución parcial del combustible diésel por el GNC en cada punto de aceleración. Esto se expresará en gramos/hora. Luego conociendo las horas de operación anuales de las 14 locomotoras GT42AC del proyecto “Las Bambas” podremos calcular los gramos/año de emisiones, este valor obtenido será convertido a toneladas/año para mayor comodidad.

Dado que en la presente investigación se está calculando la reducción de emisiones debido a la implementación de un sistema de combustible dual fuel (Diésel – GNC), por lo tanto, solo aplicaría a las condiciones en donde el sistema de combustible dual fuel es empleado. La operación del sistema de combustible dual fuel no es empleado en ralentí, dynamic brake y en los puntos de aceleración Nro. 1 y Nro.2.

El resumen de utilización de tiempos para un viaje (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones y la potencia al freno (bhp) del motor diésel 12N-710G3B-ES para cada punto de aceleración viene mostrado a continuación.

Tabla 22: *Tiempos y potencia al freno del motor diésel 12N-710G3B-ES*

Puntos de aceleración	BHP	Tiempo (Hrs)
DB	37	7.1358
Ralentí	23	8.0011
Punto 1	225	1.3653
Punto 2	400	1.4722
Punto 3	750	1.4678
Punto 4	1125	1.5953
Punto 5	1500	2.3744
Punto 6	1725	2.4153
Punto 7	2750	0.1458
Punto 8	3250	0.5058
Total	-	26.4789

Fuente: Elaboración propia.

#### 4.3.1. Niveles de emisión inicial

Primero desarrollaremos los cálculos para determinar las emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> para el motor operando únicamente con combustible diésel. A partir del documento “Estándares de emisiones de locomotoras” de la USEPA encontramos las emisiones contaminantes en g/bhp-hr de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO de un motor de la misma familia y características al motor diésel 12N-710G3B-ES.

Tabla 23: *Emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, CO y HC por punto de aceleración*

Puntos de aceleración	g/bhp-hr			
	NO <sub>x</sub>	PM	CO	HC
DB	21.98	0.78	1.48	1.09
Ralentí	111.13	3.88	6.75	6.88
Punto 1	15.97	0.17	0.54	0.40
Punto 2	15.05	0.31	0.34	0.22
Punto 3	13.88	0.30	0.25	0.17
Punto 4	12.01	0.23	0.29	0.13
Punto 5	10.93	0.21	0.61	0.12
Punto 6	10.71	0.25	0.83	0.11
Punto 7	9.36	0.21	1.71	0.09
Punto 8	9.51	0.23	1.23	0.11

Fuente: USEPA. (1998). Estándares de emisiones de locomotoras.

Cuando los valores mostrados anteriormente se combinan con los valores de la Tabla 22, obtenemos las emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC y CO para un viaje (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones. Para el cálculo de las emisiones de CO<sub>2</sub> consideraremos que 1 litro de Diésel produce 2.63 Kg de CO<sub>2</sub> (9.95 Kg CO<sub>2</sub>/gal diésel) y conociendo el consumo de combustible diésel por cada punto de aceleración cuando se opera con 100% diésel para un viaje, podemos calcular las emisiones de CO<sub>2</sub> por cada punto de aceleración para un viaje.

Tabla 24: *Emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> operando con 100% diésel*

Puntos de aceleración	100 % Diésel				
	NO <sub>x</sub> (g/trip)	PM (g/trip)	HC (g/trip)	CO (g/trip)	CO <sub>2</sub> (g/trip)
DB	5803.29	205.94	287.79	390.76	358200.00
Ralentí	20450.76	714.02	1266.10	1242.17	159200.00
Punto 1	4905.78	52.22	122.88	165.88	179100.00
Punto 2	8862.78	182.56	129.56	200.22	308450.00
Punto 3	15279.57	330.25	187.14	275.21	557200.00
Punto 4	21554.20	412.78	233.31	520.46	885550.00
Punto 5	38929.02	747.95	427.40	2172.62	1741250.00
Punto 6	44621.65	1041.59	458.30	3458.07	2019850.00
Punto 7	3753.75	84.22	36.09	685.78	189050.00
Punto 8	15634.04	378.11	180.84	2022.07	766150.00
Total	179794.84	4149.63	3329.39	11133.24	7164000.00

Fuente: Elaboración propia.

Los resultados de la tabla anterior son las emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> para un viaje cuando el motor opera únicamente con combustible diésel. Para realizar los cálculos de las emisiones de la flota de 14 locomotoras GT42AC, sería más conveniente mostrar los resultados en emisiones por hora (g/hr). Esto se hace dividiendo por el tiempo de viaje, 26.4789 horas.

