

Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



“ Estudio Experimental y Optimización de la Potencia de los Motores Cummins KTA 2300 - C a 4100 m. s. n. m. Mina Tintaya ”

T E S I S

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

INGENIERO MECANICO

JUAN FRANCISCO MORI A ELLANO

PROMOCION: 1982 - 2

LIMA • PERU • 1990

TITULO : EXPERIMENTACION Y OPTIMIZACION DE LA POTENCIA DEL MOTOR
CUMMINS KTA2300-C A 4 100 METROS DE ALTURA MINA TINTAYA

AUTOR : Juan Francisco Mori Arellano

GRADO : Bachiller en Ingenieria Mecánica

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

LIMA-1990

RESUMEN

La elaboración de esta Tesis se ha basado fundamentalmente en la calibración de la bomba de combustible Cummins PTG, para las condiciones de operación y medio ambiente de Tintaya.

Al optimizar la relación aire combustible en altura para este motor turbo cargado, se mejoró sustancialmente la vida útil del motor en un 50% incluyéndose en este porcentaje el adiestramiento y perfección en la reparación del motor Cummins por el personal del taller de Componentes.

Con la optimización del flujo horario de combustible a 4 100 msnm se ha logrado que los componentes internos tanto de la cámara de combustión y de todo el motor hayan sobrepasado la vida útil estipulada por el fabricante (10 000 horas de operación).

Con esta mejora realizada en el laboratorio se ha logrado que el motor funcione en óptimas condiciones y sin recalentamiento prolongándose la disponibilidad mecánica de la flota de acarreo y mejo-

rando la calidad de reparación de los motores, utilizándose menos horas hombre en su mantenimiento.

Inicialmente se pensó que al mejorar el consumo de combustible, el único parámetro económico directo a medir era del ahorro del combustible; no visualizándose que una vez puesta en práctica esta modificación los resultados obtenidos al cabo de año y medio eran muy alentadores por el incremento de la disponibilidad mecánica de los camiones de acarreo, incrementó en un 50% de la vida útil del motor y la elevación de producción de acarreo del presente año en un porcentaje mayor de lo programado por el área de mina.

Finalmente, debo indicar que la mejora de este sistema es uno de muchas que se va continuar desarrollando en los distintos sistemas del motor y camión, buscando siempre con la experiencia obtenida elevar los estándares de vida dados por el fabricante.

TABLA DE CONTENIDOS

PROLOGO	1
CAPITULO 1 : INTRODUCCION	3
CAPITULO 2 : FUNDAMENTOS TEORICOS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES DIESEL CUMMINS KTA 2300-C	5
2.1 Influencia de la Altura en las Condiciones Ambientales	5
2.1.1 La Internacional Normal Atmosphere	5
2.1.2 La Atmósfera en el Perú	10
2.2 Fundamentos Teóricos de Funcionamiento de los Motores Cummins KTA 2300-C y Principios de Operación	12
2.2.1 Características Generales de los Motores Diesel Cummins	12
2.2.2 Tipos de Motores Diesel Cummins	13
2.2.3 Nomenclatura de los Motores Cummins	15
2.2.4 Rendimiento	17
2.2.5 Diferentes BHP para el mismo Modelo de Motor Cummins	20
CAPITULO 3 : CARACTERISTICAS DE LOS SISTEMAS AUXILIARES DE LOS MOTORES DIESEL CUMMINS KTA 2300-C	28
3.1 Sistema de Combustible	28
3.2 Sistema de Lubricación	30
3.3 Sistema de Refrigeración	32
3.4 Sistema de Aire	33

CAPITULO 4 : EXPERIMENTACION Y OPTIMIZACION DE LA POTENCIA DE LOS MOTORES DIESEL CUMMINS KTA 2300-C A 4 100 M.S.N.M.	45
4.1 Fundamentos de Funcionamiento de la Bomba de Combustible Cummins PTG-AFC y Principios de Operación	46
4.1.1 Principios y Requisitos sobre el Sistema de Combustible P.T.	48
4.1.2 Torque Rise en Bomba de Combustible PT	53
4.1.3 Procedimiento de Calibración de la Bomba de Combustible P.T.G. Cummins en el Laboratorio	61
4.1.4 Datos de Calibración de tres Bombas de Combustible: a nivel del mar, Calibrando a 4 100 msnm y Optimizando a 4 100 m.s.n.m.	64
4.2 Inyectores Cummins	66
4.3 Experimentación y Optimización de la Bomba de Combustible Seleccionada por el Fabricante y para las Condiciones de Altura TINTAYA	73
4.3.1 Análisis de Selección de la Calibración de la Bomba de Combustible Tomando en Consideración los Diferentes Factores para su Aplicación	74
4.3.2 Diagramas de Consumo de Combustible Vs. Rendimiento de las Bombas	77
4.3.3 Ahorro de Combustible en la Flota de 17 Camiones WABCO Mina TINTAYA, Obtenida Mediante la Optimización de la Recalibración de la Bomba de Combustible	79
4.3.4 Cálculo del Ahorro de Combustible Diesel Nº 2	81
4.4 Evaluación Económica de Resultados	83
4.4.1 Inversión en Infraestructura e Instrumentación que ha significado el Proyecto	85
4.4.2 Inversión en Mano de Obra	86
4.4.3 Parámetros de Evaluación de Resultados	86
4.4.4 Beneficio Económico o Rentabilidad del Proyecto	88

	Pág.
CAPITULO 5 : BALANCE TERMICO DEL MOTOR CUMMINS KTA 2300-C	90
5.1 Cálculo Térmico del Motor Cummins	91
5.2 Cálculo de las Curvas Características de Velocidad a Nivel del Mar	123
5.2.1 Parámetros Globales del Ciclo	123
5.3 Cálculo de las Curvas Características de Velocidad a 4 100 m.s.n.m. con Bomba de Combustible Calibrada por el Fabricante	136
5.4 Cálculo de las Curvas Características de Velocidad (C.C.E.V.) a 4 100 m.s.n.m. con Bomba Recalibrada	146
ANALISIS Y RECOMENDACIONES	155
CONCLUSIONES	161
BIBLIOGRAFIA	164
APENDICE	

PROLOGO

En esta Tesis se ha desarrollado un estudio experimental sobre la influencia de la altura en los diferentes parámetros que condicionan el óptimo rendimiento del motor de encendido por compresión; especialmente, sobre la bomba de combustible CUMMINS PT, variando sus valores de calibración no sin antes conocer su teoría, pruebas de calibración y análisis de comportamiento en los motores Cummins.

Este tipo de análisis resulta necesario por el beneficio económico que tendría nuestro país, dadas las particularidades de las condiciones geográficas de nuestro medio en la solución parcial o total de los problemas originados en la altura.

Se efectuó un estudio teórico-experimental de la dosificación del suministro de combustibles por efecto de la altura, toda vez que los motores Cummins, de acuerdo a su aplicación, desarrollan su máxima potencia hasta una determinada altitud, sin variar la calibración de la bomba de combustible.

En este estudio se ha determinado la reducción considerable del flujo de masa de aire, por la menor densidad a 4 100 msnm y la posibilidad de utilizar eficazmente el combustible enviado por la bomba de combustible, al dosificarlo adecuadamente; mejorando la calidad de la mezcla aire-combustible y el proceso de combustión, garantizando

una mejor penetración de combustible a la cámara.

Así mismo, se presenta una secuencia de características generales del motor Cummins, modelo, tipos de motores, nomenclatura y la aplicación de cuatro modelos de motor Cummins de la misma capacidad (cilindrada), pero de diferente operación.

Se presenta una secuencia del cálculo elaborado en base a datos reales tomados durante las pruebas dinamométricas del motor y los ensayos realizados en el laboratorio de bombas e inyectores instalados en Tintaya; del cual se ha sacado el máximo provecho, por ser todos estos equipos modernos y de acuerdo a nuestro avance tecnológico que hoy requiere el País.

De los valores obtenidos en las diferentes pruebas y corroborándose con nuestros apuntes de máquinas térmicas y libros de esta asignatura, se obtienen los gráficos y las curvas características del motor Cummins, tanto a 4 100 msnm como a nivel del mar y de la necesidad de optimizar la combustión en altura, mejorando la relación aire-combustible, se obtuvo un considerable ahorro de consumo específico de combustible.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

Se sabe que la altura influye negativamente sobre los más importantes parámetros e índices de los motores de combustión interna (m.c.i.).

En los motores de encendido por compresión (e.c.) la disminución de la potencia y el aumento del consumo específico de combustible, no sólo es debido en forma directa al enrarecimiento del aire atmosférico sino también al proceso de combustión que es afectado sustancialmente debido al empeoramiento del grado de calidad de la pulverización. Otro factor que es afectado por la altura es la disminución del flujo másico del aire por la variación de las condiciones atmosféricas con la altura y la penetración del chorro de combustible ya que al funcionar el motor con presiones exteriores o menores que las previstas (39 % menos) los inyectores dosifican una cantidad ($\text{mm}^3/\text{Stroke}$) de combustible que no se quema totalmente por la insuficiencia de oxígeno; originando que el resto de combustible llegue a quemarse durante el período de expansión, lo que originará una mayor emisión de humo, formación de carbonilla en la cámara de combustión, válvulas e inyectores, mayor recalentamiento del motor y un mayor desgaste de las piezas fundamentales del mecanismo biela-manivela y como conclusión, una menor potencia económica, confiabilidad y durabilidad del motor en altura; incrementándose los costos de operación y mantenimiento.

De lo dicho anteriormente se deduce la importancia de la regulación en la altura de los diversos parámetros que controlan el funcionamiento del motor como coeficiente de exceso de aire (α), ya que a 4 100 msnm, disminuye en un (24 %) aproximadamente, con relación al valor normal al nivel del mar ocasionando un enriquecimiento excesivo de la mezcla.

Así mismo, es importante la regulación de la bomba de combustible para mejorar el coeficiente de exceso de aire en la altura, con una insignificante variación de la potencia efectiva, logrando obtener una mejor combustión.

La culminación de este trabajo se ha basado en dos años y medio de prácticas e investigación en diversas condiciones atmosféricas: DICSA (Iquique - Chile) y Tintaya (Perú).

CAPITULO 2
FUNDAMENTOS TEORICOS DE FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES
DIESEL CUMMINS KTA 2300-C

2.1 Influencia de la`Altura en las Condiciones Ambientales

Uno de los objetivos de este trabajo es tomar en cuenta en el análisis de los procesos del motor y calibración de la Bomba de Combustible PT las propiedades del aire en nuestro territorio a diferentes alturas, debido a que no coinciden con los valores proporcionados por la International Normal Atmosphere (I.N.A.).

En los siguientes párrafos se hará un análisis de la variación de las propiedades del aire con la altura, tanto del I.N.A. como de nuestro territorio.

2.1.1 La International Normal Atmosphere:

Las condiciones normales de comparación de las propiedades del aire son convencionalmente a 15° C (288° K) de temperatura y 1,01 bar (1,033 kg/cm²).

La temperatura standard varía con la altura aproximadamente en forma lineal desde 15° C (288° K) a nivel del mar hasta -56.5° C (216,5° K) a 11 km de altura aproximadamente, lo que equivale a una disminución de 6,5° K/km.

Esta variación de temperatura queda expresado por la fórmula siguiente :

$$- T (h) = 288 - 6,5H \dots\dots\dots(1)$$

T - Temperatura absoluta en °K

H - Altura en km

Para deducir una ecuación que nos da la variación de la presión con la altura, nos basaremos en la siguiente relación :

- Por la relación básica de hidrostática, se tiene :

$$\frac{dp}{dh} = - \gamma \dots\dots\dots(2)$$

Considerando que el aire se comporta como un gas perfecto.

$$\frac{P}{\gamma} = RT \dots\dots\dots(3)$$

donde

R - Constante universal de los gases para el aire

T - Temperatura del aire en °K

P - Presión del aire

γ = Peso específico del aire

Combinando estas tres ecuaciones se obtiene la ecuación final.

$$\frac{P}{P_0} = (1 - 2,257 \times 10^{-2} H)^{5,256} \dots\dots\dots(4)$$

A partir de esta ecuación se obtiene relaciones de presión que coinciden totalmente con los valores proporcionados por el I.N.A. (ver Tabla 1) y la ventaja de ello es que nos da la variación de la presión para cualquier altura sobre el nivel del mar.

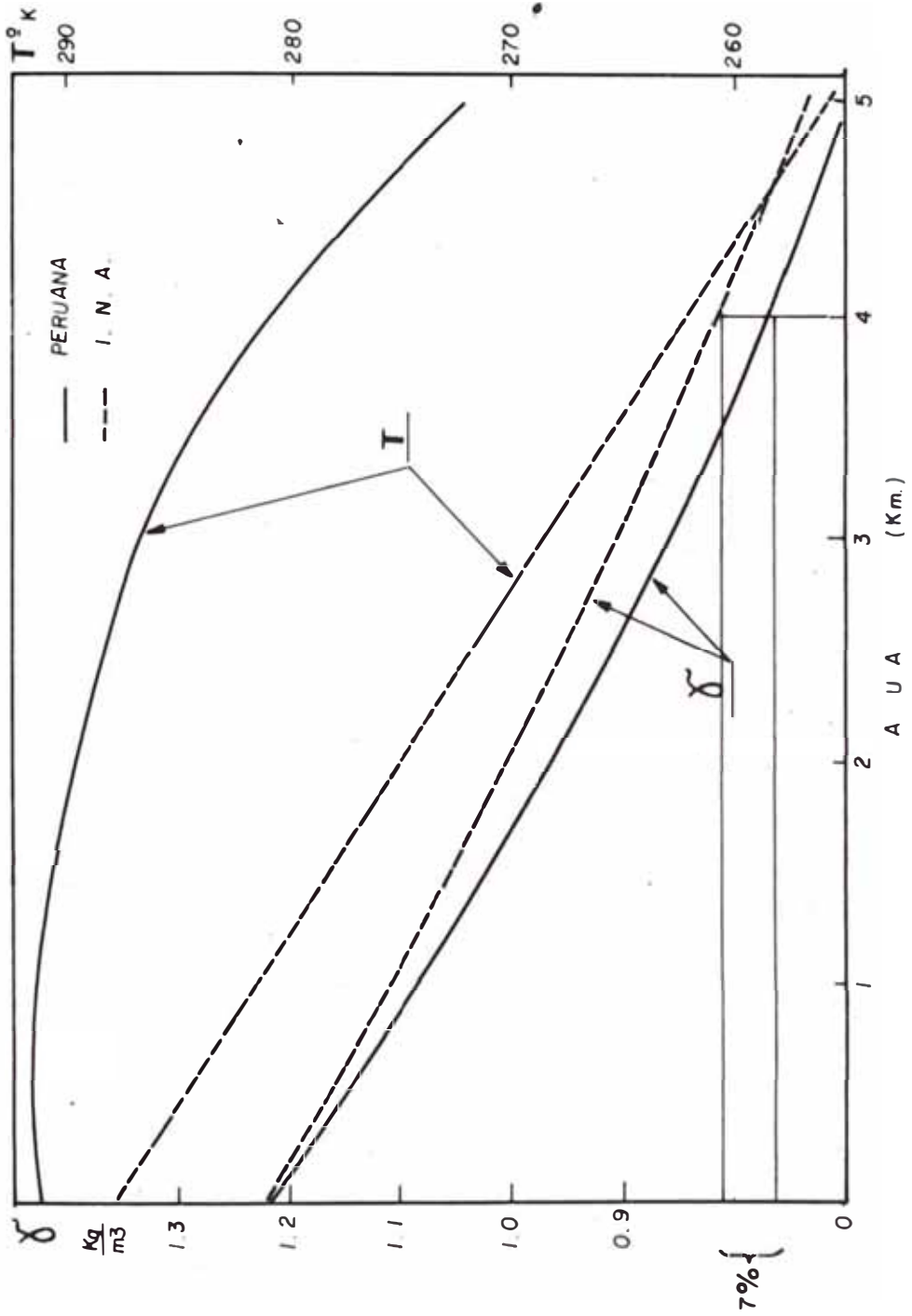
De la figura No. 1, se puede observar la notable diferencia en las temperaturas tanto del Perú y de la I.N.A., la cual alcanza diferencias de hasta 20° C. En lo que respecta al peso específico para los 4 000 msnm existe un 7 % de diferencia, valor que se ha considerado para el rateo del flujo horario de combustible y que ha incidido directamente en la elaboración de esta tesis.

TABLA No. 1

VARIACION DE LAS PROPIEDADES DEL AJRE EN FUNCION DE LA ALTURA (J.N.A.)

ALTITUD METROS S.N.M.	PRESION ATMOSFERICA		TEMPERATURA		DENSIDAD kg/m ³	RELACION DE PRESIONES P/Po	RELACION DE TEMPERATURA T/To
	Bar	kg/cm ²	T °C	T °K			
	1.013	1.033	15.00	288.00	1.225	1.00	1.00
500	0.953	0.972	11.75	284.75	1.166	0.942	0.986
1,000	0.900	0.917	8.50	281.50	1.111	0.887	0.977
1,500	0.847	0.864	5.25	278.25	1.058	0.835	0.966
2,000	0.796	0.811	2.00	275.00	1.006	0.785	0.955
2,500	0.748	0.763	- 1.25	271.25	0.957	0.737	0.943
3,000	0.701	0.715	- 4.50	268.50	0.909	0.692	0.932
3,500	0.658	0.671	- 7.75	265.25	0.863	0.649	0.921
4,000	0.616	0.628	-11.00	262.00	0.819	0.608	0.910
4,500	0.578	0.589	-14.25	258.75	0.777	0.570	0.898
5,000	0.540	0.550	-17.50	255.50	0.736	0.533	0.887

VARIACION DE LOS PROPIEDADES DEL AIRE, PARA
EL PERU Y LA I.N.A.



2.1.2 La Atmósfera en el Perú

La Corriente del Niño y la Cordillera determinan una configuración singular en el medio geográfico peruano, que no responde ciertamente a una situación geográfica de país tropical.

En nuestro medio para alturas superiores a 3 000 m, la diferencia de temperaturas es notable en un solo día y la noche.

En la tabla No. 2, se indica la temperatura promedio del aire atmosférico de ciudades que se encuentran a diferentes alturas en nuestro país; así mismo, en la figura 1, se muestra la variación de la temperatura y densidad con la altura entre I.N.A. y la de nuestro territorio.

Es importante señalar que debido a las mayores temperaturas promedio en nuestro territorio, con relación a las del I.N.A., la tensión del vapor de agua, presente en la atmósfera, es mayor, por lo que su presión parcial aumenta lo que origina que disminuya la concentración de oxígeno y de los otros componentes del aire. Sin embargo, debido a que en nuestra serranía la humedad relativa y las temperaturas son relativamente bajas, no se tomará en cuenta la presión del vapor en el cálculo de los índices del motor (para temperaturas menores que 20° C y humedad relativa menores al 50 % la presión del vapor representa menos del 1 % de la presión barométrica nor-

TABLA No. 2

PROPIEDADES DEL AIRE ATMOSFERICO A DIFERENTES ALTURAS S.N.M. EN TERRITORIO PERUANO

LUGAR	ALTITUD KM. S.N.M.	PRESION ATMOSFERICA		TEMPERATURA		PESO ESPECIFICO kg/m ³
		kg/cm ²	Mm Hg.	°C	°K	
1. Aeropuerto Internacional Callao.	0.013	1.031	758.64	18.81	291.81	1.206
2. Tacna	0.458	0.950	698.94	17.20	290.20	1.118
3. Ricardo Palma (Lima)	1.040	0.914	673.00	18.00	291.00	1.073
4. Matucana	2.020	0.808	595.00	15.24	288.24	0.958
5. Arequipa	2.332	0.730	537.08	13.60	286.68	0.869
6. San Mateo	3.020	0.712	524.00	15.56	288.56	0.843
7. Huancayo	3.350	0.700	515.00	12.00	285.00	0.839
8. Casapalca	4.010	0.626	461.00	8.50	281.50	0.760
9. Cerro de Pasco	4.333	0.613	451.24	4.10	277.10	0.756

mal).