Tabla 25: Valores horarios de emisiones operando con 100% diésel

Puntos de aceleración	100 % Diésel				
	NOx (g/trip)	PM (g/trip)	HC (g/trip)	CO (g/trip)	CO <sub>2</sub> (g/trip)
DB	5803.29	205.94	287.79	390.76	358200.00
Ralentí	20450.76	714.02	1266.10	1242.17	159200.00
Punto 1	4905.78	52.22	122.88	165.88	179100.00
Punto 2	8862.78	182.56	129.56	200.22	308450.00
Punto 3	15279.57	330.25	187.14	275.21	557200.00
Punto 4	21554.20	412.78	233.31	520.46	885550.00
Punto 5	38929.02	747.95	427.40	2172.62	1741250.00
Punto 6	44621.65	1041.59	458.30	3458.07	2019850.00
Punto 7	3753.75	84.22	36.09	685.78	189050.00
Punto 8	15634.04	378.11	180.84	2022.07	766150.00
Total	179794.84	4149.63	3329.39	11133.24	7164000.00
Emisión/hr	6790.12	156.71	125.74	420.46	270555.16

Fuente: Elaboración propia.

Los datos de la última fila son las emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> que se producen durante una hora de operación típica operando con 100% diésel.

#### 4.3.1.1. Emisiones anuales de la flota

Para convertir las emisiones horarias en emisiones anuales, necesitaremos las horas de operación anuales. En la Tabla 26 podemos apreciar dicha información.

Tabla 26: Horas de operación anuales de la flota GT42AC

Parámetro	Valor
Numero de Locomotoras GT42AC	14
Horas de operación anual	53729.40

Fuente: PeruRail.

Al combinar los valores de emisión/hr de la Tabla 25 con el valor de las horas de operación anual de la Tabla 26, obtenemos las emisiones anuales de la flota de 14 locomotoras GT42AC operando con 100% diésel.

Tabla 27: Emisiones anuales de flota de 14 locomotoras GT42AC operando con diésel

NOx (Ton/año)	PM (Ton/año)	HC (Ton/año)	CO (Ton/año)	CO <sub>2</sub> (Ton/año)
364.83	8.42	6.76	22.59	14536.77

Fuente: Elaboración propia.

### 4.3.2. Reducción de emisiones

Utilizando la sustitución parcial del combustible diésel por el GNC en cada punto de aceleración en los valores de las emisiones de la Tabla 24, podemos calcular los niveles de emisiones resultantes para la operación del sistema dual fuel.

Tabla 28: *Emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> en el sistema dual fuel*

Puntos de aceleración	Emisiones con sustitución de diésel por GNC					
	GNC (%)	NO <sub>x</sub> (g/trip)	PM (g/trip)	HC (g/trip)	CO (g/trip)	CO <sub>2</sub> (g/trip)
DB	0%	5803.29	205.94	287.79	390.76	358200.00
Ralentí	0%	20450.76	714.02	1266.10	1242.17	159200.00
Punto 1	0%	4905.78	52.22	122.88	165.88	179100.00
Punto 2	0%	8862.78	182.56	129.56	200.22	308450.00
Punto 3	60%	6111.83	132.10	74.86	110.08	222880.00
Punto 4	60%	8621.68	165.11	93.32	208.18	354220.00
Punto 5	70%	11678.71	224.39	128.22	651.79	522375.00
Punto 6	70%	13386.50	312.48	137.49	1037.42	605955.00
Punto 7	80%	750.75	16.84	7.22	137.16	37810.00
Punto 8	80%	3126.81	75.62	36.17	404.41	153230.00
Total	-	83698.88	2081.28	2283.59	4548.08	2901420.00

Fuente: Elaboración propia.

Luego, al restar los valores de las emisiones de cada punto de aceleración de la Tabla 24 con los valores de las emisiones de cada punto de aceleración de la Tabla 28, podemos calcular las reducciones de emisiones en la operación del sistema dual fuel.

Tabla 29: *Reducción de emisiones en el sistema dual fuel*

Puntos de aceleración	NO <sub>x</sub> (g/trip)	PM (g/trip)	HC (g/trip)	CO (g/trip)	CO <sub>2</sub> (g/trip)
DB	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ralentí	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Punto 1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Punto 2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Punto 3	9167.74	198.15	112.29	165.13	334320.00
Punto 4	12932.52	247.67	139.99	312.28	531330.00
Punto 5	27250.31	523.57	299.18	1520.83	1218875.00
Punto 6	31235.16	729.11	320.81	2420.65	1413895.00

Punto 7	3003.00	67.38	28.88	548.63	151240.00
Punto 8	12507.24	302.49	144.67	1617.66	612920.00
Total	96095.96	2068.36	1045.80	6585.16	4262580.00

Fuente: Elaboración propia.

Los resultados de la tabla anterior son la reducción de emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> para un viaje en la operación del sistema dual fuel. Para realizar los cálculos de la reducción de emisiones de la flota de 14 locomotoras GT42AC, sería más conveniente mostrar los resultados en reducción por hora (g/hr). Esto se hace dividiendo por el tiempo de viaje, 26.4789 horas.

Tabla 30: *Valores horarios de reducciones de emisiones en el sistema dual fuel*

Puntos de aceleración	NO <sub>x</sub> (g/trip)	PM (g/trip)	HC (g/trip)	CO (g/trip)	CO <sub>2</sub> (g/trip)
DB	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Ralentí	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Punto 1	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Punto 2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Punto 3	9167.74	198.15	112.29	165.13	334320.00
Punto 4	12932.52	247.67	139.99	312.28	531330.00
Punto 5	27250.31	523.57	299.18	1520.83	1218875.00
Punto 6	31235.16	729.11	320.81	2420.65	1413895.00
Punto 7	3003.00	67.38	28.88	548.63	151240.00
Punto 8	12507.24	302.49	144.67	1617.66	612920.00
Total	96095.96	2068.36	1045.80	6585.16	4262580.00
Reducción/hr	3629.15	78.11	39.50	248.69	160980.32

Fuente: Elaboración propia.

Los datos de la última fila son las reducciones de emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> que se producen durante una hora de operación típica en la operación del sistema dual fuel.

#### 4.3.2.1. Reducción de emisiones anuales de la flota

Para convertir la reducción de emisiones horarias en reducción de emisiones anuales, necesitaremos las horas de operación anuales mostradas anteriormente en la Tabla 26.

Al combinar los valores de reducción/hr de la Tabla 30 con el valor de las horas de operación anual de la Tabla 26, obtenemos la reducción de emisiones anuales de la flota de 14 locomotoras GT42AC operando con el sistema dual fuel.

Tabla 31: *Reducción de emisiones anuales de la flota de 14 locomotoras GT42AC*

<b>NO<sub>x</sub></b> <b>(Ton/año)</b>	<b>PM</b> <b>(Ton/año)</b>	<b>HC</b> <b>(Ton/año)</b>	<b>CO</b> <b>(Ton/año)</b>	<b>CO<sub>2</sub></b> <b>(Ton/año)</b>
194.99	4.20	2.12	13.36	8649.38

Fuente: Elaboración propia.

El porcentaje de reducción de emisiones de NO<sub>x</sub>, PM, HC, CO y CO<sub>2</sub> respecto a las emisiones cuando se opera con 100% diésel, lo podemos apreciar en la Tabla 32.

Tabla 32: *Porcentaje de reducción de emisiones con el sistema dual fuel*

<b>NO<sub>x</sub></b> <b>(Ton/año)</b>	<b>PM</b> <b>(Ton/año)</b>	<b>HC</b> <b>(Ton/año)</b>	<b>CO</b> <b>(Ton/año)</b>	<b>CO<sub>2</sub></b> <b>(Ton/año)</b>
53%	50%	31%	59%	60%

Fuente: Elaboración propia.

#### **4.3.3. Interpretación de resultados**

Los cálculos de reducción de emisiones fueron realizados para un año de operación típico de una flota de 14 locomotoras GT42AC del Proyecto “Las Bambas”. Considerando 26.4789 horas de un viaje (ida y vuelta) desde la Estación de Islay hasta la Estación de Pillones y 53729.40 horas de operación anual.

Como hemos observado, al implementar un sistema dual fuel se obtienen porcentajes de reducción de emisiones mayores del 50% en NO<sub>x</sub>, PM, CO y CO<sub>2</sub>, mientras que en HC se obtuvo un porcentaje de reducción de emisión del 31%. En general, más tiempo en los puntos de aceleración mayores producirán emisiones más bajas, debido a la mayor tasa de sustitución de GNC.

## Capítulo 5

### Evaluación económica

#### 5. Aspectos generales

La evaluación económica se realizó para investigar la viabilidad financiera de la implementación de un sistema dual fuel (Diésel – GNC) en los motores diésel de las locomotoras GT42AC.

#### 5.1. Suposiciones del modelo financiero

La construcción de un modelo financiero considerará suposiciones con respecto a las condiciones de operación y costos estimados de la implementación de un sistema dual fuel en los motores diésel de la flota de 14 locomotoras GT42AC. Estas suposiciones las podemos dividir en tres categorías: costos de inversión, costos operativos y suposiciones generales. Los costos de inversión representan gastos únicos, que incluyen los costos de implementación de un sistema dual fuel e instalación en el motor, costos de los tanques de GNC y otros costos varios. Los costos operativos incluyen supuestos que cubren el costo de las operaciones diarias, como los costos de combustible y costos de mantenimiento. Las suposiciones generales incluyen la tasa de descuento (también conocida como costo de capital), pronósticos de los precios del combustible diésel y GNC, cronograma de conversión de locomotoras y horizonte financiero. Adicionalmente se añadirá un tanque de GNC y un Kit de conversión a la locomotora que se tiene en stand-by para así poder ser utilizados cuando se requieran. A continuación, describiremos cada suposición anteriormente descrita.

##### 5.1.1. Costos de inversión

- **Costos de conversión de locomotoras:** Esto incluye el costo del kit y la mano de obra de instalación para el motor diésel 12N-710G3B-ES, así como el costo de los tanques de GNC. Los costos de conversión de las locomotoras se resumen en la Tabla 33.