2.2 Fundamentos Teóricos de Funcionamiento de los Motores Cummins KTA 2300-C y Principios de Operación

2.2.1 Características Generales de los Motores Diesel Cummins

Los Diesel Cummins están diseñados para satisfacer las necesidades de potencia de la gran variedad de equipo utilizado por la Industria Minera y agregados - Camiones de transporte de máquinas, para fuera de carretera, generadores y equipo estacionario.

Existe una gran variedad en más de 800 equipos donde se aplican este tipo de motores (desarrollando estos su potencia hasta una determinada altura).

Existe un código de colores para la descripción de motores de acuerdo al tipo de aplicación, variando éste desde la configuración de cilindros en V o en línea, diámetro/carrera y cilindrada.

El motor Diesel Cummins KTA 2300-C-1050 es un motor que desarrolla su máxima potencia de salida a 500 pies, 85° F en 1 050 BHP (783 kW) a 2 100 RPM, tipo de motor de 4 ciclos, 60° en V y 12 cilindros, turbocargado y posenfriado. Los motores de aspiración natural se debe reducir la capacidad normal en un 3 % por cada 1 000 pies de altura sobre el nivel del mar. Los turbocargado

se ratean en un 4 % a partir de 8 a 12 000 pies, dependiendo del tipo del turbocargador y aplicación.

Los motores turbocargados que funcionan a grandes alturas por encima de las fijadas, se debe reducir la capacidad máxima de combustible, ya que el aire es menos denso para quemar la misma cantidad de combustible que al nivel del mar, evitando el humo y exceso de consumo de combustible.

2.2.2 Tipos de Motores Diesel Cummins

Existen cinco grandes grupos de Motores Cummins que son para equipos de construcción, grupos generadores, unidades industriales, automotrices y marinos todos ellos de distintos modelos de acuerdo a la aplicación.

Diesel Familias V6 y V8

Los motores pequeños V6 y V8 están disponibles para equipos que requieren de 150 a 240 caballos (111 kW a 179 kW) en una configuración compacta. Los modelos se construyen con equipo para aplicaciones mineras y otros accesorios para unidades de potencia; están disponibles en tipos de aspiración y turbocargados. La camisa de cilindros, guías, asientos y válvulas son reemplazables, muñones de cigueñal endurecidos por inducción y otros componentes, permiten reconstruir el motor como si fuera nuevo. Los conductos para combustible y lubricación es-

tán taladrados en las culatas y bloques para una instalación más limpia, menor mantenimiento y más confiabilidad.

Cummins Familia N, Serie 855

Durante 40 años, el diseño Cummins Familia NH, NT, NTA, en línea ha sido la norma contra la cual se han comparado otros motores para equipo de minería en cuanto a rendimiento, confiabilidad, duración y bajo costo de operación. La serie actual de 855 pulgadas cúbicas, sigue a la cabeza de la gama de 220 caballos a 420 caballos (164 kW a 313 kW). Están disponibles en tipos de aspiración natural y turbocargados con post-enfriados.

Los cambios recientes incluyen en el sistema de lubricación y enfriamiento de los modelos turbocargados para tener mayor circulación del agua, sistemas para enfriamiento de motor y enfriamiento del aceite. Una nueva bomba de combustible que controla la relación aire-combustible en toda la gama de velocidades, se utiliza ahora para mejorar el rendimiento.

Cummins Familia K, Series: 1150, 2300 y 3067

Para maquinaria de minería que requiere de alta potencia, está la serie K38 de 12 cilindros para potencia de 900, 1050, 1200 y 1350 HP. (671, 783, 815 y 1007 kW).

La Serie 2300 Pulg.3 - 37,7 Litros, es extremadamente compacta considerando su potencia y se adapta a los requisitos de espacio en camiones grandes de transporte.

La serie 2300 fue desarrollada en respuesta a la necesidad de un motor más duradero para maquinaria móvil de alto tonelaje para minería.

La serie 3067 (50 Litros) de 16 cilindros K50 para potencia de 1800 HP (134 kW), son para máquinas de mayor tonelaje en minería.

Tanto la serie K19, K38 y K50 de 6, 12 y 16 cilindros sus componentes en un 85 % aproximadamente son intercambiables.

Los 03 modelos de motores son de 6 1/4" x 6 1/4" diámetro y carrera.

2.2.3 Nomenclatura de los Motores Cummins

Los modelos de los motores Diesel Cummins pueden ser reconocidos observando la placa de identificación en cuanto a diseño, tipo de aspiración, desplazamiento en pulgadas cúbicas, aplicación y máximo caballaje especificado.

Modelo KTA 2300-C-1050

- K - Familia de Motor
- T - Turbocargado (si no existe la letra "T" indica que el motor es de aspiración natural)
- A - Post-enfriado
- 2300 - Desplazamiento en pulgadas cúbicas, actualmente se reemplaza por litros (2300 Pulg.³= 38 Litros)
- *C - Aplicación Construcción
- 1050 - Caballaje máximo especificado
- * - Designación de aplicación

TABLA DESIGNACION DE APLICACION (COMBINACION DE LETRAS)

- Automóvil
- B Compresor
- C Construcción (Industria construcción minera)
- G Generador Set (GS-Stand By, GC) continuo
- P Power Unit (usado en componentes varios)
- M Marino
- D Aplicación mixta mezclado
- IF Motor contra incendio

- L Locomoción
 - I Industrial
 - F Equipo contra incendios
-
- a) Motores Cummins para Minería (Cuadro 1)
 - b) Equipos Generadores Cummins (Cuadro 2)
 - c) Unidades Industriales Cummins (Cuadro 3)

2.2.4 Rendimiento

El caballaje y torsión reales indicados en las curvas (Figuras: 2, 3, 4 y 5), representan el rendimiento en las condiciones de la norma SAE-J816B que son de 150 m de altura (500 pies), presión barométrica 736 mm Hg (29 Pulg.Hg.), temperatura de admisión del aire 29° C (85° F) y una presión de vapor de agua de 9,6 mm Hg (0,38 Pulg.).

Las curvas representan el rendimiento del motor con la bomba de agua, bomba de aceite lubricante, sistema de combustible, silenciador y filtro de aire, no se incluye el alternador, ventilador, compresor y equipo opcional.

Las curvas representan el rendimiento con combustible Diesel No. 2 ó el correspondiente a la norma ASTM D2.

Indicaciones de Rateo

Estas indicaciones son para uso general en las aplicaciones que requieren alta utilización con períodos largos entre reparaciones (Overhaul).

Carga de Prueba

- El rateo máximo puede usarse para aplicaciones de carga intermitente (operación de acelerador abierto es interrumpido cíclicamente) donde el factor promedio de carga no sobrepasa el rateo continuo y donde la operación con acelerador completo no sobrepasa 60 minutos sin interrupción.
- El rateo continuo puede usarse para aplicaciones de carga constante que necesitan servicios ininterrumpidos con acelerador completo durante extensivos períodos de tiempo.

2.2.5 Diferentes BHP para el mismo modelo de Motor Cummins

Los diferentes BHP del motor Cummins que se obtienen considerando el mismo modelo de motor, es debido al CPL (código de lista de partes) que nos indica algunas diferencias o similitudes entre las mismas; siendo el mismo Monoblock y cilindrada, pero con algunas diferencias particulares.

Ejem.

- CPL 477 : 900 BHP
- CPL 501 : 1050 BHP
- CPL 521 : 1200 BHP
- CPL 514 : 1350 BHP

El CPL nos proporciona los siguientes valores para comparar las diferentes potencias, para un mismo modelo de motor.

- INJECTOR FLOW (Flujo de Inyector)
- CAMSHAFT (Eje de Levas)
- PISTON
- TURBOCHARGER (Turbo)
- ENGINE MODELS (Modelo de Motor)
- CYLINDER HEAD (Cilindro)
- TIMING (AJ) (Tiempo puesta a punto del motor)
- EXHAUST (Múltiple)
- AFTERCOOLER (Posenfriador)
- AFC-ASA (Relación aire combustible)
- BOMBA DE COMBUSTIBLE Cummins P.T.

Cuadro Comparativo entre Potencia VS Altitud

El siguiente cuadro es para comparar los 04 modelos de motor Cummins hasta su máxima HP de potencia en altura sin variar la calibración de la bomba de combustible. Para valores por encima de su máxima capacidad de cabalaje se debe variar en 4 % el flujo de combustible.

Figura 2	:	900 HP
Figura 3	:	1050 HP
- Figura 4	:	1200 HP
Figura 5	:	1350 HP

Asimismo se presenta un cuadro comparativo de potencia Vs altura para un mismo modelo de motor y diferente aplicación (Figura 6).

CAPITULO 3
CARACTERÍSTICAS DE LOS SISTEMAS AUXILIARES DE LOS MOTORES
DIESEL CUMMINS KTA 2300-C

3.1 Sistema de Combustible

El sistema de combustible PT se utiliza exclusivamente en los motores Diesel Cummins.

La operación del sistema de combustible PT Cummins, se basa en el principio de que el volumen del flujo del líquido es proporcional a la presión del mismo, el tiempo que se le concede para fluir y el tamaño del conducto a través del cual fluye el líquido. Para aplicar este principio simple, al sistema de combustible PT Cummins, es necesario lo siguiente :

- a) Una Bomba de Combustible (Ver Figura 7)
- b) Un medio para controlar la presión del Combustible que se está enviando por la Bomba de Combustible a los Inyectores, para que cada cilindro reciba la cantidad correcta de combustible para la potencia requerida por el motor.
- c) Conductos de combustible de tamaño y tipo correcto para que el combustible sea distribuido a todos los Inyectores y Cilindros con la misma presión, bajo todas las condiciones de velocidad y carga.

d) Inyectores para que reciban combustible a baja presión desde la Bomba de Combustible y enviarlo a las cámaras de Combustión individuales, en el momento apropiado, en cantidades iguales y condiciones correctas para su inflamación.

El sistema PT, consiste en una Bomba de Combustible, líneas de suministro, líneas de drenaje, conductos de combustible e Inyectores (Ver Figura 8).

Capacidad del Sistema de Combustible

Máximo Consumo de Combustible HP y RPM nominal :

Lb/Hora (kg/Hora) : 408 (185)

U.S. GPH (Litro/Hora) : 57,5 (218)

- Máximo Flujo de Combustible a la bomba HP y RPM nominal :

Lb/Hora (kg/Hora) : 1 140 (518)

U.S. GPH (Litro/Hora) : 160,6 (608)

- Máxima restricción permisible de la Bomba

- Filtro Limpio-Pulg. Hg. (mm Hg) : 4,0 (100)

- Filtro Sucio-Pulg. Hg. (mm Hg) : 8,0 (200)

- Máxima restricción permisible de la línea de retorno :

Pulg.-Hg (mm Hg) : 4,0 (100)

- Capacidad del Cárter U.S. (G1) : 40

3.2 Sistema de Lubricación

Los motores Cummins KTA-2300-C, son lubricados a presión; la presión se suministra por medio de una Bomba de Aceite lubricante de tipo de engranajes (2), situada dentro del Cárter en la parte trasera del motor. La Bomba está montada directamente debajo del Cigüeñal y es impulsada desde el engranaje trasero del cigüeñal.

El aceite lubricante es conducido desde el cárter a través de un tubo de succión por la bomba y posteriormente transferido de la cavidad de succión por medio de los engranajes de la Bomba hacia la cavidad de presión. Una válvula reguladora de presión deposita el excedente del aceite nuevamente en el cárter.

Desde la bomba de aceite lubricante, el aceite fluye a través de la perforación del bloque hacia el enfriador, situado en el bloque "V", a través del enfriador, prosiguiendo a los Filtros, los cuales pueden estar montados en cualquiera de los dos lados del motor.

En la cavidad de admisión de aceite de la cabeza del filtro se suministra una válvula del desvío para proteger contra la inte-

rrupción del flujo de aceite si los elementos de filtros se obstruyen.

Desde la cabeza del filtro (Ver figura 12 y 13), el aceite entra y pasa a través de los elementos del filtro, continúa fluyendo al pasaje de aceite principal situado en la "V" del bloque. Este conducto alimenta dos perforaciones del Eje de Levas y dos perforaciones enfriadoras de pistones en el bloque.

Los cojinetes de bancada se lubrican por medio de perforaciones interceptadas, directamente desde el conducto de aceite principal el aceite fluye desde los conductos principales hacia el buje del Eje de Levas y desde allí por medio de un flujo constante, sigue hacia los ejes de los seguidores de Levas y hacia arriba a través de las culatas. Los seguidores de Levas se lubrican desde su eje. Los seguidores de Levas tienen perforaciones individuales para suministrar aceite lubricante a los rodillos y a los asientos de las varillas impulsadoras (Ver Figura 9).

Capacidad del Sistema de Lubricación

Presión de Aceite vacío-PSI (KPa) : 20 (138) mínimo

RPM nominal PSI (KPa) : 46-65 (310-450)

- Flujo de aceite a RPM nominal máxima

U.S.GPM (Litro/Minuto) : 124 (470)

- Capacidad de aceite de la bandeja

standard U.S.Gl. (Litro) : 20-23 (113-87)

- Capacidad total del sistema del motor

(incluyendo filtro BY-PASS) U.S.Gls. : 40 (150)

3.3 Sistema de Refrigeración

El agua se hace circular por medio de una Bomba de agua centrífuga montada en la parte delantera del motor. La bomba de agua es impulsada por engranajes desde el impulsor de accesorios o el cigueñal.

El agua circula alrededor de las camisas de cilindro de tipo húmedo, a través de las culatas y alrededor de las camisas de Inyectores sobre las cuales se han montado los Inyectores están diseñados para una disipación rápida de calor. El motor tiene un termostato o varios termostatos para controlar la temperatura de funcionamiento del motor. El motor tiene 04 termostatos para controlar la temperatura de funcionamiento del motor.

El refrigerante del motor se enfría en un intercambiador de calor. El agua se hace circular a través del intercambiador de calor por medio de una bomba de agua impulsada por engranajes, en la parte delantera, lado derecho del motor. (Ver Figura 10).

El filtro de agua DCA Fleetguard es equipo normal en los motores Cummins.

Capacidad del Sistema Refrigerante

- Capacidad de refrigerante (sólo el motor) : 48 Gl.
- Thermostato Standar rango °F (°C) : 175-195 (80-90)
- Máxima presión de refrigerante (presión exclusiva de la tapa) PSI (KPa) : 35 (240)
- Máxima presión permisible de la tapa
PSI (KPa) : 7 (50)
- Máxima temperatura permisible del tanque superior °F (°C) : 200 (95)
- Mínima temperatura recomendada del tanque superior °F (°C) : 160 (70)
- Mínimo rango de llenado U.S.GPM : 5
- Mínimo espacio de expansión del refrigerante % de capacidad del sistema : 5

3.4 Sistema de Aire

El motor Diesel tiene que consumir centenares de galones de aire por cada galón de combustible que quema. Para que el motor funcione eficientemente debe respirar libremente, y los sistemas de admisión y escape no deben estar restringidos. El ai-

re de admisión siempre debe conducirse a través de filtros o silenciadores de aire, o tener un montaje remoto, de acuerdo a la localización del motor. El aire es conducido del filtro de aire directamente hacia los múltiples de admisión del aire o hacia el turbocargador. (Ver figura 11).

Post-Enfriador

El Post-Enfriador o Inter-Enfriador, aplicación reciente en Volvo, es un dispositivo en el sistema de admisión del motor diseñado para reducir las temperaturas del aire de admisión, y elevar la potencia del motor.

El Post-Enfriador consiste de una carcasa empleada como parte del núcleo de admisión de aire del motor, con un núcleo interno. El núcleo está compuesto de tubos a través de los cuales circula el refrigerante. El aire se enfría o se calienta al pasar sobre el núcleo antes de continuar hacia las cámaras de combustión del motor.

Por consiguiente, se obtendrán superiores resultados de combustión al controlar mejor la temperatura de enfriamiento o calentamiento del aire de admisión por el Post-Enfriador.

La función del Aftercooler es de reducir la temperatura del aire después del turbo, con lo que se incrementa mayor cantidad de oxígeno.

Gracias a la refrigeración del aire sobrealimentado es posible

introducir mayor cantidad de combustible, es decir, obtener mayor potencia.

La instalación del aftercooler se realiza cuando se emplean elevados grados de sobrealimentación ($\pi_k = P_k/P_o$), y cuando esta relación es mayor que 2,0 - 2,5 en la tubería principal (antes de introducir el aire al cilindro del motor).

- P_k - Presión después del turbocompresor
- P_o - Presión del medio ambiente

Turbocargador

El Turbocargador obliga una entrada de aire adicional hacia la cámara de combustión para que el motor pueda quemar mayor cantidad de combustible y desarrollar mayor caballaje que si tuviera aspiración natural. En algunos casos el turbocargador se utiliza para que el motor mantenga una eficiencia buena (una relación balanceada entre combustible y aire), en altura.

El Turbocargador consiste en una rueda de turbina y un soplador centrífugo o rueda compresora, dentro de cubiertas separadas, pero rotando y montada sobre un eje común.

La potencia para impulsar la rueda de la turbina que a su vez impulsa el compresor se obtiene de la energía de los gases de escape del motor. La velocidad de rotación de la turbina varía a medida que el nivel de los gases cambia; por consiguiente, el motor es alimentado con suficiente aire para quemar el combustible de acuerdo a los requisitos de la carga.

Una de las ventajas del turbocompresor en comparación con otros tipos de compresores es que es accionado por los gases de escape y por lo tanto, no quita para su propio uso parte de la potencia del motor.