Tabla 33: *Costos de conversión de flota de locomotoras GT42AC*

Descripción	Cantidad	Costo Unitario (\$)	Costo total (\$)
Kit de Conversión	15	\$395,000	\$5,925,000
Labor de Montaje	15	\$15,000	\$225,000
Tanque GNC	8	\$600,000	\$4,800,000
Total	-	\$1,010,000	\$10,950,000

Fuente: Elaboración propia.

- **Costos varios:** Los costos varios representan los costos certificación de emisiones, modificaciones adicionales, habilitación de los tanques GNC y capacitación del personal. Los costos varios se resumen en la Tabla 34.

Tabla 34: *Costos varios*

Descripción	Costo total (\$)
Certificado de emisiones	\$115,000
Modificaciones adicionales	\$90,000
Habilitación de los tanques GNC	\$10,000
Entrenamiento de Personal	\$3,000
Total	\$218,000

Fuente: Elaboración propia.

### 5.1.2. Costos operativos

- **Precio base del combustible diésel y GNC:** Representa el costo actual del equivalente de galón diésel (DGE) de diésel y GNC considerando el tipo de cambio de 3.37 soles por dólar americano. Las suposiciones se resumen en la Tabla 35. Los costos de mantenimiento para los tanques de GNC los podemos observar en la Tabla 36.

Tabla 35: *Precio base de combustibles*

Tipo de combustible	\$/DGE <sup>c</sup>
Diésel <sup>a</sup>	\$3.79
CNG <sup>b</sup>	\$1.73

<sup>a</sup> Precio promedio del galón de diésel S/12.77 en Arequipa para el mes de enero del 2020 - Osinergmin.

<sup>b</sup> Precio promedio del m<sup>3</sup> de GNV S/1.52 en Lima para el mes de enero del 2020 - Osinergmin.

<sup>c</sup> \$/DGE considerando tipo de cambio de 3.37 soles por dólar americano.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 36: *Costos de mantenimiento de los tanques de GNC*

Descripción	Costo total (\$)
Mantenimiento anual de 7 tanques de GNC	\$28,000
Cambio de ruedas de 7 tanques de GNC <sup>a</sup>	\$420,000

<sup>a</sup> El cambio de ruedas se realizará con una frecuencia de 6 años.

Fuente: Elaboración propia.

- **Consumo promedio de combustible diésel por locomotora:** Los datos proporcionados por PeruRail mostraron que el proyecto “Las Bambas” consumió 2,224,077 galones de diésel en 14 locomotoras, con un promedio de consumo de combustible diésel de 158,863 galones por locomotora.

- **Sustitución de diésel:** Este factor representa el porcentaje de diésel reemplazado por GNC durante las operaciones. El factor utilizado en el modelo financiero es del 60% y se obtuvo de la simulación del sistema dual fuel.

- **Primer año de ahorro de combustible:** Durante el período de implementación del sistema dual fuel, las locomotoras en conversión durante un año dado no podrán operar completamente en condiciones de combustible dual, por ello se supone que el ahorro de combustible del primer año será igual al 34% del ahorro de combustible durante todo el año para la cantidad de locomotoras convertidas durante ese año.

### 5.1.3. Suposiciones generales

- **Tasa de descuento:** Esta es la tasa de rendimiento utilizada para calcular el flujo de caja descontado y valor actual neto del flujo de efectivo durante el período de inversión. Posteriormente se realizará el cálculo de la tasa de descuento (costo de oportunidad del capital propio).

- **Predicción del precio del combustible diésel y GNC:** El costo del diésel y GNC por DGE se pronostica con una regresión potencial ( $Y = a * X ^ b$ ) sobre los precios históricos de los combustibles. Los costos del diésel y GNC por DGE usando este método se muestra en la figura 61.

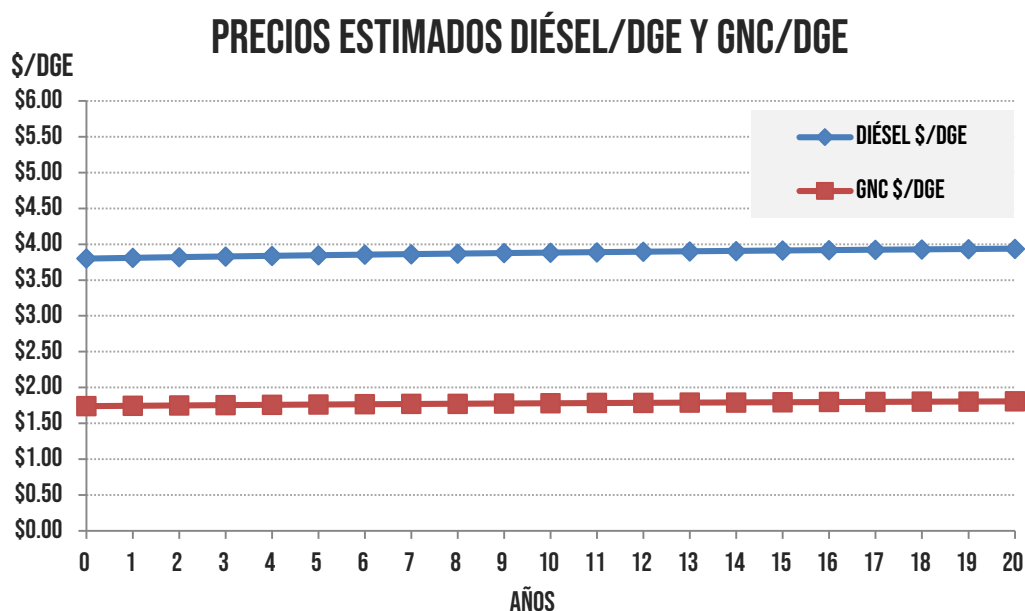


Figura 61: Precios estimados del diésel y GNC para el periodo de inversión

Fuente: Elaboración propia.

▪ **Cronograma de la conversión:** La flota de 15 locomotoras GT42AC están disponibles para la conversión al sistema de combustible dual adicionando la locomotora que se tiene en stand-by. Se tiene programado la implementación del sistema dual fuel a 11 locomotoras en el primer año y a 4 locomotoras en el año siguiente. En la figura 62 se detalla el cronograma previsto de la implementación del sistema dual fuel en la locomotora piloto, estimado en un periodo de 3 meses. Las estimaciones de tiempo se basaron en la información de proyectos de igual envergadura. La capacitación del personal de operaciones y mantenimiento en los aspectos técnicos y de seguridad del uso de GNC en una locomotora tomará alrededor de dos semanas al igual que las pruebas estáticas, seguidas de 2 semanas de seguimiento de pruebas y fase de evaluación, estimada de manera conservadora para proporcionar tiempo suficiente para trabajar en problemas imprevistos que pudieran presentarse.

CONVERSIÓN DE LOCOMOTORA PILOTO	SEMANAS												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
INSTALACIÓN DEL SISTEMA DUAL FUEL	■												
CAPACITACIÓN DE SEGURIDAD DEL PERSONAL						■							
PRUEBAS ESTÁTICAS								■					
SEGUIMIENTO DE PRUEBAS										■			
LOCOMOTORA PUESTA EN MARCHA												▲	

Figura 62: Cronograma de conversión para la locomotora piloto

Fuente: Elaboración propia.

La figura 63 nos muestra el cronograma de conversión de la flota de 15 locomotoras GT42AC. Considerando que el trabajo ocurriría en el taller de montaje de PeruRail y con su jornada laboral. Se estima que cada conversión de una locomotora y su fase de prueba tomarían alrededor de 2 meses. Como se muestra, con esta frecuencia la conversión de las 15 locomotoras GT42AC tomarían alrededor de año y medio.

Conversión de Locomotoras	Años							
	Año 1				Año 2			
	T1	T2	T3	T4	T1	T2	T3	T4
Loco 800	■							
Loco 801		■						
Loco 802			■					
Loco 803				■				
Loco 804					■			
Loco 805						■		
Loco 806							■	
Loco 807								■
Loco 808								■
Loco 809								■
Loco 810								■
Loco 811						■		
Loco 812							■	
Loco 813								■
Loco 814								■

Figura 63: Cronograma de conversión de la flota de 15 locomotoras GT42AC

Fuente: Elaboración propia.

- **Horizonte financiero:** Este es el marco de tiempo bajo el cual se realiza el análisis financiero y representa el período de inversión. Seleccionamos un horizonte de 15 y 20 años, alrededor del tiempo cuando la primera locomotora convertida puede estar alcanzando su vida útil. Una suposición implícita es que todos los motores convertidos permanecerán en funcionamiento durante todo el horizonte financiero (15 a 20 años).

- **El overhaul de los motores de combustible dual:** Se estima que coincida en el mismo tiempo o según el kilometraje que requeriría un motor diésel solamente. El costo de realizar un overhaul a un motor de combustible dual de una locomotora se asumió que sea igual al costo de un overhaul de un motor diésel solamente.