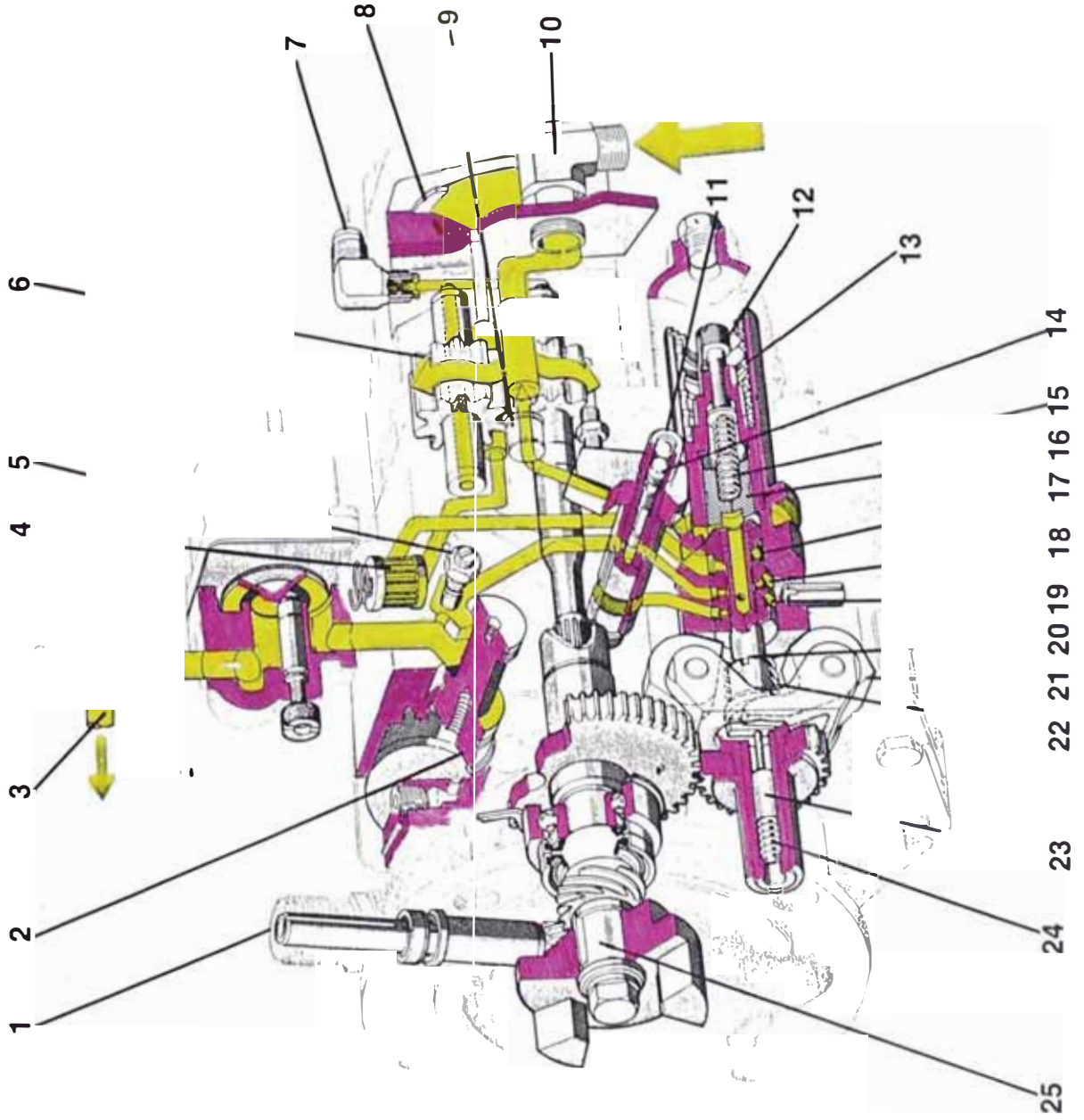
Una mayor relación, potencia/peso en comparación con un motor, de aspiración natural de tamaño equivalente, el aumento de la potencia es en general entre 35 @ 40 %.

La potencia sin embargo, no puede elevarse indefinidamente, ya que hay que limitar las temperaturas y las presiones tope para no poner en peligro la seguridad de funcionamiento y longevidad.

Capacidad del Sistema de Escape

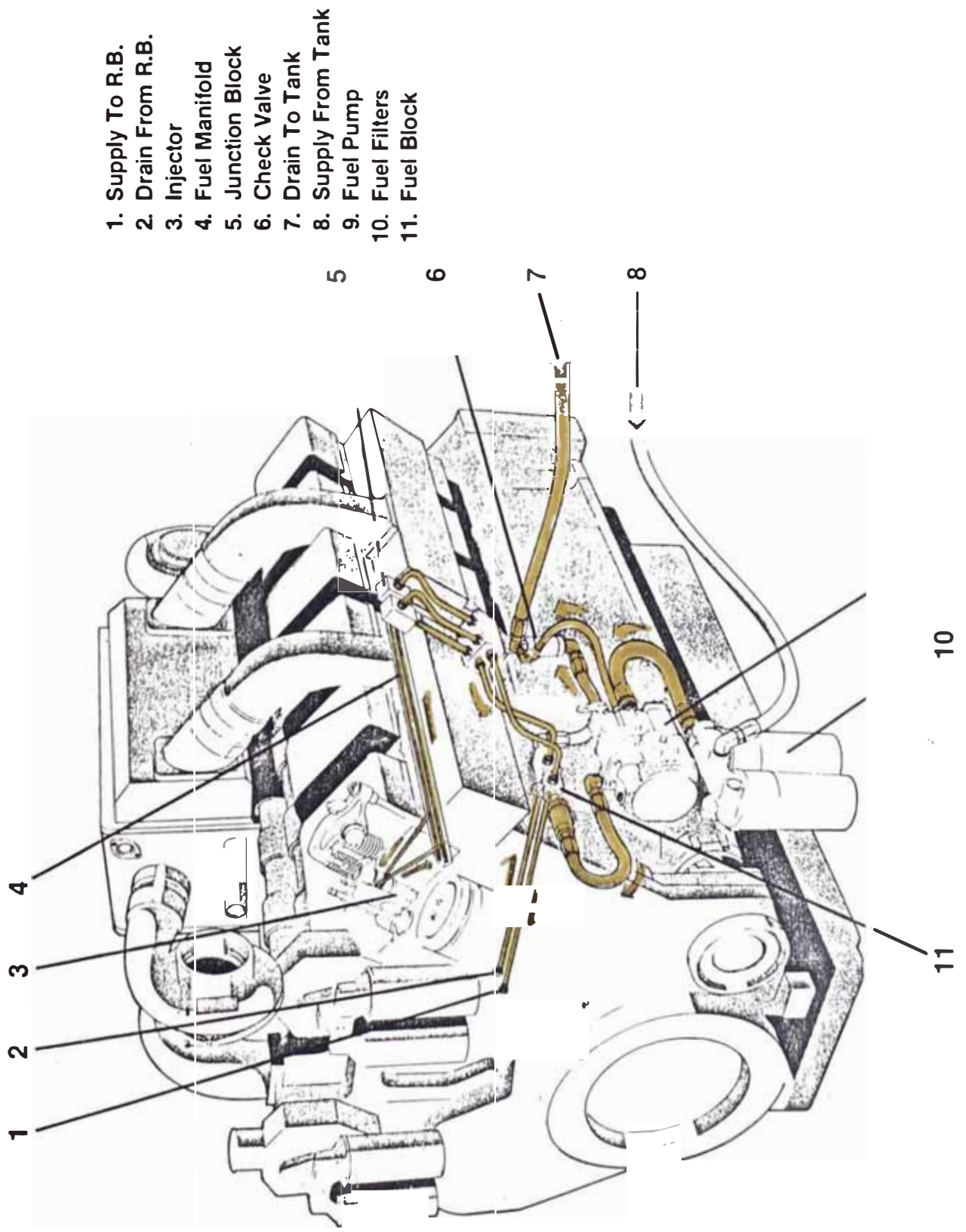
- Máxima contrapresión permisible Pulg.Hg. (mm Hg) : 3,0 (75)
- Tamaño del tipo de escape normalmente aceptado
Pulg. (mm) : 6,0 (150)

Fuel Pump and Fuel Flow

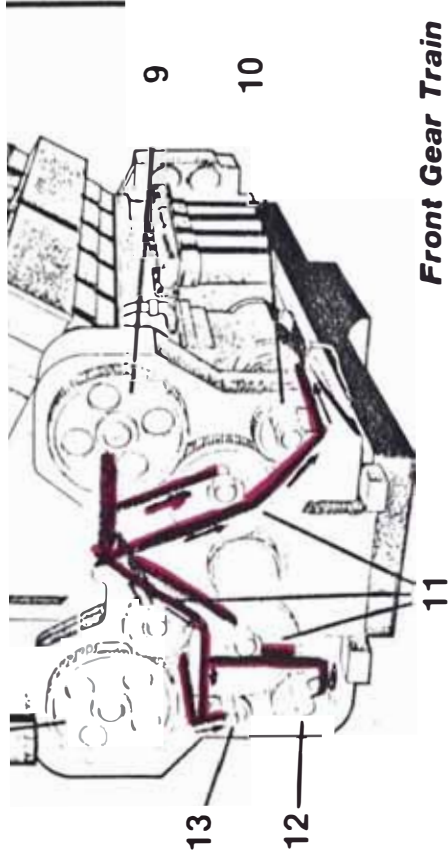
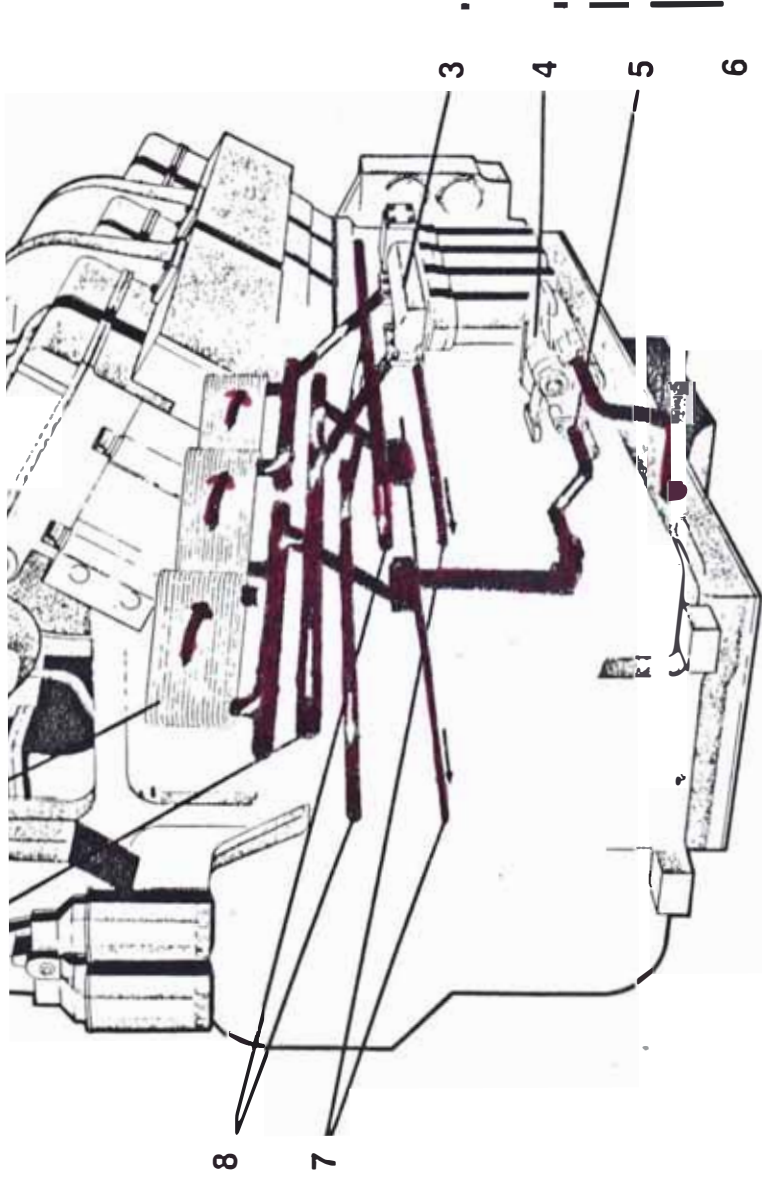


1. Tachometer Drive
2. AFC Barrel Plug
3. Engine Fuel Rail Pressure
4. Filter Screen
5. AFC No Air Plug
6. Gear Pump
7. Check Valve Elbow
8. Pulsation Damper
9. Pressurizing Valve
10. Fuel Inlet
11. Throttle Shaft
12. Idle Adjusting Screw
13. High Speed Spring
14. Fuel Adjusting Screw
15. Idle Spring
16. Idle Spring Plunger
17. Gear Pump Supply Pressure
18. Bottom Unrestricted Rail Pressure
19. Idle Pressure Passage
20. Governor Plunger
21. Governor Weights
22. Torque Spring
23. Governor Weight Assist Plunger
24. Governor Weight Assist Spring
25. Main Shaft

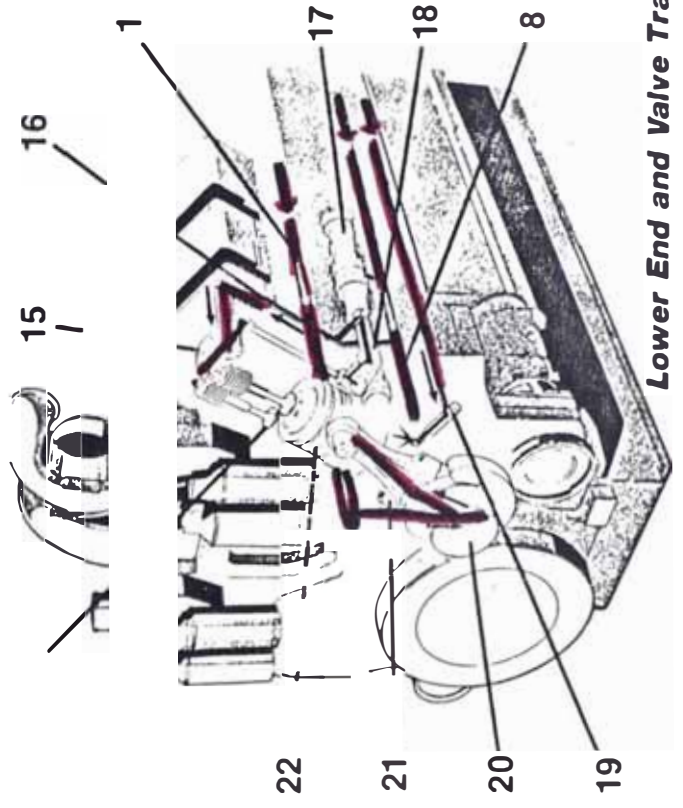
FIGURA 8



Main Oil Supply



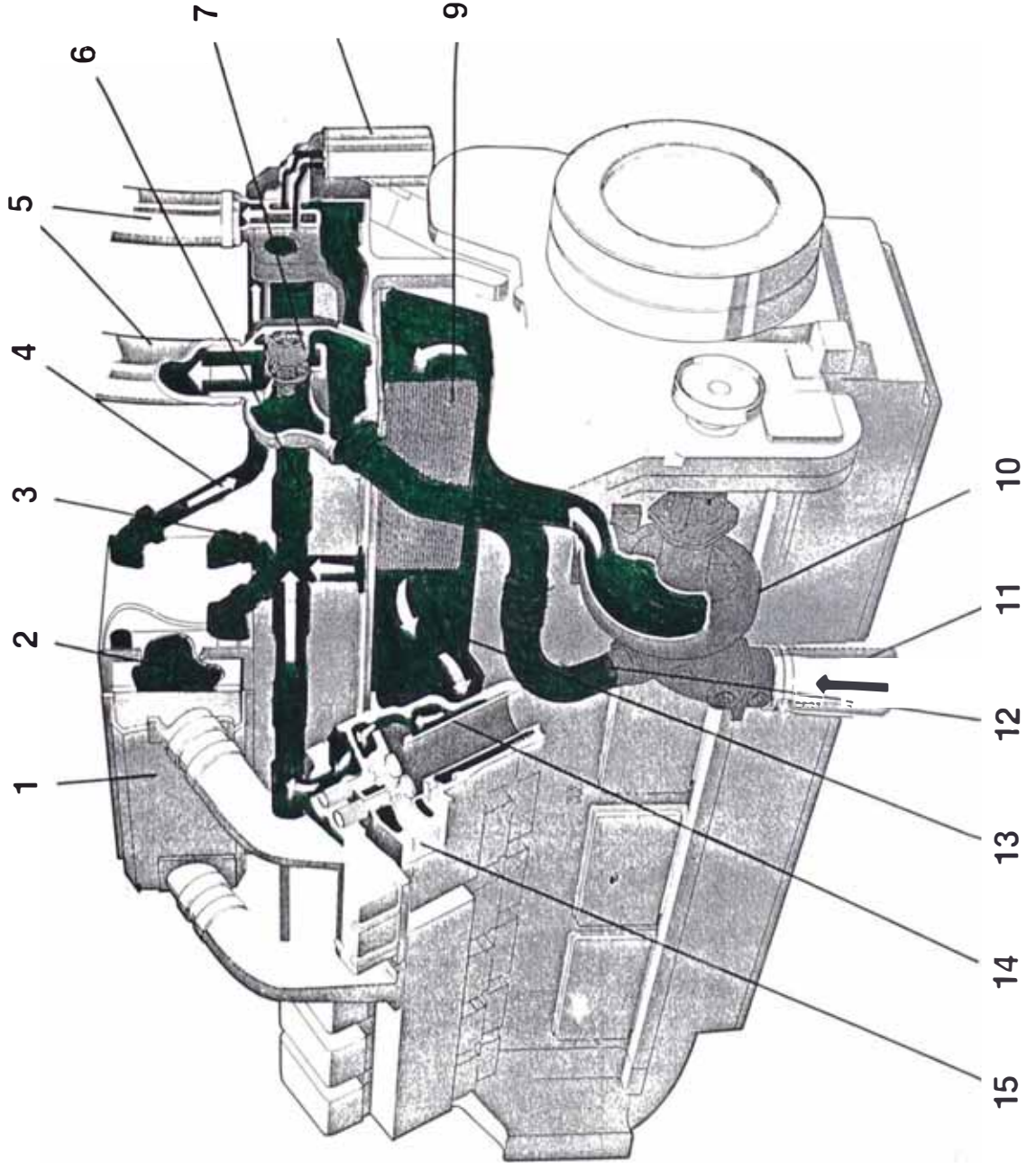
Front Gear Train



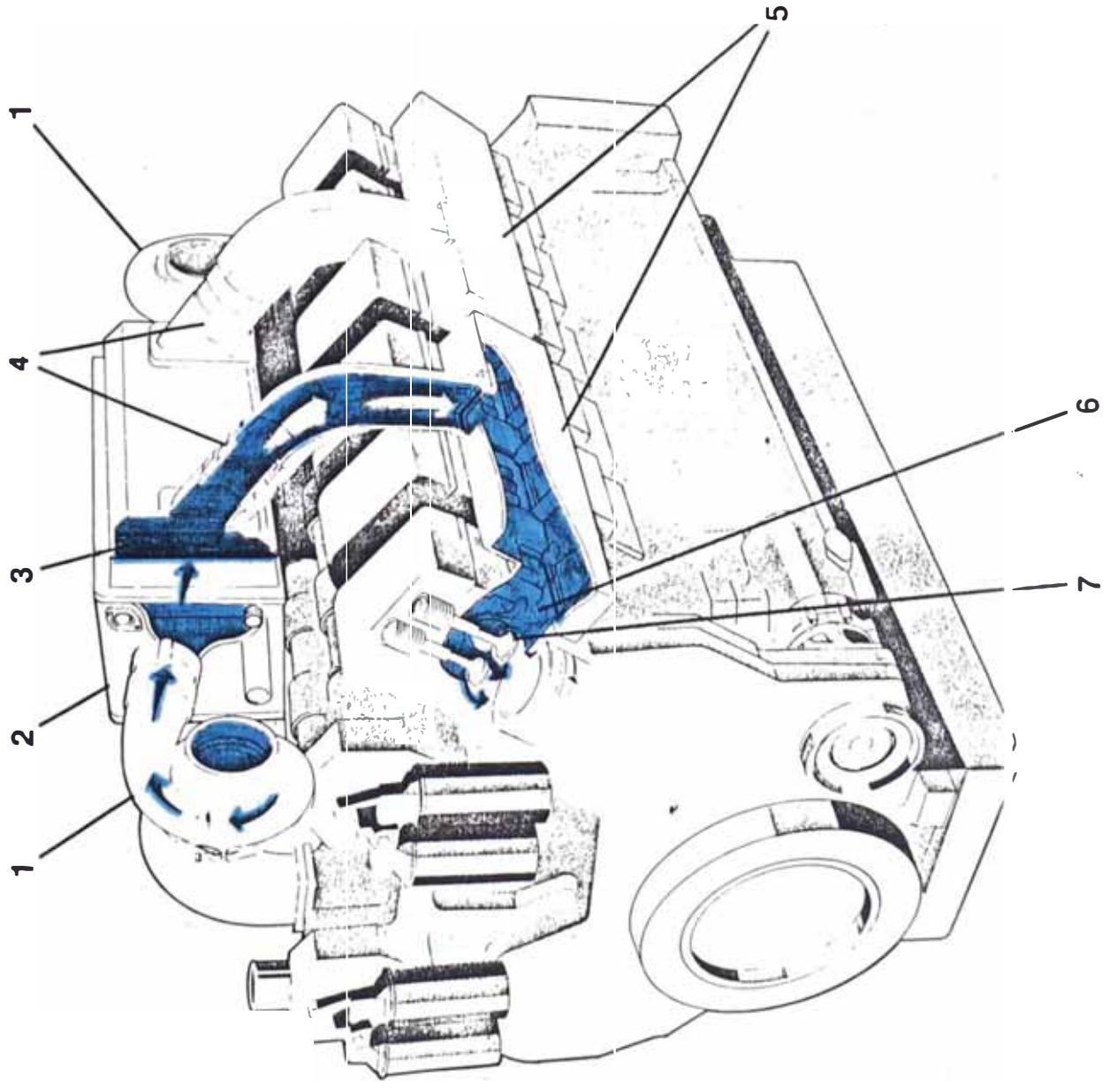
Lower End and Valve Train

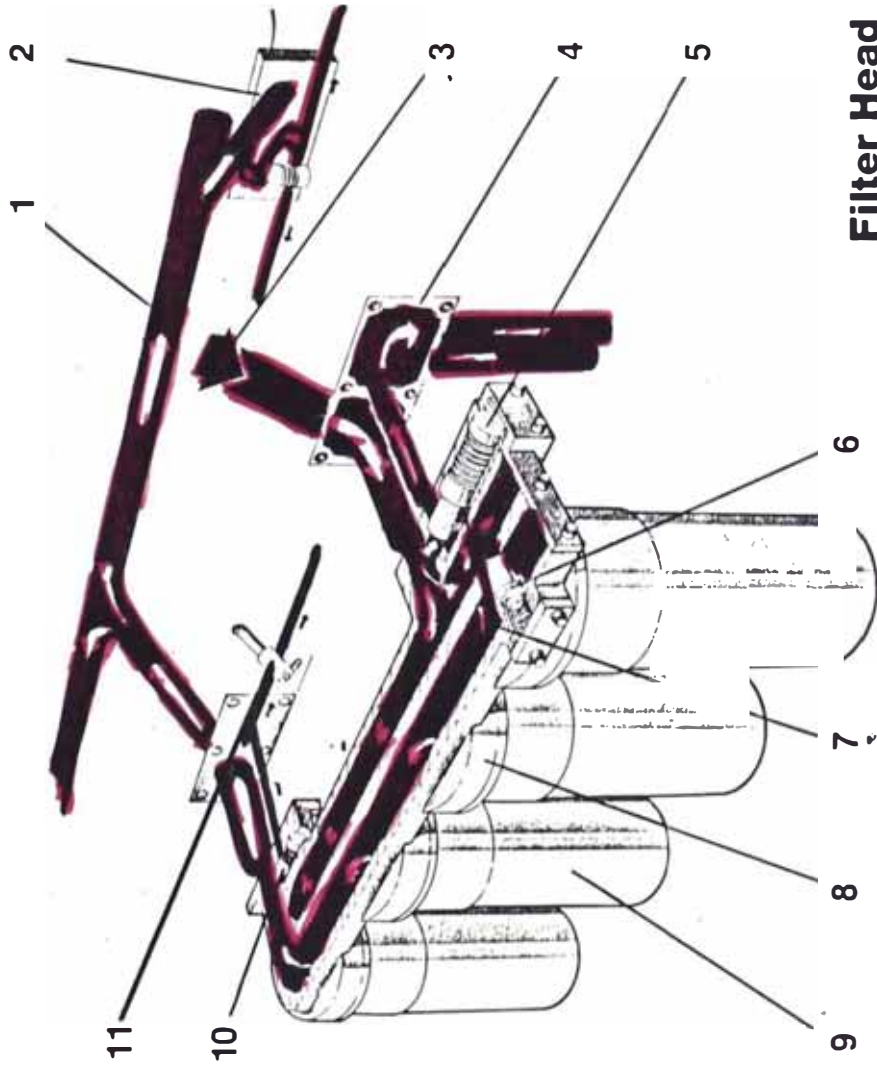
- | | |
|------------------------------|-------------------------------|
| 1. Main Oil Rifle | 12. Hydraulic Pump Drive Gear |
| 2. Oil Cooler | 13. Water Pump Drive Gear |
| 3. Filter Head | 14. Exhaust Valves |
| 4. Lubricating Oil Pump | 15. Rocker Lever |
| 5. Discharge Tube | 16. Oil Control Orifice |
| 6. Suction Tube | 17. Camshaft |
| 7. Piston Cooling Oil Rifles | 18. Cam Follower |
| 8. Camshaft Oil Rifles | 19. Piston Cooling Nozzle |
| 9. Camshaft Drive Gear | 20. Crankshaft |
| 10. Accessory Drive Gear | 21. Connecting Rod |
| 11. Idler Gears | 22. Piston |

1. Aftercooler Housing
2. Aftercooler Core
3. Aftercooler Coolant Supply
4. Aftercooler Coolant Return
5. Coolant Return to Radiator
6. Coolant Transfer Tube (Head to Head)
7. Thermostat
8. Coolant Filters
9. Oil Cooler
10. Water Pump
11. Coolant Supply from Radiator
12. By-Pass Tube
13. Coolant in Block "V"
14. Cylinder Liner
15. Cylinder Head

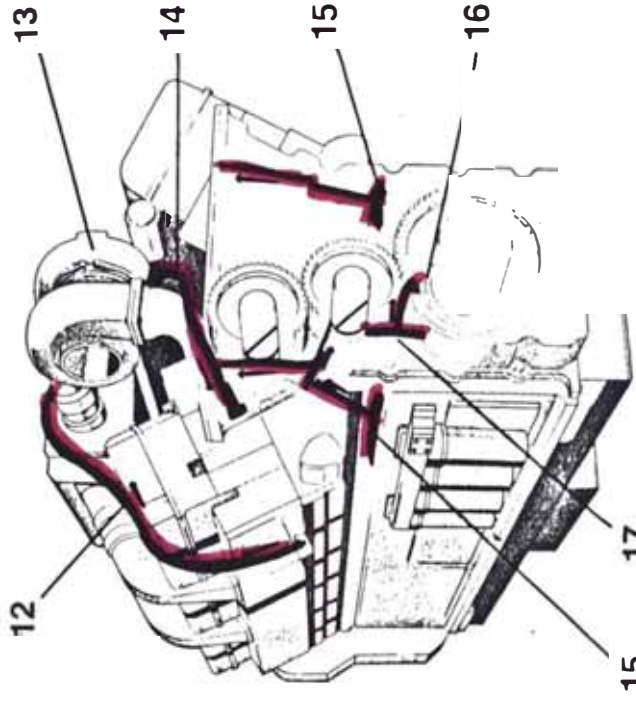


- 1. Turbocharger
- 2. Aftercooler Housing
- 3. Aftercooler Core
- 4. Intake Crossover Tubes
- 5. Intake Manifold
- 6. Intake Port
- 7. Intake Valves

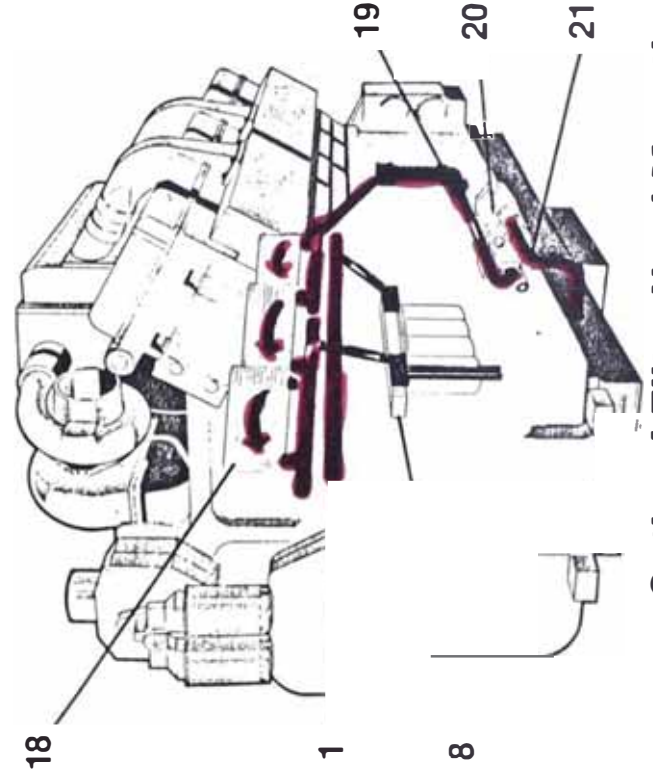




- 1 MAIN OIL RIFLE
- 2 PISTON COOLING REGULATOR R.B.
- 3 FLOW FROM OIL COOLERS
- 4 BYPASS TO OIL PAN
- 5 PRESSURE REGULATOR
- 6 BYPASS VALVE
- 7 REGULATOR CONTROL RIFLE
- 8 FILTER HEAD
- 9 FILTERS
- 10 PISTON COOLING REGULATOR L.B.
- 11 PISTON COOLING NOZZLE



Rear Gear Train

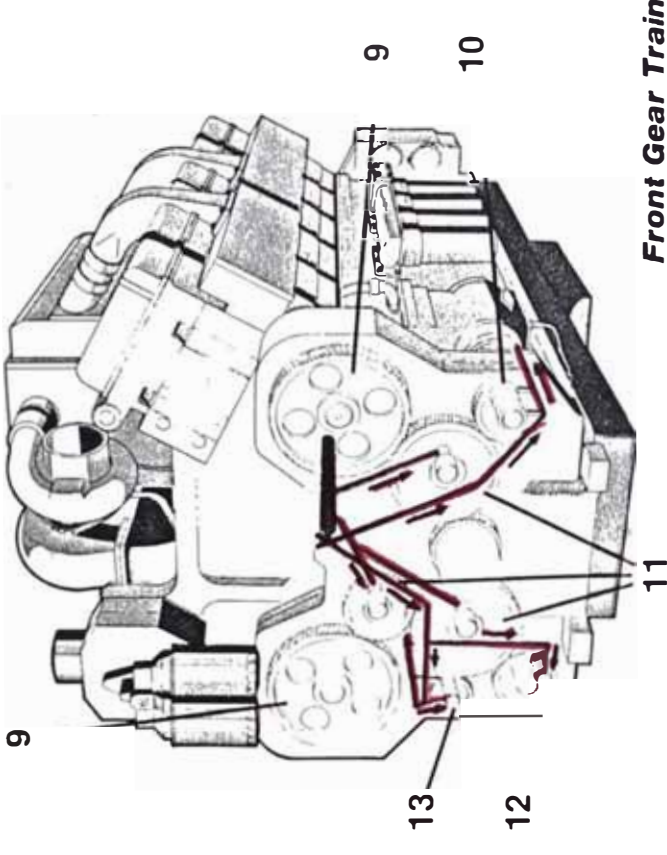
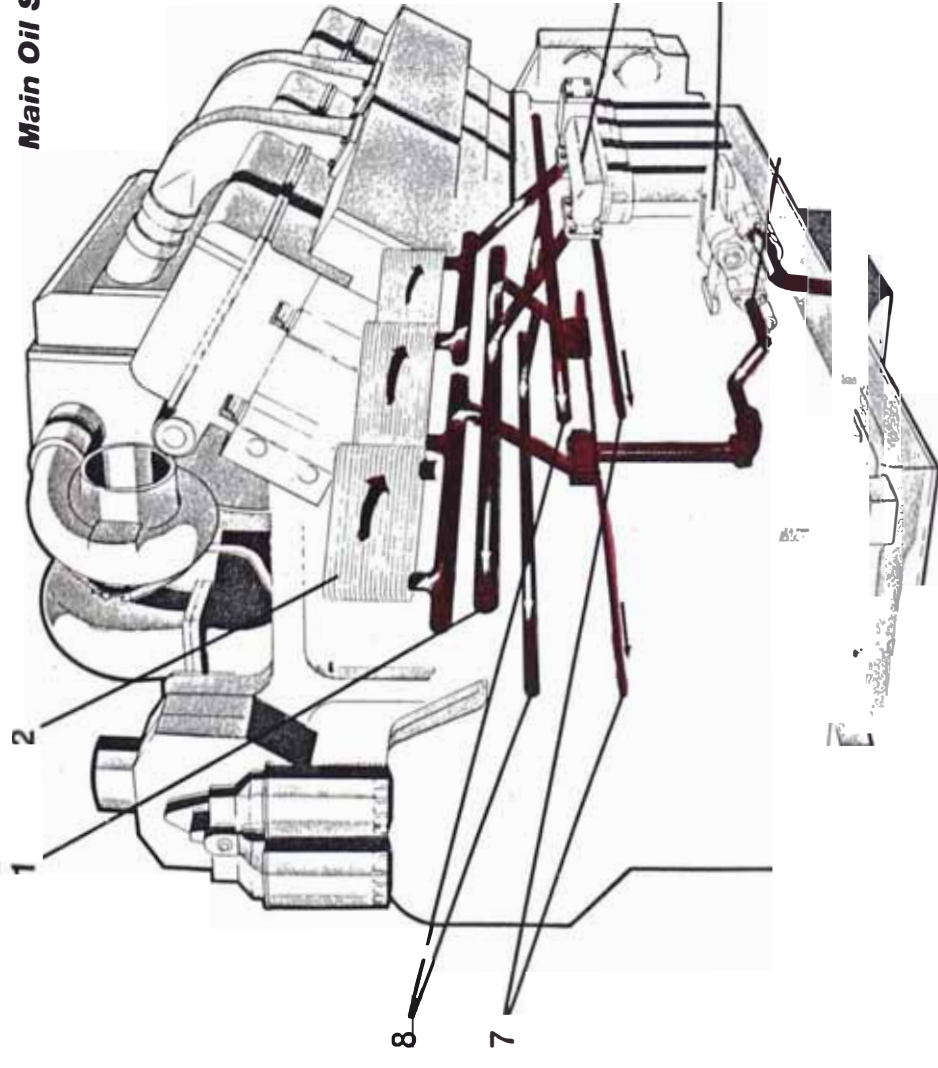


Optional Filter Head Mounting

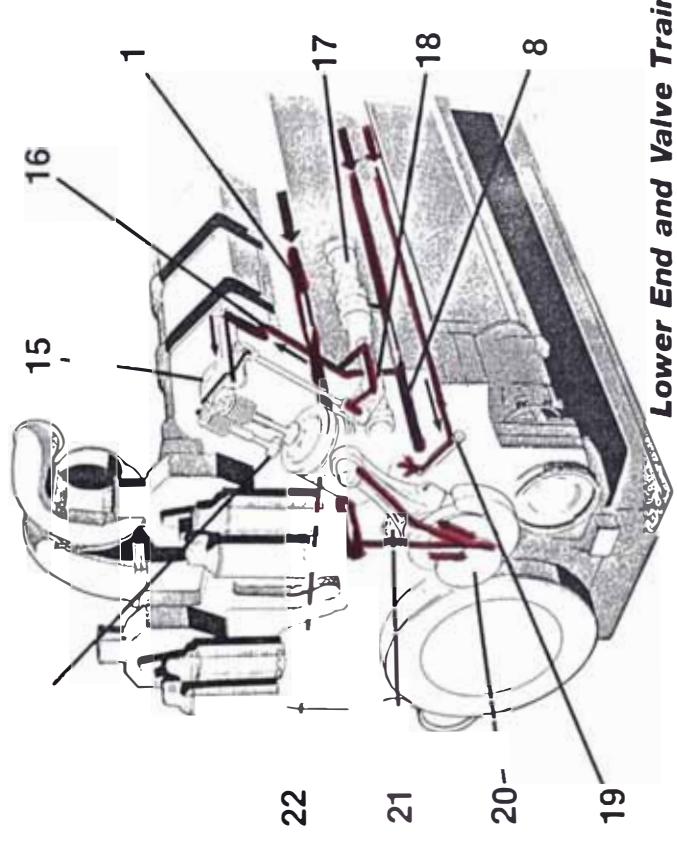
Filter Head

- 12 TURBOCHARGER OIL SUPPLY LINE
- 13 TURBOCHARGER
- 14 TURBOCHARGER OIL DRAIN LINE
- 15 CAMSHAFT OIL RIFLE
- 16 THRUST BEARINGS
- 17 FROM MAIN OIL RIFLE
- 18 OIL COOLERS
- 19 DISCHARGE TUBE
- 20 LUBRICATING OIL PUMP
- 21 SUCTION TUBE

Main Oil Supply



Front Gear Train



Lower End and Valve Train

- 1. Main Oil Rifle
- 2. Oil Cooler
- 3. Filter Head
- 4. Lubricating Oil Pump
- 5. Discharge Tube
- 6. Suction Tube
- 7. Piston Cooling Oil Rifles
- 8. Camshaft Oil Rifles
- 9. Camshaft Drive Gear
- 10. Accessory Drive Gear
- 11. Idler Gears
- 12. Hydraulic Pump Drive Gear
- 13. Water Pump Drive Gear
- 14. Exhaust Valves
- 15. Rocker Lever
- 16. Oil Control Orifice
- 17. Camshaft
- 18. Cam Follower
- 19. Piston Cooling Nozzle
- 20. Crankshaft
- 21. Connecting Rod
- 22. Piston

CAPITULO 4
EXPERIMENTACION Y OPTIMIZACION DE LA POTENCIA DE LOS MOTORES
DIESEL CUMMINS KTA 2300-C A 4,100 M.S.N.M.

Lo que se pretende mostrar en este estudio experimental, es la optimización de la potencia de los motores Cummins, en que originalmente los motores estuvieron trabajando (1983), con una bomba de Combustible para desarrollar su máxima potencia de 1 050 HP hasta 3 000 m (10 000 pies), sin variar el setting de calibración de la bomba.

Se encontraba el equipo operativo en Tintaya, cuando presentó deficiencias de funcionamiento en cuanto a la pérdida de potencia y exceso de humo negro en los gases de escape.

Después de realizar las conexiones por la Cía. Comercial Diesel del Perú, Representante de Cummins de las Américas; prorrateó la Bomba de Combustible en un 14 % para los 4 100 msnm, siendo su potencia para estas condiciones de altura, de 900 HP.

Transcurridos dos años de operación del Motor Cummins, se realizaron las primeras reparaciones de estos motores, encontrándose exceso de carbonilla en los pistones, válvulas, anillos y culatas, condiciones negativas para elevar la durabilidad, confiabilidad y longevidad del motor.

Estos defectos detectados en la reparación de los motores se debieron a una mala combustión, por el exceso de combustible que no llega

a quemarse totalmente, dentro de la cámara de combustión.