## 5.2. Flujo de caja

Tabla 37: *Flujo de caja implementando el sistema dual fuel en locomotoras GT42AC*

Año	Ahorros Anuales (\$)	Inversión (\$)	Mantenimiento (\$)	Flujo de caja (\$)	Flujo de caja acumulado (\$)
0	\$0	(\$11,168,000)	\$0	(\$11,168,000)	(\$11,168,000)
1	\$734,522	-	(\$28,000)	\$706,522	(\$10,461,478)
2	\$2,361,342	-	(\$28,000)	\$2,333,342	(\$8,128,136)
3	\$2,756,671	-	(\$28,000)	\$2,728,671	(\$5,399,465)
4	\$2,763,216	-	(\$28,000)	\$2,735,216	(\$2,664,249)
5	\$2,769,378	-	(\$28,000)	\$2,741,378	\$77,129
6	\$2,775,199	-	(\$448,000)	\$2,327,199	\$2,404,328
7	\$2,780,718	-	(\$28,000)	\$2,752,718	\$5,157,045
8	\$2,785,963	-	(\$28,000)	\$2,757,963	\$7,915,008
9	\$2,790,961	-	(\$28,000)	\$2,762,961	\$10,677,969
10	\$2,795,734	-	(\$28,000)	\$2,767,734	\$13,445,703
11	\$2,800,303	-	(\$28,000)	\$2,772,303	\$16,218,007
12	\$2,804,685	-	(\$448,000)	\$2,356,685	\$18,574,691
13	\$2,808,894	-	(\$28,000)	\$2,780,894	\$21,355,585
14	\$2,812,944	-	(\$28,000)	\$2,784,944	\$24,140,529
15	\$2,816,846	-	(\$28,000)	\$2,788,846	\$26,929,375
16	\$2,820,611	-	(\$28,000)	\$2,792,611	\$29,721,986
17	\$2,824,249	-	(\$28,000)	\$2,796,249	\$32,518,235
18	\$2,827,768	-	(\$448,000)	\$2,379,768	\$34,898,003
19	\$2,831,176	-	(\$28,000)	\$2,803,176	\$37,701,179
20	\$2,834,479	-	(\$28,000)	\$2,806,479	\$40,507,658

Fuente: Elaboración propia.

## 5.3. Indicadores financieros

### 5.3.1. Costo de oportunidad del capital propio (COK)

Para el cálculo del costo de oportunidad del capital propio (COK) conocido también como el costo del patrimonio, emplearemos el modelo de valoración de activos financieros CAPM (Capital Asset Pricing Model) el cual es un modelo que se utiliza para calcular la rentabilidad que un inversor debe exigir al realizar una inversión con recursos propios en un activo financiero, teniendo en cuenta el riesgo que está asumiendo. Se halla de la siguiente forma:

$$COK = K_f + \beta(K_m - K_f) + K_p$$

Donde:

$K_f$ : Tasa de libre riesgo. (%)

$\beta$ : Indicador de sensibilidad frente al mercado.

$K_m$ : Tasa del mercado. (%)

$K_p$ : Riesgo del país. (%)

Según datos del año 2020 del diario Gestión y BCRP tenemos los siguientes valores:

- $K_f$ : 5.3%
- $\beta$ : 0.95
- $K_m$ : 12.6%
- $K_p$ : 1.04%

Del cálculo se obtiene un COK igual a 13.27%.

### 5.3.2. Valor agregado neto

Para el cálculo del valor agregado neto de la inversión se utilizará la siguiente fórmula:

$$VAN = -I_o + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1+r)^t}$$

Donde:

VAN: Valor agregado neto.

$I_o$ : Inversión inicial.

n: Número de periodos en el tiempo.

$F_t$ : Flujo de caja en cada periodo t.

r: Tasa de descuento. (COK)

COK: Costo de oportunidad de capital propio.

Como mencionamos en las suposiciones generales, tomaremos dos horizontes financieros (15 y 20 años). Del cálculo se obtiene un VAN de \$ 3,950,264 para un periodo de 15 años y un VAN de \$ 5,414,348 para un periodo de 20 años.

### 5.3.3. Tasa interna de retorno

La tasa interna de retorno de la inversión se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^n \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} = 0$$

Donde:

VAN: Valor agregado neto.

I<sub>0</sub>: Inversión inicial.

n: Número de periodos en el tiempo.

F<sub>t</sub>: Flujo de caja en cada periodo t.

TIR: Tasa interna de retorno.

Del cálculo se obtiene una TIR del 19% para un periodo de 15 años y una TIR del 20% para un periodo de 20 años.

### 5.3.4. Periodo de recuperación de la inversión descontado

El periodo de recuperación de la inversión descontado representa el tiempo que tarda en recuperarse la inversión realizada en un proyecto, teniendo en cuenta los efectos de paso del tiempo en el dinero. Se trata de ir restando a la inversión inicial los flujos de caja descontados hasta que se recupere la inversión y ese año será el payback descontado.

$$PRI = a + \frac{I_0 - b}{F_t}$$

Donde:

PRI: Periodo de recuperación de la inversión descontado.

a: Año anterior inmediato al que se recupera la inversión.

I<sub>0</sub>: Inversión del proyecto.

b: Suma de los flujos de caja descontados hasta el final del periodo 'a'.

F<sub>t</sub>: Flujo de caja descontado del año en que se recupera la inversión.

Del cálculo se obtiene un PRI de 8.5 años, lo cual quiere decir que después de 8.5 años, el flujo de efectivo habrá recuperado la inversión realizada en el año 0 más un rendimiento del 13.27%. Si solo se quisiera recuperar la inversión inicial tomaría alrededor de 4.97 años.