Con estos datos físicos del motor se procedió a realizar un estudio técnico-experimental de la Bomba de Combustible Cummins, buscando valores adecuados para mejorar la combustión en nuestro Laboratorio de Bombas y tomando en consideración la variación del peso específico del aire, tanto del Perú y el del I.N.A.; se consideró algunos otros factores finales para llegar a una buena relación aire-combustible, lo que mejoró notablemente la vida útil del motor Cummins en un 30 % por encima de la garantía de fábrica (10 000 horas), disminuyó el consumo específico de combustible y mantuvo casi invariable la potencia del motor.

Para visualizar bien este análisis, presento en los capítulos subsiguientes, un estudio teórico de la Bomba de Combustible Cummins PTG y los Inyectores Cummins, piezas principales en la elaboración de esta Tesis.

4.1 Fundamentos de Funcionamiento de la Bomba de Combustible Cummins PTG-AFC y Principios de Operación

El concepto PT o Presión - Tiempo deriva su nombre de dos variables primarias que afectan la cantidad de combustible que es medido por cada ciclo en el sistema Cummins de Combustible. "P" significa la presión a la entrada de los inyectores. Esta presión es controlada por la bomba de combustible.

"T" significa el tiempo disponible para que el combustible fluya a la copa del inyector. Este tiempo es controlado por la

velocidad del motor a través del eje de levas y el tren de inyección.

"G", gobernador, regula la presión de combustible enviado a los inyectores y efectúa tres funciones importantes, regula la presión y controla la velocidad en ralentí y máxima.

"AFC"; Air-Fuel - Control, el cual regula la relación aire/combustible en aplicaciones automotrices, con motores turbocargados, a los cuales se les integró un conjunto para controlar el envío de combustible de acuerdo a la presión del aire que se encuentra en el múltiple de admisión y durante la aceleración del motor.

Esto se efectúa controlando el envío de combustible a los inyectores en una cantidad compatible con el aire proporcionado por el turbo. De esta manera se llega a controlar el exceso de humo negro producido en la aceleración.

El sistema en sí consta de una bomba sencilla que envía el combustible a baja presión a todos los inyectores para que estos dosifiquen una determinada cantidad de combustible y lo inyecte a alta presión dentro del cilindro, razón por la cual no es necesario poner a tiempo con el motor la bomba de combustible ya que ésta se emplea solamente para abastecer de combustible a los inyectores con un flujo constante y a una presión determinada de acuerdo con la potencia y revoluciones a los que trabaja el motor.

Independientemente del tipo de motor y aplicación todos los sistemas de combustible se componen básicamente de los conjuntos principales que son :

- Una bomba de engranajes
- Un conjunto de gobernador
- Un conjunto de aceleración
- Un conjunto de impulsión
- Un amortiguador de pulsaciones
- Una válvula de paro

4.1.1 Principios y requisitos sobre el sistema de combustible

P.T.

El sistema de combustible P.T. como otro cualquier sistema, siempre deberá desempeñar las siguientes funciones que son

- a. Inyectar una carga determinada de combustible en el tiempo preciso.
- b. Que la carga de combustible llegue en la cantidad exacta.
- c. Que la carga de combustible sea inyectado con la presión correcta.
- d. Que la carga de combustible sea inyectado en una forma definida y que sea capaz de mezclarse rápidamente.
- e. Que controle la velocidad del motor.

Para conocer como el sistema puede realizar las funciones anteriormente explicadas será necesario conocer el principio en que se basa.

1.a Este sistema P.T. está basado en un principio sencillo que nos dice, que si se aplica una presión a un líquido a través de un tubo en un tiempo dado y si se varía la presión se varía el caudal que sale a través del tubo y por lógica el tiempo de llenado; de allí el nombre P.T. que quiere decir Presión - Tiempo.

1.b Para desarrollar este sencillo principio se tendrá que tomar en cuenta 3 factores que intervienen y que determina la cantidad de combustible que está siendo entregada a la cámara de combustión que son:

- La presión que le sea aplicado al combustible.
- El tiempo que se le permite fluir el combustible.
- El diámetro que tenga a través del cual fluye el combustible.

1.c Para que la carga de combustible sea inyectado en el tiempo preciso por el sistema P.T. es necesario: Que el eje de levas se encuentre puesto a tiempo, aunque este tiempo de inyección puede variar en todos los motores, dependiendo del modelo o tipo de motor. En los motores de la serie K, el tiempo varía mediante el cambio de una chaveta entre el eje

o árbol de levas y el engranaje o piñón del cigueñal. (Ver figura 14).

FIGURA Nº 14



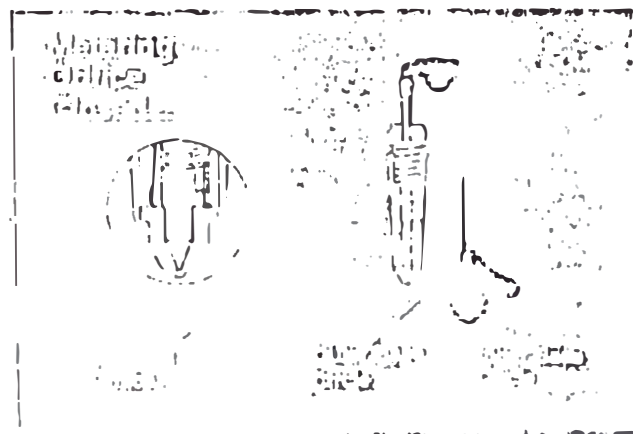
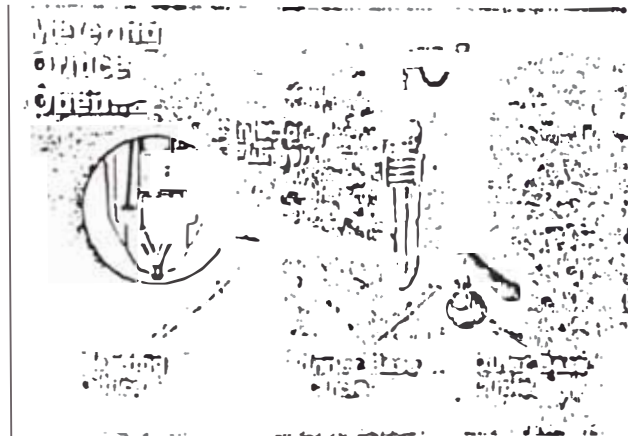
1.d Para que la carga de combustible lleve la cantidad exacta; cantidad que puede variar en el motor de acuerdo con :

- La carga que se aplique.
- La velocidad a la que trabaje el motor.
- La cantidad de oxígeno de que se disponga.

La cantidad exacta para las diversas cargas y velocidades a las que trabaje un motor son determinados y controlados por : (ver figura 15)

- La presión de combustible enviado por la bomba.
- El tamaño de los orificios de medición.
- El tiempo que duren abiertos dichos orificios.

FIGURA Nº 15



Para que la carga de combustible sea inyectado con la presión correcta, presión que también puede variar de acuerdo con la velocidad a que trabaje el motor y la cantidad de combustible descargado y todo es controlado por :

- Velocidad del émbolo del inyector.
- Diámetro de los taladros pulverizadores de la tobera o copa del inyector.
- La cantidad de combustible inyectado.

La presión de inyección puede variar, desde aproximadamente 1 000 PSI en la velocidad mínima hasta 16 000 PSI o más en la máxima velocidad con carga.

Ya que todo esto se logra por la alta presión de inyección para que se mezcle el combustible rápidamente con el aire y porque también un combustible pulverizado o atomizado, dentro del aire caliente se quema más rápido y totalmente.

1.e Para poder controlar las diferentes velocidades a los que trabaja el motor el sistema de combustible P.T. deberá estar provisto de

- De un conjunto de aceleración para controlar el envío de combustible de acuerdo con la velocidad a las que trabaje el motor.

De un mecanismo llamado gobernador que, de acuerdo con la aplicación controlará la menor o mayor cantidad de combustible enviado de acuerdo a la velocidad a la que trabaje el motor.

- El gobernador también sirve para cortar el flujo de combustible cuando el motor sobrepasa las R.P.M. máximos gobernados.

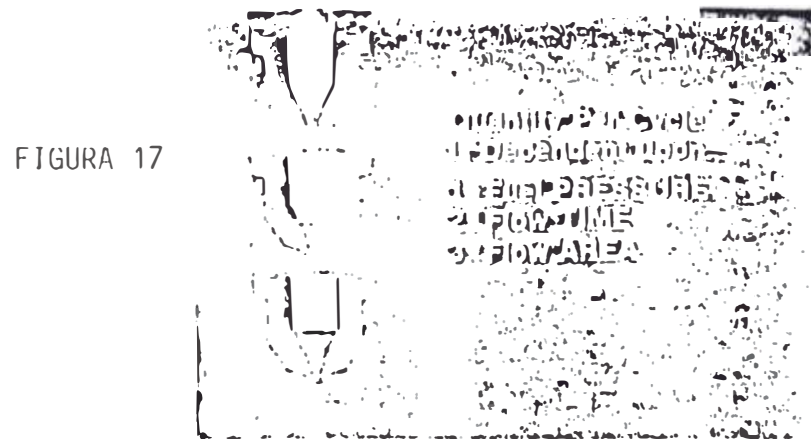
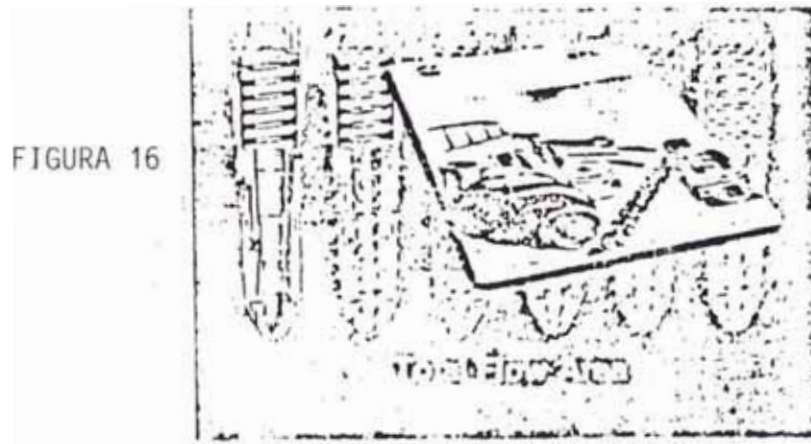
En el caso del motor KTA-2300-C los R.P.M. gobernados son 2 100 R.P.M. y el gobernador corta el flujo a los 2 300 R.P.M. aproximadamente a un 10 a 12 % por encima de los R.P.M. gobernados.

4.1.2 Torque Rise en Bomba de Combustible PT

El recipiente en el cual se mide el combustible en el sistema PT, es la copa del Inyector. La cantidad de combustible medido por ciclo, es controlado por las tres variables anteriormente mencionadas, es decir, presión de combustible, el tiempo de flujo, y el área de flujo. (Ver figura 16).

El área total de flujo se determina por la calibración de un juego completo de inyectores. La calibración del inyector está determinada, en una gran parte, por las piezas diseñadas que conforman el conjunto de inyector. (Ver figura 17).

Con un área de flujo dada, la medición del combustible es controlada por la PRESION enviada a los inyectores y el TIEMPO de flujo. Sin embargo, no tenemos ningún control directo del TIEMPO, debido a que es efectuado por la velocidad del motor a través de un émbolo accionado desde el eje de levas.



El movimiento rotatorio del eje de levas es transformado en movimiento alternativo del émbolo, éste movimiento abre y cierra el orificio de medición del barril Inyector. El período de tiempo que el orificio de medición está descubierto es el tiempo disponible para que el com

bustible fluya dentro de la copa del inyector. El tiempo de medición es inversamente proporcional a la velocidad del motor. Ver Figura 18.

FIGURA N° 18

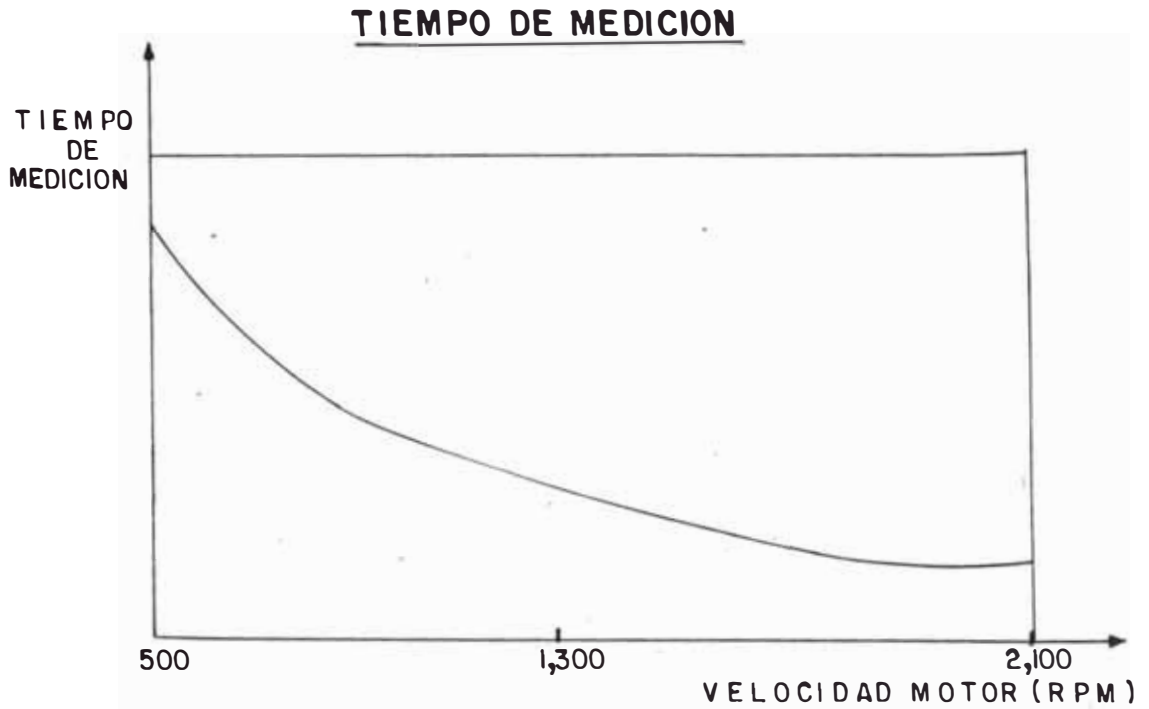
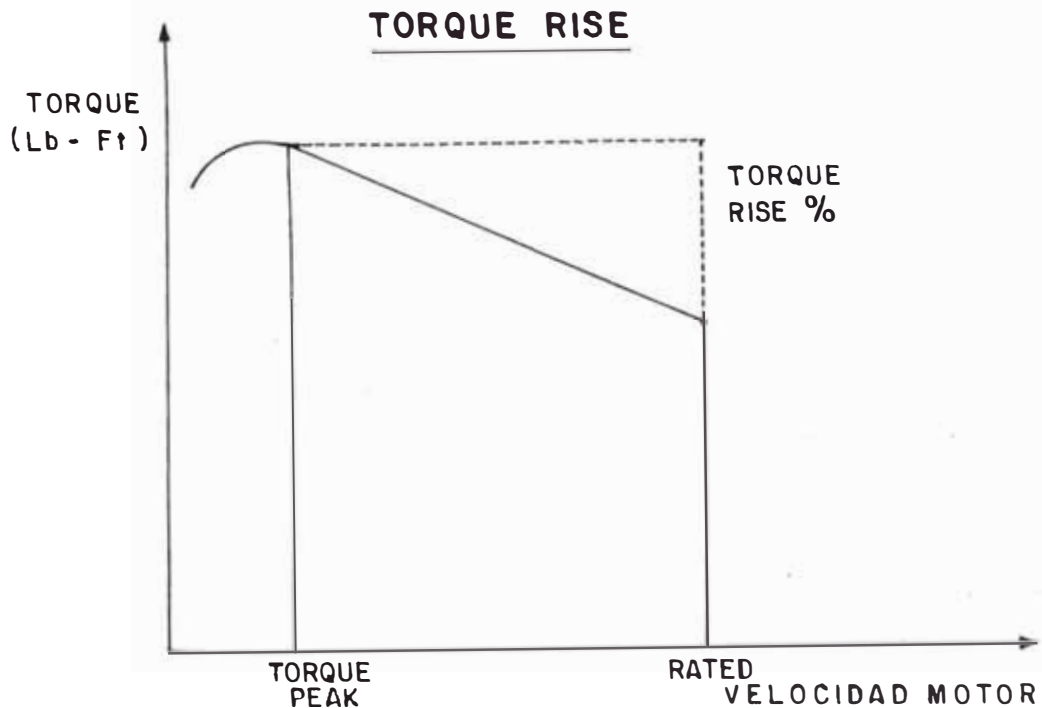


FIGURA N° 19



Es importante comprender que a cualquier velocidad del motor, la cantidad de combustible medido en la copa del inyector por ciclo, determina la cantidad de torque que el motor desarrolla. El torque se define como el esfuerzo de giro torsional y se mide en la volante del motor, se produce como resultado de la fuerza descendente sobre el pistón por la combustión del combustible medido.

La magnitud de esta fuerza se determina por la cantidad de combustible inyectado por ciclo.

Para mantener un régimen estable del motor es importante que, al variar la resistencia al movimiento se restablezca la igualdad entre el par motor y el momento de resistencia variando lo menos posible el régimen de velocidad del motor. La figura No. 19 muestra la curva con la cantidad de torque disponible, si el motor es reducido de la velocidad de régimen a la velocidad en la cual se desarrolla el torque máximo.

La diferencia entre el torque producido en la velocidad de régimen y la velocidad de torque máximo, se define como ALZA EN TORQUE (TORQUE RISE), se expresa usualmente como un porcentaje del torque producido a la velocidad de régimen.