### 5.3.5. Índice de rentabilidad

El índice de rentabilidad (IR) es una medición que cuantifica lo máximo que se obtiene por cada dólar invertido durante la vida del proyecto. Cuando se emplea para clasificar proyectos, con frecuencia se denomina índice de valor presente (IVP). Se calculará mediante la siguiente fórmula:

$$IR = \frac{VPFNE}{VPI}$$

Donde:

IR: Índice de rentabilidad.

VPFNE: Valor presente de los flujos netos de efectivo del proyecto.

VPI: Valor presente de la inversión del proyecto.

Del cálculo se obtiene un IR de 1.35 para un periodo de 15 años y un IR de 1.48 para un periodo de 20 años. Lo cual nos quiere decir que cada dólar invertido devolverá un equivalente de \$1.35 para un periodo de 15 años y que cada dólar invertido devolverá un equivalente de \$1.48 para un periodo de 20 años con una tasa de descuento del 13.27%.

## Conclusiones

1. La implementación de un sistema dual fuel a la flota de locomotoras GT42AC del proyecto “Las bambas” es técnicamente y económicamente factible dado que para el motor diésel 12N-710G3B-ES Progress rail ofrece una solución de gas natural denominada DGB (Dynamic Gas Blending) que permitirá la reducción de los costos operativos y la reducción de emisiones utilizando gas natural, al tiempo que se mantiene el rendimiento y la confiabilidad de los motores EMD.
2. En base a los cálculos termodinámicos realizados, los resultados nos muestran que la variación de potencia entre el ciclo diésel y el ciclo dual fuel son menores del 1% respecto a las potencias nominales del motor diésel 12N-710G3B-ES para los diferentes puntos de aceleración. A excepción de ralentí en donde la variación de potencia fue de 5.59%.
3. El ahorro de combustible por locomotora que se obtiene al implementar el sistema dual fuel es de 428.40 galones de diésel, los cuales representan el 59.50 % de combustible diésel consumido por el mismo viaje cuando la locomotora opera solamente con diésel. Un total de 1640.50 m<sup>3</sup> o 428.40 DGE de GNC son utilizados en su lugar. Representando ahorros de combustible de hasta \$40.5 millones.
4. Los cálculos realizados para determinar la resistencia total del tren fueron desarrollados para la condición más crítica (pendiente del 3% y un radio de curva mínimo de 96 m) en el recorrido del convoy desde la estación de Islay hasta la estación de Pillones, obteniendo una resistencia total del tren de 70447.20 Kg, una potencia del motor diésel por locomotora de 3199.38 HP y una potencia a la tracción en ruedas de 2719.47 HP a una velocidad de 21 Km/h.
5. Los cálculos de reducción de emisiones fueron realizados para un año de operación típico de la flota de 14 locomotoras GT42AC del Proyecto “Las Bambas”, obteniendo porcentajes de reducción de emisiones mayores del 50% en NO<sub>x</sub>, PM, CO y CO<sub>2</sub>, mientras que en HC se obtuvo un porcentaje de reducción de emisión del 31%.
6. Mediante la evaluación económica, se determinó que el proyecto es viable, el VAN es mayor a cero en ambos horizontes financieros, la TIR es superior a la tasa del mercado, el IR es mayor a 1 en ambos horizontes financieros y el periodo de recuperación de la inversión es en 8 años y medio con un rendimiento del 13.27%. Si solo se deseara recuperar la inversión inicial tomaría alrededor de 4.97 años.

## Recomendaciones

1. La implementación del sistema dual fuel a los motores diésel de las locomotoras GT42AC podría ser realizado por el personal de mecánica de PeruRail previamente capacitado y estando bajo la supervisión del soporte de ingeniería del proveedor.
2. Se recomienda extender los estudios de los cálculos termodinámicos de la combustión del metano lo cual permitiría obtener resultados más puntuales y así poder continuar la investigación de sistemas de combustible dual en los motores diésel.
3. La metodología empleada en el presente estudio puede ser aplicada en el sector minero, en el estudio de la implementación del sistema dual fuel a los camiones mineros Caterpillar 785C, 789C, 789D y 793D teniendo las consideraciones del caso. Dado que la tecnología DGB está también disponible para los camiones mineros descritos anteriormente.
4. Se recomienda profundizar en la hibridación y en la electrificación como medios alternativos para la reducción de emisiones. Así mismo el uso de la regeneración y el almacenamiento de baterías por la topografía dada en las vías férreas en el Perú.
5. Para el suministro del GNC se recomienda ponerse en contacto con el distribuidor de gas natural en el Sur del Perú para discutir lo que se necesita para proporcionar los volúmenes de GNC requeridos y determinar la frecuencia de abastecimiento del GNC para el consumo de la flota de locomotoras GT42AC o de la posibilidad de la implementación de tanques de almacenamiento de GNC en la Estación de Islay.
6. Se recomienda capacitar al personal de operaciones y mantenimiento de PeruRail en el proceso de la implementación del sistema dual fuel, que abarca los requisitos de seguridad, suministro, almacenamiento y abastecimiento del GNC.
7. Será necesario una revisión detallada de los talleres de mantenimiento de PeruRail de las estaciones de Arequipa y de Islay para determinar las modificaciones necesarias para realizar los mantenimientos a los tanques de GNC.
8. Se recomienda ponerse en contacto con los proveedores de los equipos identificados en la presente investigación para comenzar la discusión sobre los detalles de la implementación del sistema dual fuel y estimaciones detalladas de los costos. Las estimaciones de los costos proporcionados en la presente investigación son de orden de magnitud aproximado basándose en información de proyectos de igual envergadura.