Normalmente el objetivo en el desarrollo del motor, es obtener un torque máximo a una velocidad entre el 60 y 70 % de la nominal. Por lo tanto, para el caso nuestro, el motor KTA38C tiene 2626 Lb. pie (3561N-m) de torque a 2 100 R.P.M. y 3 020 Lb. pie (4095 N-m) de torque a la velocidad de máximo torque (1 500

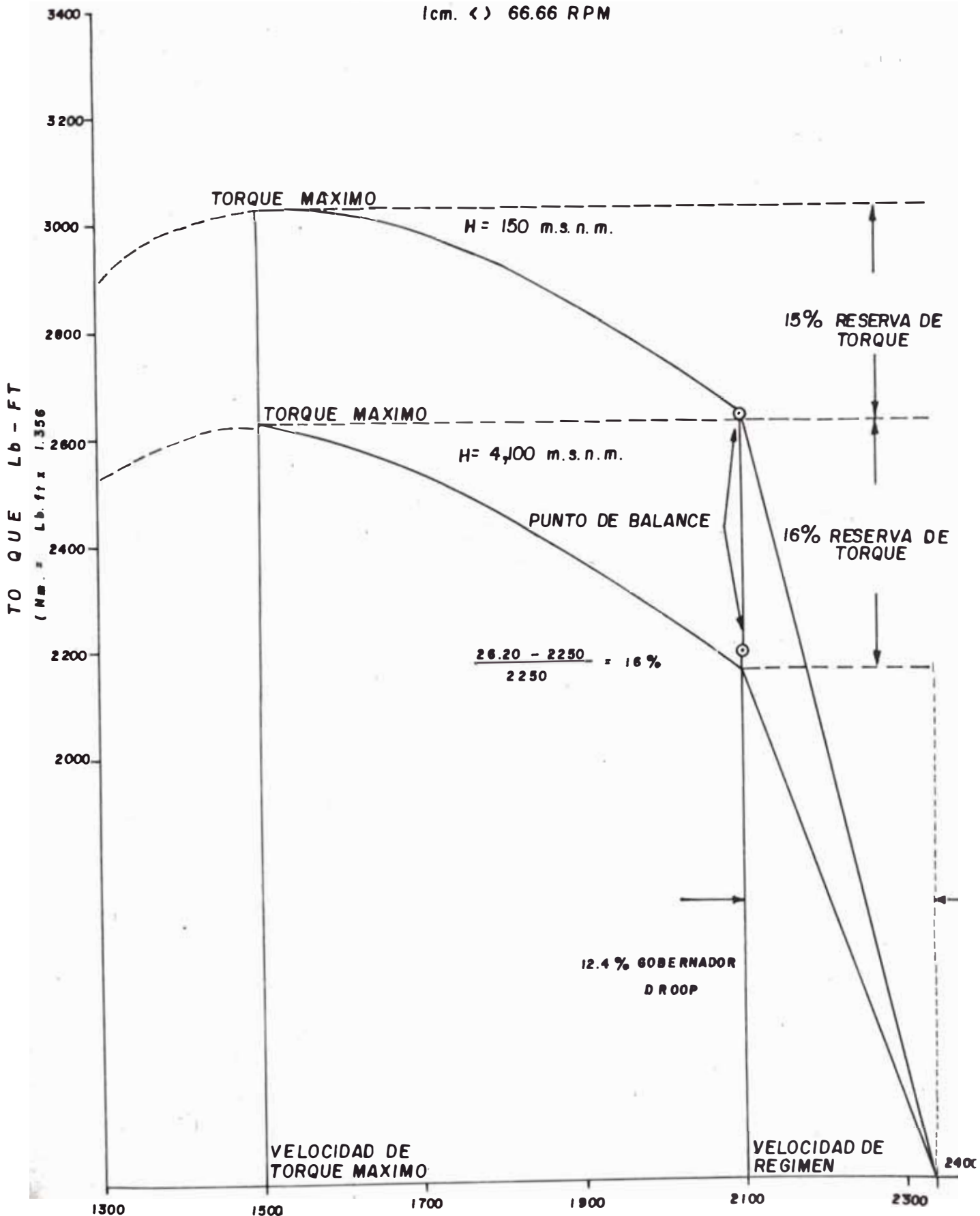
EMPRESA MINERA ESPECIAL TINTAYA S.A.

CURVAS DE TORQUE VS. R.P.M. A NIVEL DEL MAR Y A 4,100m.s.n.m.

MOTOR : CUMMIS KTA 38 C-1050 HP/900 HP

ESCALA : 1cm. < > 100 lb - pie

1cm. < > 66.66 RPM



R.P.M.).

La diferencia en torque entre la velocidad de régimen y la velocidad de torque máximo es de 394 Lb. pie (534 N-m) ó un adelanto de torque de 15 %.

Este aumento de torque está relacionado con la habilidad del motor Diesel a "responde" frente a una sobrecarga y es por lo tanto una característica importante.

En general, con potencia de régimen iguales, los motores con mayor adelanto de torque tendrán un mejor rendimiento en un vehículo. Sin embargo, aumentar demasiado el adelantamiento de torque puede disminuir la durabilidad y la vida del motor.

En la figura No. 20 se muestra las 2 curvas de torque, tanto para el nivel del mar como a 4 100 msnm.

Ahora analizaremos los diferentes puntos de este gráfico de torque VS RPM.

La curva de torque está compuesta por dos partes, la zona de "Sobre-velocidad", donde el motor produce su máxima velocidad, asegurando el motor un funcionamiento estable en regímenes de alta velocidad y es controlada en la bomba de combustible por el gobernador; y la zona de "Sobrecarga" donde una carga adicional producirá una caída "sensible" de velocidad en el motor.

El punto donde ambas porciones se unen se le llama comúnmente el punto de balance. "Este punto es el que se usa como "Reting" ó característica nominal del motor debido a que es el punto de

máxima potencia, en este punto el motor produce la máxima potencia y consume el máximo combustible.

La diferencia de velocidad entre la velocidad de régimen y la velocidad alta en vacío, se conoce como GOVERNADOR DROOP, se expresa como porcentaje de caída de velocidad.

$$\frac{\text{Velocidad Alta en Vacío} - \text{Velocidad de Régimen}}{\text{Velocidad de Régimen}} = \text{GOVERNADOR DROOP}$$

Ejemplo

$$\frac{2\ 360 - 2\ 100}{2\ 100} = 12,4 \%$$

Una de las formas para evaluar la estabilidad de régimen de un motor es mediante, la relación denominada coeficiente de adaptación.

$$K = \frac{M_{e-\text{máx}}}{M_{e \text{ nominal}}} = \frac{P_{e-\text{máx}}}{P_{e \text{ nominal}}}$$

Para nuestro motor en los 2 casos.

$$K_{150 \text{ msnm}} = \frac{3020}{2626} = 1,15$$

$$K_{4 \text{ 100 msnm}} = \frac{2620}{2250} = 1,16$$

Para los motores Diesel $K \leq 1,15$.

La frecuencia de rotación (n) M_e -máx, con la cual se obtiene el máximo par del motor, es un parámetro que muestra entre qué límites de variación del régimen de velocidad el motor funciona establemente siguiendo la característica externa. Estos límites se evalúan por la magnitud.

$$K_v = \frac{N_{M_e\text{-máx}}}{N_{\text{nom.}}} \quad K_v = \frac{1 \ 500}{2 \ 100} = 0,71$$

Para los motores Diesel $K_v < 0,55 - 0,70 >$

Las curvas de torque son herramientas útiles mediante las cuales; un Ingeniero puede evaluar el comportamiento de un motor. Están influenciados por variables de diseño, que pueden ser manipulados para obtener características específicas en el motor. Conociendo las características de torque, se pueden usar para determinar las ventajas entre motores para una determinada aplicación.

4.1.3 Procedimiento de Calibración de la Bomba de Combustible P.T.G. Cummins en el Laboratorio.

La bomba de combustible P.T.G. Cummins se calibra en un banco de prueba marca :

HARTRIDGE	Series 120
Cummins P.T. Pump	Test - Stand

Procedimiento

1. Posición de las válvulas en el banco de prueba.

- | | |
|-------------------------------|------------|
| - Válvula de control de flujo | - ABIERTA |
| Válvula de orificios mínima | - CERRADA |
| Válvula de Succión | - ABIERTA |
| - Válvula de escurrimiento | - CERRADA. |

2. Instalar la bomba en el banco de pruebas y abrir la válvula de paro.

3. Conectar la línea del AFC y ajustar la presión del aire en 5"Hg. de vacío.
4. Mover totalmente el eje del acelerador hasta el perno de tope, para que el pasaje de combustible quede totalmente abierto.
5. Operar el banco para purgar el aire de la bomba y calentar el líquido de prueba de 90 a 100°F.
6. Ajustar la succión de la bomba a una restricción de 5"Hg de vacío a 2 100 RPM y el aire del aneroide a 24,5 PSI.

Pruebas a Efectuarse en la Bomba

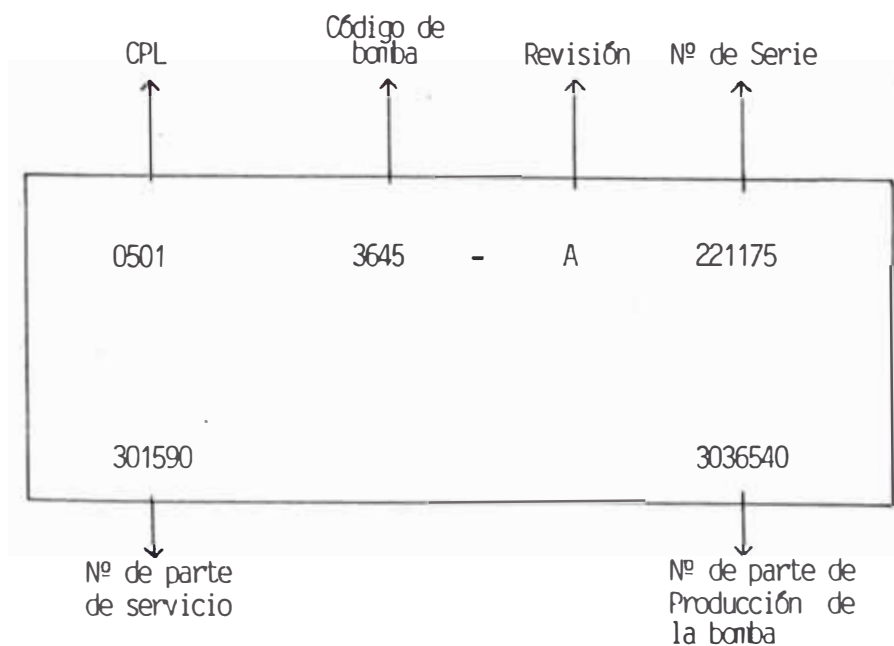
<u>Pruebas</u>	<u>Ajustar</u>	<u>Afectar</u>
1. Corte del goberna <u>d</u> or 2 130 a 2 150 RPM. vacío 5" Hg. flujo 965 Lb/h.	-Agregando laines al resorte de alta para aumentar velocidad (0,001 = 2 RPM).	-La velocidad go <u>v</u> ernada por el motor.
2. Esgurrimiento del acelerador 110 cc/ minuto.	-Ajustar el perno tope del acelera <u>d</u> or.	-Aceleración y ve <u>l</u> ocidad mín. del motor.

- Acelerador cerrado - válvula de mínima cerrada, válvula de escurrecimiento abierto.
3. Velocidad mínima 310 cc/minuto a 750 RPM. -Girar el perno de resorte mínima. -Velocidad mínima del motor.
-Atornillar para aumentar.
4. Presión del combustible (en el múltiple) 113 PSI a 2 100 RPM, flujo 965 Lb/h, vacío o 5" Hg (en esta prueba se ve el flujo). -Ajustar el perno de ajuste del acelerador. -Desempeño del motor.
5. Punto de comprobación 76 a 82 PSI a 1 500 RPM 825 Lb/h flujo. -Cambiar el resorte de torsión. -Elevación de torque.
-Ajustar la válvula de flujo.

- | | | |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|
| 6. Ajustar la posición del émbolo de AFC 3,9 PSI a 1 600 RPM, 72 PSI flujo 800 Lb/h. | -Gire el émbolo del AFC, atornillándolo para aumentar los PSI. | -Humo en la aceleración del motor. |
| 7. Ajuste sin aire "0" Hg. a 1 600 RPM, 52 PSI, revise el límite + 2 PSI, 665 flujo Lb/h. | -Sin aire válvula cónica. | -Humo durante la aceleración del motor. |

4.1.4 Datos de Calibración de tres Bombas de Combustible: A nivel del mar, calibrando a 4,100 msnm y Optimizando a 4,100 msnm.

Placa de Identificación de la Bomba de Combustible



DATOS DE CALIBRACION DE TRES BOMBAS DE COMBUSTIBLE PT TIPO : "G"

VALORES DE CALIBRACION	CALIBRADO A NIVEL DEL MAR	CALIBRADO A 4100 MSNM	OPTIMIZADO EN ANA- LISIS EXPERIMENTAL A 4100 MSNM
CODIGO DE BOMBA	B203C	E316A	B758A
FECHA Y CONTROL DE LISTA DE PARTES	NOV.82 / 0501	MAR.83 / 0501	JUN.88 / 0869
H.P. @ R.P.M.	1028 - 1070@2100	882 - 918@2100	879 - 917@2100
PRESION RAIL PSI	139 - 149	107 - 119	110 - 122
TORQUE RIJE % - CURVA	15 % - P4073	20 % - C3225	20 % - C4207
CONSUMO DE COMBUSTIBLE LB/HR.	368 - 392	328 - 351	309 - 331
CORTE DE GOVERNADOR	2120 - 2140	2130 - 2150	2120 - 2140
VELOCIDAD MINIMA PSI @ R.P.M.	10 @ 700	15 @ 750	10 @ 700
VELOCIDAD MINIMA CC @ R.P.M.	300 @ 750	310 @ 750	550 @ 750
PRESION AIRE MULT. ADMISION PULG. HG.	41@45 "HG	34@42 "HG	41@42 "HG
CALIBRACION PRESION PSI @ R.P.M.	136 @ 2100	113 @ 2100	116 @ 2100
CALIBRACION FLUJO LB/HR.	1130	965	700
PUNTO (1) DE COMPARACION PSI @ R.P.M.	94-100@1500	76-82@1500	81-87@1500
CHEQUEO FLUJO	935	825	580
PRESION DE AIRE EN "AFC" "HG-PSI	8"Hg - 3.9 PSI	8" Hg - 3.9 PSI	-
RPM - AFC	1600	1600	-
FLUJO LB/HR. (AFC) PSI	72 PSI @ 800	72 PSI @ 800	-
AJUSTE SIN PRESION DE AIRE - R.P.M.	1600	1600	1600
PRESION Y FLUJO AFC SIN PRESION AIRE	51 @ 665 Lb/Hr.	52 @ 665 Lb/Hr.	56 @ 460 Lb/Hr.

4.2 Inyectores Cummins

Tipo y características generales de los Inyectores del sistema de combustible PT y funciones que desempeña.

- Los Inyectores en el sistema de combustible PT son una unidad mecánica sencilla construída con un acabado de alta precisión que recibe el combustible enviado por la bomba para dosificar una determinada cantidad de combustible y que inyectará finalmente pulverizada al interior del cilindro.
- Los Inyectores constan básicamente de las siguientes partes que son : Un cuerpo con pasaje y orificios internos para la circulación del combustible de una aguja o émbolo; también llamado Plunger, para inyectar el combustible de un resorte para mantener unidas todas las partes que accionan el inyector, de una capa o tobera con orificios pulverizados (atomizadores).
- Los Inyectores se encuentran divididos en dos grandes grupos, los llamados tipo brida que se emplean con líneas externas de combustible y los del tipo cilíndrico que se emplean en los motores con conductos internos de combustible.
- De acuerdo a sus características de diseño y construcción han habido varios tipos y modelos, relacionados con el tipo brida que por su tamaño se utilizan en los motores de la serie J y C (pequeño) en la serie de los motores H, NH y NT (medianos), así como los V-12 y los más grandes que se utilizan en los antiguos motores de la serie L.

En los Inyectores de tipo cilíndrico, con relación a su tamaño, también hay varios modelos que son los más pequeños, que llevan los motores pequeños en V, los medianos que se utilizan en los motores NH y NT, como también, en los motores V903 y V1710; y por último, los más grandes que se utilizan en todos los motores de la serie K.

Los Inyectores fallan o se agarrotan por combustible sucio, por mucho torque de apriete o por mala calibración del escurrimiento. Cuando el daño en el inyector es por corrosión o calor excesivo, usualmente es el resultado de un elevado de ácidos o azufre en el combustible o de condiciones de operación de sobrecarga.

Ejemplo de cálculo de consumo de combustible que sale por cada inyección en nuestro motor Cummins KTA38-C.

G. Comb - 380 Lb/h (dato de motor) - (a)

Como la inyección del combustible se realiza por cada ciclo de trabajo, por consiguiente :

Ciclos por hora - 63 000 - (b)

(a) : (b) - Se obtiene la cantidad de combustible inyectado por cada ciclo.

Es decir :

$$\frac{380 \text{ Lb/Hora}}{63\ 000 \text{ Ciclo/Hora}} = 0,00603 \text{ Lb/Ciclo} \quad (c)$$

Este es el total de combustible inyectado por ciclo, lo cual vamos a distribuir entre los 12 inyectores.

Luego ·

$$\frac{0,00603 \text{ Lb/Ciclo}}{12 \text{ Inyectores}} = 0,0005025 \text{ Lb/Inyector}$$

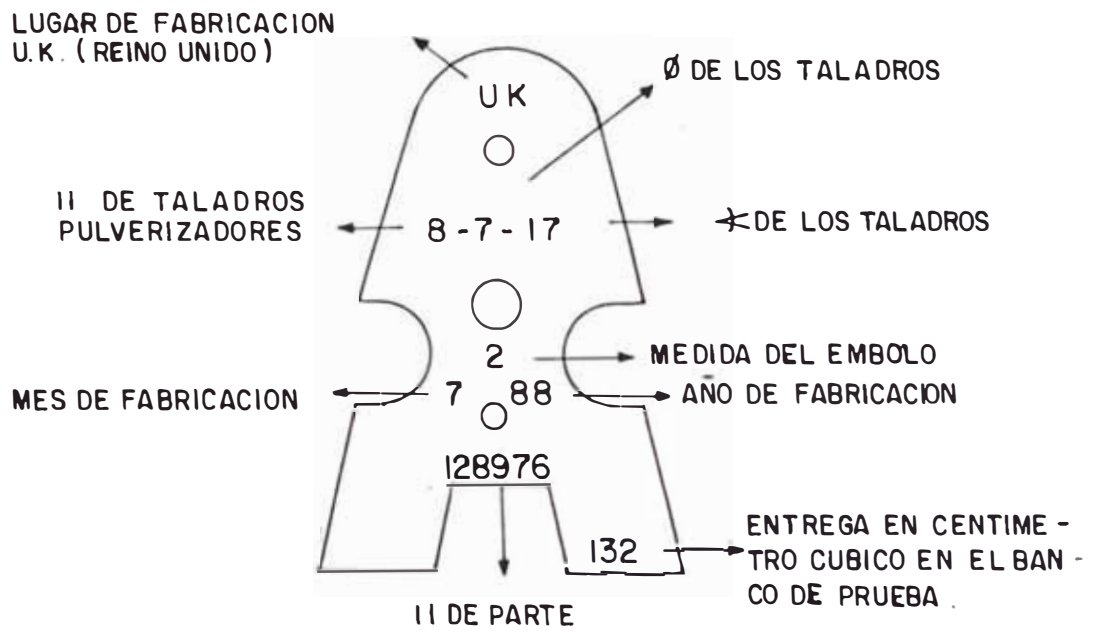
$$= 228 \frac{\text{Miligramos}}{\text{Inyector}}$$

Como nuestro inyector Cummins es de 10 agujeros, por lo tanto por cada uno de ellos, ingresa a la cámara de combustión.

$$22,8 \frac{\text{Miligramos}}{\text{Orificio}} = 0,00005025 \frac{\text{Lb.}}{\text{Orificio}}$$

- Nomenclatura de los Inyectores. Ver Figura 21.

FIGURA Nº 21



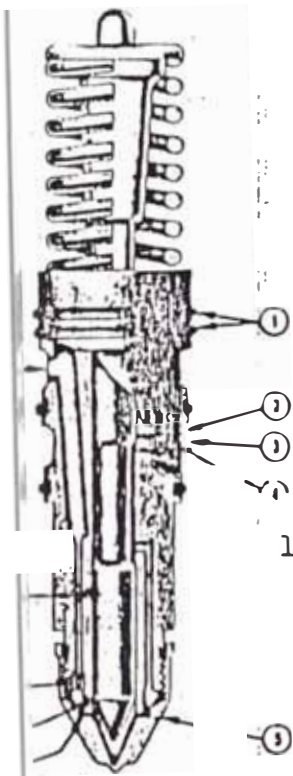
- Tabla de calibración de los inyectores PT tipo D.

PT (type D) Injector Parts and Flow

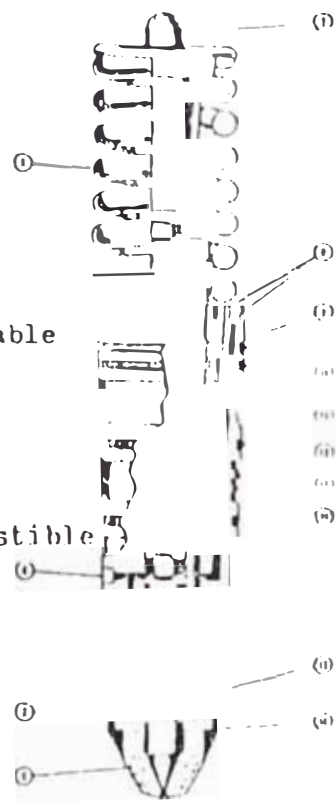
Injector Less Link	Barrel Plunger Assy.	Reference Barrel Part No.	Top Stop Set.	Cup Part No.	Cup Holes No.-Size x Angle	Approx. Injector Orifice	3375317 Delivery MM ³ /Stroke	Cam	ST-790 CC Delivery Flow Code	Basic Strokes	PSI	Cam	Seat Orifice
KTH230C --	3016676	3014590		3001314	10-.0085x10°	.029-.030	284.5-286.5	310	184-185BK	600	120	K	.026
	3017363	190190		3001054	9-.007x6°	.028-.029	210.5-212.5	189	182-183A	800	120	Std.	.026
	3018215	3017285		3012136	8-.008x18°	.022-.023	154-156	230	189-190AK	800	120	K	.026
	3018216	3017285		3012535	8-.007x18°	.022-.023	154-156	230	189-190AK	800	120	K	.026
	3018217	3017285		3012538	9-.008x18°	.025-.026	191-193	230	175-176BK	600	120	K	.026
	3018218	3017285		3012535	8-.007x18°	.018-.019	123-125	230	152-153AK	800	120	K	.026
	3018220	3009469		3012538	9-.008x18°	.022-.023	154-156	230	189-190AK	800	120	K	.026
	3018221	190190		3012537	8-.0065x18°	.028-.029	204.5-206.5	189	177-178A	800	120	Std.	.026
	3018222	190190		3012537	8-.0065x18°	.022-.023	138.5-140.5	189	150-151	1000	120	Std.	.020
	3018223	190190		3012537	8-.0065x18°	.024-.025	168.5-170.5	189	182-183	1000	120	Std.	.026
	3018224	190190		3012537	8-.0065x18°	.018-.019	112.5-114.5	189	121-122	1000	120	Std.	.020
	3018225	190190		3012536	8-.008x18°	.028-.029	204.5-206.5	189	177-178A	800	120	Std.	.026
	3018321	3009469		3012536	8-.008x18°	.021-.022	145-147	230	179-180AK	800	120	K	.026
	3018322	190190		3012537	8-.0065x18°	.024-.025	168.5-170.5	189	182-183	1000	120	Std.	.026
	3018328	3018324		3012537	8-.0065x18°	.022-.023	138.5-140.5	189	150-151	1000	120	Std.	.020
	3018329	3018366		3012536	8-.008x18°	.022-.023	138.5-140.5	189	150-151	1000	120	Std.	.020
	3018331	3018586		219077	8-.0075x18°	.022-.023	138.5-140.5	189	150-151	1000	120	Std.	.020
	3018332	3018366		3012535	8-.007x18°	.022-.023	138.5-140.5	189	150-151	1000	120	Std.	.020
3018333	3018586		3012535	8-.007x18°	.022-.023	138.5-140.5	189	150-151	1000	120	Std.	.020	
3018334	3018366		3012535	8-.007x18°	.019-.020	112.5-114.5	189	121-122	1000	120	Std.	.020	
3018335	3018586		3012535	8-.007x18°	.019-.020	112.5-114.5	189	121-122	1000	120	Std.	.020	
3018336	3018366		219077	8-.0075x18°	.019-.020	112.5-114.5	189	121-122	1000	120	Std.	.020	
3018337	3018586		219077	8-.0075x18°	.019-.020	112.5-114.5	189	121-122	1000	120	Std.	.020	
3018339	3018366		3012538	9-.008x18°	.024-.025	168.5-170.5	189	182-183	1000	120	Std.	.026	
3018340	3018366		3012536	8-.008x18°	.020-.021	138.5-140.5	189	150-151	1000	120	Std.	.020	
3018346	3022968		3012538	9-.008x18°	.025-.026	191-193	230	175-176BK	600	120	K	.026	
3018347	3018587		3012538	9-.008x18°	.025-.026	191-193	230	175-176BK	600	120	K	.026	
3018348	3022968		3012538	9-.008x18°	.027-.028	201-203	230	189-190BK	600	120	K	.026	
3018349	3018587		3012538	9-.008x18°	.027-.028	201-203	230	189-190BK	600	120	K	.026	
3018350	3022968		3012536	8-.008x18°	.022-.023	154-156	230	189-190AK	800	120	K	.026	
3018351	3018587		3012536	8-.008x18°	.022-.023	154-156	230	189-190AK	800	120	K	.026	
3018352	3022968		3012536	8-.008x18°	.022-.023	154-156	230	189-190AK	800	120	K	.026	
3018353	3018587		3012536	8-.008x18°	.022-.023	154-156	230	189-190AK	800	120	K	.026	
3018354	3022968		3012536	8-.008x18°	.018-.019	123-125	230	152-153AK	800	120	K	.020	
3018355	3018587		3012536	8-.008x18°	.018-.019	123-125	230	152-153AK	800	120	K	.020	
3018360	3018366		3012536	8-.008x18°	.018-.019	112.5-114.5	189	121-122	1000	120	Std.	.020	

MOTOR V. 21100

CORTE SECCIONAL DE LOS INYECTOR PT-(Tipo Cilindrico)



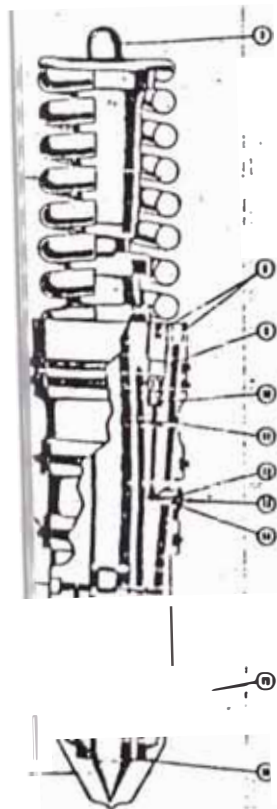
- 1 Sellos Anulares
- 2 Malla de Filtro
- 3 Entrada (Admisión) de Combustible
- 4 Tapón de Orificio Ajustable
- 5 Copa
- 6 Junta
- 7 Orificio de Medición
- 8 Orificio de Retorno
- 9 Embolo
- 10 Salida (Retorno) de Combustible



- Copa
- 2 Orificio de Medición
- 3 Embolo
- 4 Tapón
- 5 Sellos Anulares
- 6 Resorte de Inyector
- 7 Articulación (Impulsor)
- 8 Tapones
- 9 Tope
- 10 Bola Retención
- 11 Salida de Combustible
- 12 Entrada de Combustible
- 13 Malla de Filtro
- 14 Tapón de Orificio Ajustable
- 15 Sello Anular
- 16 Retén de Copa

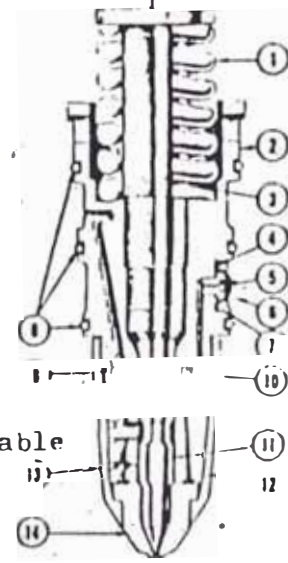
Inyector PT-Cilindrico

FIG. 10. Inyector - Cilindrico PT-(Tipo C)



- ① CUP
- ② METERING ORIFICE
- ③ PLUNGER
- ④ PLUG
- 1 Copa
- 2 Orificio de Medición
- 3 Embolo
- 4 Tapón
- 5 Sellos Anulares
- 6 Resorte de Inyector
- 7 Articulación (Impulsor)
- 8 Tapones
- 9 Tope
- 10 Bola Retención
- 11 Salida de Combustible
- 12 Entrada de Combustible
- 13 Malla de Filtro
- 14 Tapón de Orificio Ajustable
- 15 Sello Anular
- 16 Retén de Copa

FWC25 Inyector-Cilindrico PT-(Tipo B)



- 1 Resorte
- 2 Adaptador
- 3 Acoplamiento Junto
- 5 Orificio
- 6 Malla
- 7 Broche
- 8 Sello Anular
- 9 Pasador
- 10 Bola Retención
- 11 Embolo
- 12 Barril
- 13 Retén de Copa
- 14 Copa

FIG. 6. Inyector-Cilindrico PT-(Tipo D)

4.3 Experimentación y Optimización de la Bomba de Combustible Seleccionada por el Fabricante y para las Condiciones de Altura TINTAYA

El motor Cummins KTA38C-1050 HP, produce su máxima potencia hasta una determinada altura; para 4 100 msnm Mina Tintaya, el fabricante bajó su potencia del motor a 900 HP. (15 %).

Esto en función de que, todos los motores turboalimentados desarrollan su máxima capacidad hasta una determinada altura, dependiendo éste del modelo, aplicación del motor y tipo de turbo. Para el caso nuestro, el motor KTA-38C, su altura de máxima capacidad es de 10 000 pies; sobre este valor se debe de ratear la bomba de combustible en un 4 % por cada 1 000 pies de altura.

Para 4 100 metros de altura (13 448 pies) se excede aproximadamente en 3 500 pies de lo especificado; traduciendo estos valores en porcentajes según cuadro :

BOMBA DE COM- BUSTIBLE CODIGO DE CA- LIBRACION	BOMBA DE COM- BUSTIBLE CODIGO DE CA- LIBRACION	PORCENTAJE RA- TEADO POR EL FABRICANTE.	PORCENTAJE QUE DEBERIA RA- TEARSE
B-203-C/0501 NIVEL DEL MAR (1 050 HP)	E316A/0501 4 100 msnm (900 HP)		A 4 100 msnm
368 @ 392 lb/h	328 @ 351 lb/h	11 %	13 @ 14 %

4.3.1 Análisis de Selección de la Calibración de la Bomba de Combustible Tomando en Consideración los Diferentes Factores para su Aplicación

Para el análisis y selección de la bomba de combustible y su aplicación final en la Mina Tintaya a tajo abierto, se ha tomado en cuenta diferentes factores que a continuación detallamos.

a. Obtener una mejor relación aire - combustible, optimizando el consumo del horario de combustible en base de la experiencia obtenida; tomando en cuenta que la Mina a tajo abierto cuenta con una profundidad de 140 m y que la máxima elevación de descarga de los camiones en los botaderos, está sobre los 4 200 msnm, afectando esto al motor en los siguientes puntos :

a.1 Deficiencia de oxígeno en los últimos niveles por falta de circulación de aire; produciendo recalentamiento del motor.

a.2 Exceso de altura en los botaderos de desmonte en 100 m para lo cual fue calibrado la bomba de combustible, afectando al motor en una mala combustión.

a.3 En la reparación de los Motores Cummins (10 000 horas) (OVERHAUL) se ha encontrado, en los componentes internos una capa de carbonilla tanto en los pistones, anillos, válvula, camisas, un desgaseo

te excesivo en los Plunger y Copa de los inyectores, obturación de los agujeros de esperción de los inyectores.

- b. Variación del peso específico del aire en nuestra Región Andina con respecto al I.N.A. en un 6 % aproximadamente.

4 000 I.N.A. - 0,810 kg/m³

4 000 Región Andina - 0,760 kg/m³

Todos estos factores influyeron en la elaboración de esta Tesis; recalibrando la bomba de combustible, disminuyendo el flujo horario de combustible con la combinación de otros factores en el laboratorio del banco de prueba Diesel; con lo cual se logró obtener una relación aire/combustible óptimo, manteniendo la misma potencia del motor y mejorando la eficiencia indicada del mismo; como así la prolongación de la vida útil de los componentes internos del motor en sus reparaciones mayores y mantenimiento.

Por lo tanto, el porcentaje final de rateo en la bomba de combustible Cummins es :

* 4 100 msnm : 14 %

* Diferencia de peso específico con el I.N.A. más los 100 metros en exceso de altura en el botadero.

Todo esto se ha tomado con un 2 % más :

Total de Rateo : 16 %

Con este porcentaje final se ha realizado el cálculo de rateado de la bomba de combustible B230C CPL 501, cuyo máximo consumo de combustible a nivel del mar es de 368 @ 392 lb/h.

368 lb/h @ 392 lb/h	100 % (Nivel del mar)
310 lb/h @ 330 lb/h	16 % (Recalibrado)

Con estos valores finales de flujo horario se busca la bomba de combustible Cummins P.T. que se aproxime a los datos rateados, al modelo del motor KTA-2300-C y al CPL 501.

El nuevo código de la bomba de combustible, con el cual debe trabajar el motor Cummins a 4 100 msnm Mina TINTAYA será el B758-A; cuyos valores son :

HP @ RPM	: 879-917 @ 2100
- Consumo de combustible lb/h	: 309-331
Consumo en mínimo cc/m	: 550 @ 750

Con la selección de esta bomba de combustible se ha optimizado el consumo de combustible, mejorando sustancialmente la relación aire/combustible, obteniéndose la misma potencia y prolongando la vida promedio de los componentes internos del motor.

4.3.2 Diagramas de Consumo de Combustible Vs Rendimiento de las Bombas

Conocidos ya los factores de mayor incidencia en la potencia y economía del combustible y la forma de regular la bomba de combustible, se va a realizar algunos cálculos y luego graficarlos para que en forma objetiva se determine el ahorro de combustible en los 3 tipos de bombas. Ver Cuadro N° 4.

		NIVEL DEL MAR	CALIBRADO 4100	CALIBRADO 4100
CODIGO BOMBA DE COMBUSTIBLE		B203C	E316-A	B758-A
HP @ 2100 RPM		1028-1070 (1050)	882-918 (900)	879-917 (898)
CONSUMO DE COM BUSTIBLE lb/h		368-392 (380)	328-351 (340)	309-331 (320)
MINIMO CC@RPM		300@750	310@750	550@750

El motor Cummins consume combustible Diesel No. 2 cuyo peso específico para las condiciones de operación son :

- 107,8 °F - 42 °C
- γ Comb. - 822,8 gr/lit
- γ Comb. - 3,116 kg/galón

Consumo máximo de combustible en galones/hora :

$$\gamma = \frac{W}{V} \quad V = \frac{W}{\gamma} = \frac{380 \text{ lb/h}}{3,116 \text{ kg/galón}} = 55,4 \text{ gl/h}$$

CUADRO No. 4

CODIGO DE BOMBA	CONSUMO MAXIMO gl/h	CONSUMO MINIMO gl/h	CONSUMO PROMEDIO gl/h
B203C Nivel del Mar	55,4	1,66	21,0
B316-A Calibrado 4100 msnm	49,6	1,72	18,8
B758-A Recalibrado 4100 msnm	46,6	3,05	17,7

Se ha tomado un consumo promedio en base a los datos reales obtenidos de consumo en la Mina de la totalidad de la flota de Camiones WABCO.

CONSUMO PROMEDIO 18,8 gl/h

CONSUMO MINIMO 3,3 gl/h

Como los Camiones, no operan en todo momento a máxima carga, el consumo promedio es menor al consumo a plena carga y representa

$$\frac{18,8}{49,6} - 38 \% \text{ de éste.}$$

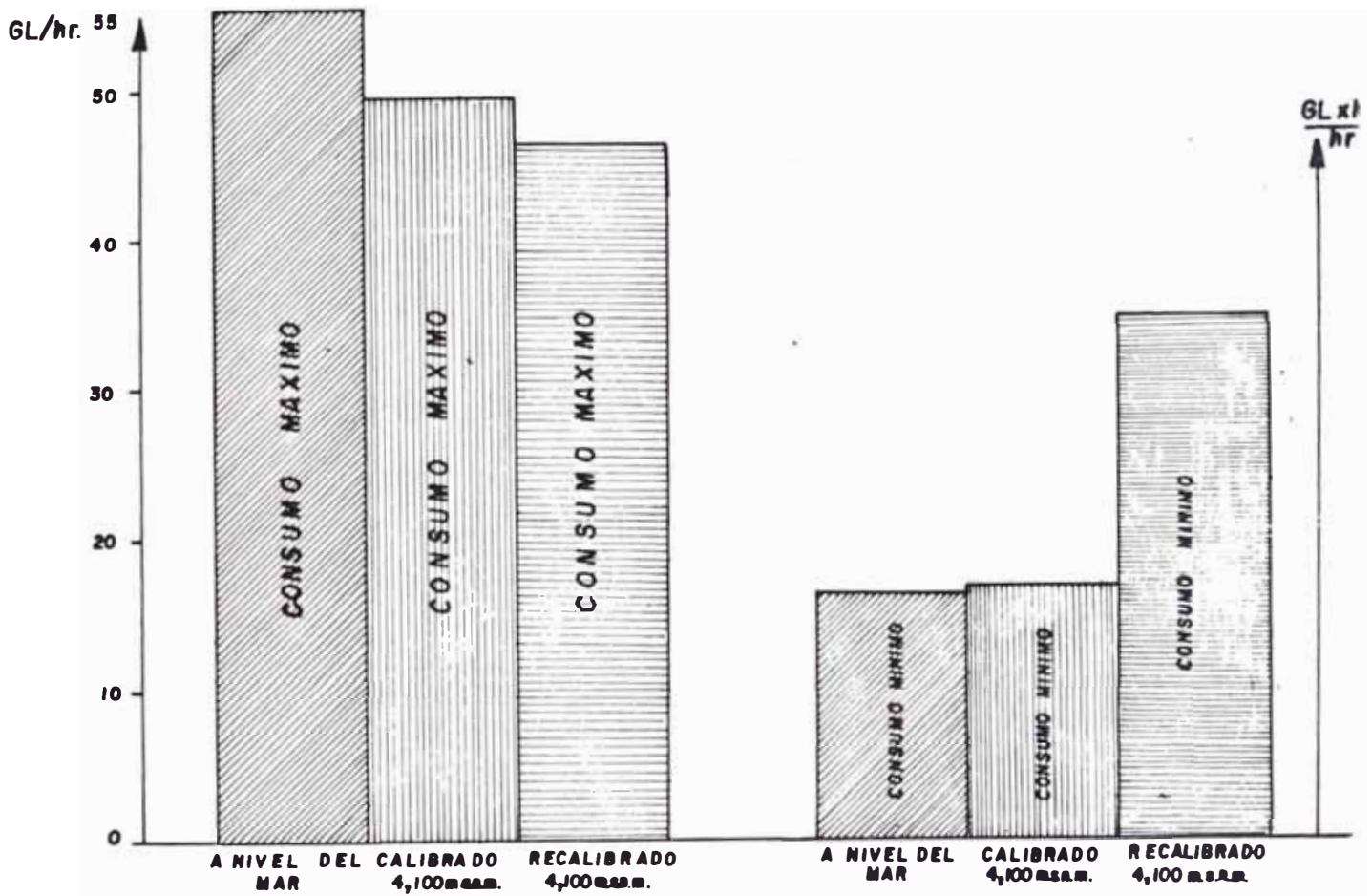
Usando el mismo criterio, obtenemos los consumos promedio para las Calibraciones B230C y B758A respectivamente (Ver Figura No.22).