## Referencias bibliográficas

- A. Karim, G. (2015). *Dual Fuel Diesel Engines*. CRC Press.
- Alvarado Vara, H. (1985). *Motores de combustión interna*. Halva.
- Álvarez Mántaras, D., & Luque Rodríguez, P. (2003). *Ingeniería e Infraestructura de los transportes. Ferrocarriles*. Universidad de Oviedo.
- Bratu Serbán, N. (1991). *Trenes eléctricos*. Universidad Autónoma Metropolitana.
- Caterpillar. (2015). *Dynamic Gas Blending Overview*. Recuperado de: <https://es.slideshare.net/OtgontugsU/cat-dynamic-gas-blending-technology>
- Clemente Bueno, C. (2013). *Simulación por el Método de los Elementos Finitos de la interacción dinámica pantógrafo - catenaria (tesis de licenciatura)*. Universidad Carlos III De Madrid.
- Electro Motive. (2013). *Electro - Motive Motor diésel 710*.
- Ferrocarril Transandino. (2020). *FTSA*. <http://www.ferrocarriltransandino.com/index1.htm>
- Ferrovias Central Andina. (2020). *Ferrovias Central Andina S.A.* <https://www.ferroviasperu.com.pe/>
- Fiel Calleja, Á. (2016). *Sistemas de tracción eléctrica ferroviaria (tesis de licenciatura)*. Universidad de Valladolid.
- García Garre, A. (2015). *Simulación del comportamiento energético de un convoy ferroviario: aplicación a la optimización de la eficiencia y almacenamientos energéticos en líneas de bajo tráfico (tesis de licenciatura)*. Universidad Politécnica de Cartagena.
- Giacosa, D. (1989). *Motores Endotérmicos*. Dossat S.A.
- Jóvaj, M. S. (1982). *Motores de automóvil*. Editorial MIR.
- MINEM. (2016). *Uso eficiente de la Energía*. <http://www.minem.gob.pe/giee/secundaria.html>
- Motor.es. (2020). *El motor diésel: funcionamiento y aplicaciones*. <https://www.motor.es/que-es/motor-diesel>
- MTC. (2016). *Plan Nacional de Desarrollo Ferroviario*.

[http://transparencia.mtc.gob.pe/idm\\_docs/normas\\_legales/1\\_0\\_3718.pdf](http://transparencia.mtc.gob.pe/idm_docs/normas_legales/1_0_3718.pdf)

MTC. (2020). *Mapa Ferroviario.*

[https://portal.mtc.gob.pe/transportes/caminos/normas\\_ferrocarriles/mapa\\_ferroviano.html](https://portal.mtc.gob.pe/transportes/caminos/normas_ferrocarriles/mapa_ferroviano.html)

Osinergmin. (2014). *La industria del gas natural en el Perú. A diez años del Proyecto Camisea.* Recuperado de:

[https://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro\\_documental/Institucional/Estudios\\_Economicos/Libros/Libro-Industria-Gas-Natural-Peru-10anios-Camisea.pdf](https://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/Institucional/Estudios_Economicos/Libros/Libro-Industria-Gas-Natural-Peru-10anios-Camisea.pdf)

Osinergmin. (2020). *Sector Gas Natural.* <http://gasnatural.osinerg.gob.pe/#>

Ositran. (2018). *Informe de desempeño de la concesión del ferrocarril del Sur y Sur Oriente.*

Recuperado de: [https://www.ositran.gob.pe/wp-content/uploads/2017/12/ID\\_2018\\_FETRANSA.pdf](https://www.ositran.gob.pe/wp-content/uploads/2017/12/ID_2018_FETRANSA.pdf)

Progress Rail. (2020). *Natural Gas Solutions.*

<https://www.progressrail.com/en/engines/naturalgassolutions.html>

ProInversión. (2020). *Proyecto Ferrocarril Huancayo - Huancavelica.*

<http://www.proinversion.gob.pe/fhh/>

Región Tacna. (2017). *Ferrocarril Tacna Arica: Autovagón 261 cumple primer año tras reinicio de operaciones.* <http://www.regiontacna.gob.pe/gestion/logro/6/NO00006590>