4.3.3 Ahorro de Combustible en la Flota de 17 Camiones WABCO Mina TJNTAYA, Obtenida Mediante la Optimización de la Recalibración de la Bomba de Combustible

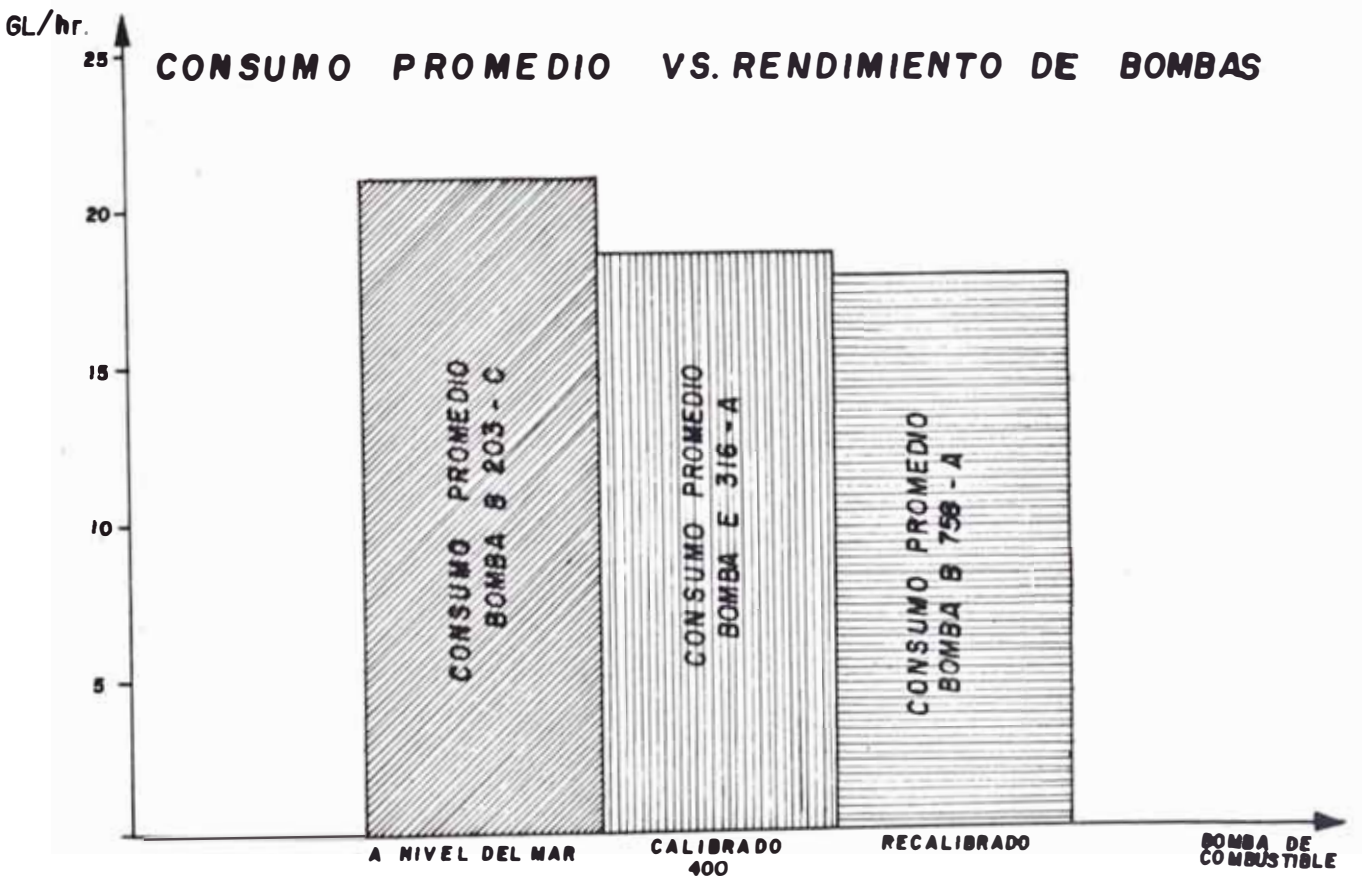
La cantidad de combustible que se ahorre, dependerá de varios factores; entre éstos podemos enumerar :

- Tipo de Operación.
- Tipo de carga a transportar, Mineral o Desmonte.
- Nivel de acarreo.
- Estado de carreteras, pistas secas o húmedas.
Estado de motor, recién reparado, nuevos o con horas de Operación.
- Tiempo de marcha mínima del motor.
- Pendiente del tajo.
- Medio ambiente.

CONSUMO DE COMBUSTIBLE VS. RENDIMIENTO DE BOMBAS



CONSUMO PROMEDIO VS. RENDIMIENTO DE BOMBAS



4.3.4 Cálculo del Ahorro de Combustible Diesel No. 2

Consumo de combustible en lb/h
Bomba E316A; calibrado 4100 msnm - 340

Consumo de combustible en lb/h
Bomba B758A, recalibrado 4100 msnm - 320

Ahorro de combustible lb/h = 340 - 320 = 20 lb/h

Ahorro de combustible gl/h - 18,8- 17,7= 1,1 gl/h

Considerando un promedio de 21 h/día - Camión.

Ahorro total mensual :

$$1,1 \text{ gl/h} \times 21 \frac{\text{h}}{\text{Día camión}} \times 17 \text{ Camiones} \times 30 \frac{\text{días}}{\text{mes}}$$

A TOTAL - 11 781 gl/mes

Costo Galón de Petróleo Puesto en Tintaya

Precio Planta Costo Petróleo - \$ I. 380 769,23

Impuesto Selectivo al Consumo DL 155 - \$ I. 510 230,77

Precio del Petróleo Ex-Planta para la gran Minería
puesta en Matarani al 09 Agosto 1,990 = I \$ 891 000,00

Flete por galón transportado a Mina 178 200,00

Costo total de petróleo puesto en Mina por galón
1 069 200,00

Todos estos precios son al 09 de Agosto de 1,990 convirtiendo estos valores a Dólares Americanos en el mercado paralelo de \$ J. 360,000 / Dólar Americano.

Esto con el fin de realizar cualquier cálculo, futurista, considerando nuestra devaluación monetaria.

Costo de galón de petróleo (puesto en Mina)
\$ 2,97 / galón

Ahorro total mensual de petróleo

$$2,97\$ / \text{gl} \quad 11\,781 \frac{\text{galón}}{\text{mes}}$$

Ahorro total mensual de petróleo \$ 34 990/mes

Todos estos costos pueden sufrir alguna variación; dependiendo de la política del nuevo gobierno respecto a los nuevos precios de hidrocarburos.

4.4 Evaluación Económica de Resultados

Infraestructura y Condiciones de Operación Iniciales.-

Tintaya es una mina situada en el Dto. Cuzco, provincia de Espinar, distrito de Yauri a 4 100 m.s.n.m., la extracción del mineral se realiza con 17 camiones WABCO, modelo 850, PCF254AWFA, montado con motor Cummins KTA 2300C-900HP caja de transmisión ALLISON semiautomática modelo DP 8961.

La capacidad de acarreo nominal del camión a nivel del mar es de 85 T.C.; para las condiciones de operación en TINTAYA es de 60 a 65 T.C.

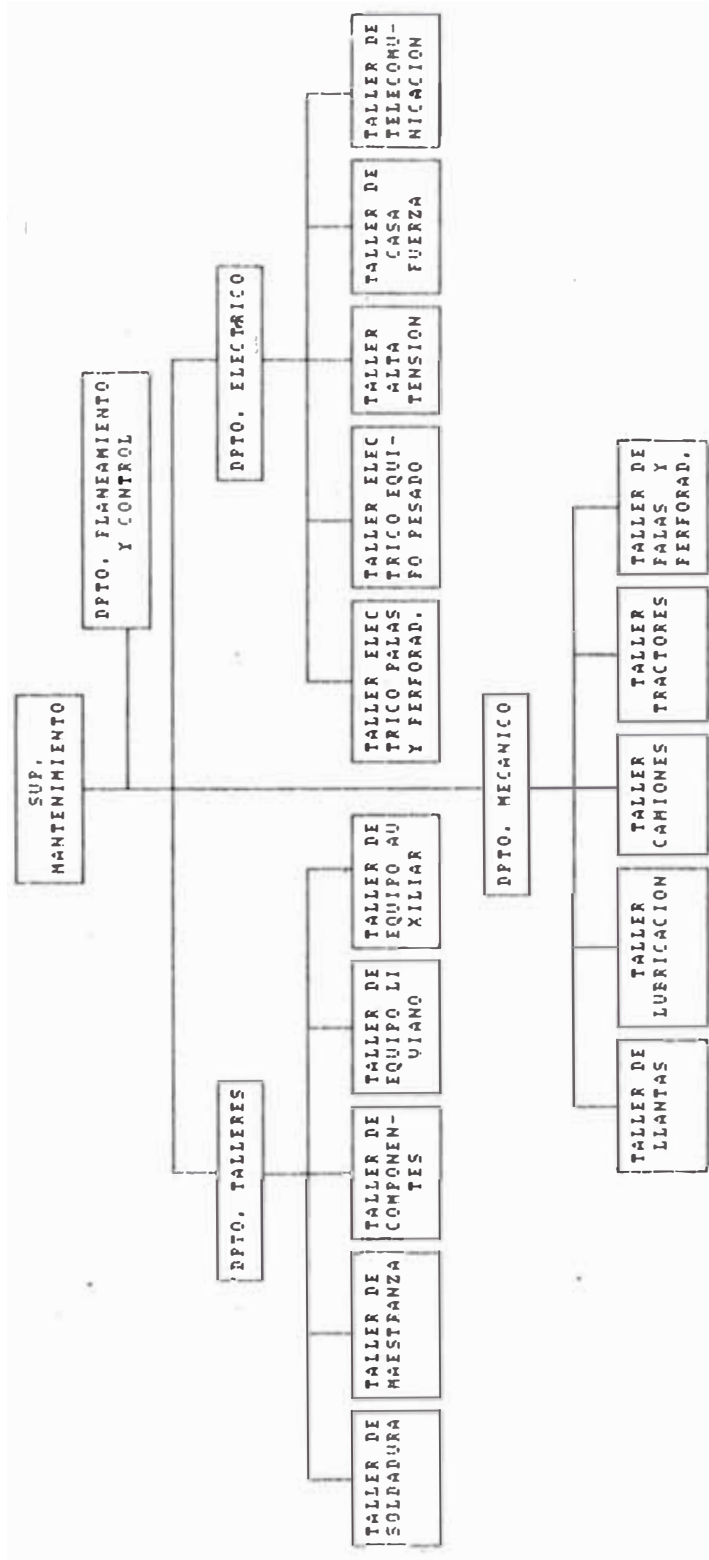
El equipo de carguio se realiza con 4 palas; dos palas modelo P&H 1600, de 6 Yd³ de capacidad y dos modelo P&H 1900 de 12 Yd³; todos ellos consumen energía eléctrica de 4 160 Voltios.

Nuestro equipo de perforación está compuesta por 3 perforadoras BUCEYRUS 45R y 4 equipos de perforación secundaria Track-Drill.

Las características operativas del tajo para el equipo de acarreo son

- Pendiente de acarreo : 8%
- Distancia desde el último nivel a la chancadora primaria
1 916 m
- Camiones por turno promedio 11 unidades.
 - Viajes por hora camión · 3,1
 - Tonelaje por camión · 60
- Tonelaje por hora operativo : 186

ORGANIZACION DEL AREA DE MANTENIMIENTO



El Departamento Mecánico es el encargado del mantenimiento del equipo pesado de producción de la mina.

Mientras que el Departamento de Taller, es el área que da apoyo o servicio y que se brinda al primero de los nombrados para el cumplimiento de sus objetivos.

Dentro de estos 2 Departamentos; se buscó mejorar la disponibilidad mecánica del equipo de acarreo en lo que respecta al motor Cummins; realizándose esta mejora en el laboratorio diesel del Taller de Componentes, con la bomba de combustible Cummins PTG.

4.4.1 Inversión en Infraestructura e Instrumentación que ha significado el Proyecto

. Inversión en Infraestructura :

- Instalación y puesta en operación del dinamómetro Taylor modelo DX38 ----- \$ 6 000

- Instalación y puesta en operación del banco de prueba HARTRIDGE SERIES 120 CUMMINS P.T. PUMP TEST STAND, banco de prueba de INYECTOR LEAKAGE TESTE ----- \$ 21 000

- Inversión en Instrumentación :

* Herramientas ----- \$ 10 000

Total de inversión en instrumentación e infraestructura del proyecto para las pruebas de la bomba, inyectores y dinamómetro

T O T A L - \$ 40 000/5 años

4.4.2 Inversión en Mano de Obra

- La inversión realizada en mano de obra del proyecto es de la siguiente manera :

. Personal encargado de la reparación y mantenimiento de los motores :

Mecánicos I	-----	\$ 4/hora
Ayud.	-----	\$ 3/hora
Reparación del motor-hora	-----	\$ 7/hora-motor

- Total de horas para la reparación de un motor ----- 220 horas

- Costo total mano de obra en la reparación de un motor ----- \$ 1 540

. Capacitación del personal para la reparación de los motores.

- Capacitación del personal \$ 12 000

4.4.3 Parámetros de Evaluación de Resultados

- Rendimientos Históricos :

En los años 1988/1989 el rendimiento mecánico de los camiones WABCO fue de 7 camiones/turno, equivalente a 41% de la disponibilidad mecánica de la flota de camiones.

El consumo de combustible en este período fue de 13,5 gl/h.

- Rendimientos Actuales :

En el presente año 1990, se cuenta con 11 camiones/turno elevándose su disponibilidad mecánica en un 76% de la flota de acarreo.

El consumo de combustible a la fecha es de 15.2 gl/h

- Rendimiento esperado :

Con los resultados logrados en prolongar la vida útil de los motores, así como mejorar su disponibilidad mecánica de la flota de camiones WABCO, se espera para fines del presente año lograr obtener 13 camiones/turno; e incrementándose en un 88% la disponibilidad mecánica de los camiones de acarreo.

Con el estudio realizado en la calibración en la bomba de combustible y, considerando que el consumo de combustible se incrementa a mayor profundidad del tajo; se busca obtener un consumo promedio de petróleo de 15 gl/hr.

4.4.4 Beneficio Económico o Rentabilidad del Proyecto

	ANTES	ACTUAL	PROYECTADO	INCREMENTO
DISPONIBILIDAD MECANICA				
- Disponibilidad mecánica total	41%	76%	88%	35%
- Aumento de la disponibilidad atribuible a la optimización del motor				10%
VENTAJAS OPERATIVAS POR OPTIMIZACIÓN DEL MOTOR				
- Total material acarreado	954 038	1 333 911	1 576 440	622 402
- Aumento de acarreo por optimización del motor Ton/mes				177 829
- Ahorro de costo adicional por optimización del motor en acarreo (\$ 0,65/Ton-acarreo)				\$ 115 588
REDUCCION DE COSTOS DE REPARACION				
- Vida útil del motor	7 000 hrs	12 000 hrs	15 000	50%
- Costo reparación	\$ 50 000	\$ 30 000	\$ 30 000	\$ 20 000
- Costo/hora-operación	\$ 7,14	\$ 2,5	\$ 2,0	Ahorro: \$ 4,64
- Tiempo de reparación de un Cummins	220 hrs	200 hrs	200 hrs	20 hrs

Continuación.....

	ANTES	ACTUAL	PROYECTADO	INCREMENTO
BENEFICIOS				
- Ingreso adicional debido a la extensión de vida del motor anual (500 hrs/operación-mes)	500 x 12 - 6 000 hr/año \$ 42 840	\$ 15 000	\$ 12 000	\$ 27 840
- Ingreso adicional debido a mayor producción				\$ 1 387 056

T O T A L				\$ 1 414 896
GASTOS				
- Equipo-herramienta-laboratorio - personal/anual				\$ 24 000
BENEFICIO NETO				\$ 1 390 896

CAPITULO 5

BALANCE TERMICO DEL MOTOR CUMMINS KTA2300-C

Para el cálculo térmico se ha considerado tomar en cuenta el motor Cummins KTA2300-C de 4 tiempos.

Las características técnicas del motor Diesel ensayado son :

- Tipo : 4 ciclos, 60° en V, 12 cilindros
- Aspiración : Turboalimentado y posenfriado
- Máxima potencia de salida a 500 pies, 85°F-BHP (kW) : 1050 (783) @ 2100 RPM
- Diámetro del cilindro pulg.(mm): 6,25 (159)
- Carrera pulg. (mm) : 6,25 (159)
- Desplazamiento pulg.³ (litros) : 2300 (37,8)
- Relación de compresión (ξ) : 14,5/1

Las características del combustible utilizado son :

- Poder calorífico bajo del combustible : 42 780 kJ/kg
- Peso específico del combustible : = 822,8 gr/litro
- 3,116 kg/gl
- Carbono : C - 0,870
- Hidrógeno : H - 0,126
- Oxígeno : Oc - 0,004

5.1 Cálculo Térmico del Motor Cummins

- Consumo de Aire Teórico

La cantidad de aire necesaria, teóricamente para quemar 1 kg de combustible, se halla de las siguientes expresiones :

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left[\frac{8}{3} C + 8H - O_c \right] \frac{\text{kg.aire}}{\text{kg.comb.}}$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_c}{32} \right] \frac{\text{Kmol.aire}}{\text{Kmol.comb.}}$$

$$l_0 = 14,45 \frac{\text{kg.aire}}{\text{kg.comb.}}$$

$$L_0 = 0,494 \frac{\text{Kmol}}{\text{kg.comb.}}$$

[Estos valores no cambian con la altura.]

- Cantidad Real de Aire

Para el motor Cummins, se va a considerar los datos de performance para la operación del mismo con los sistemas de combustible, bomba de aceite, bomba de agua, filtros de aire y silenciador, no están incluidos alternador, compresor, ventilador, equipo opcional y componentes de transmisión.

Estos datos están basados en operación bajo normas standard SAE - J816b, condiciones de 500 pies (150 m) altitud, 29 pulg. (736 mm) Hg. barómetro seco 85°F (29°C) temperatura de entrada de aire y 0,38 pulg. (9,6 mm) Hg. presión de vapor de agua, usando petróleo Diesel No. 2 correspondiente a ASTM D2.

TABLA No. 5

N (RPM)	Flujo de Aire CFM (pie ³ /minuto)	Consumo de Combustible (lb/hora)
2100	2700	380
1700	2100	345
1500	1800	310

Datos tomados a nivel del mar.

- Coeficiente del exceso de aire (α)

$$\alpha = \frac{G_a^r}{G_a^t} \quad (\text{para 1 kg combustible})$$

$$\alpha = \frac{G_a^r / 1 \text{ kg.comb.}}{G_a / 1 \text{ kg.comb.}} \quad \longrightarrow \quad \alpha = \frac{G_a}{G_c l_o}$$

Para N = 2100 RPM.

$$G_a = 2700 \text{ pie}^3/\text{minuto} = 5510 \frac{\text{kg.aire}}{\text{hora}}$$

$$G_c = 380 \frac{\text{lb comb.}}{\text{hora}} = 172,72 \frac{\text{kg.comb.}}{\text{hora}}$$

$$l_o = 14,45 \frac{\text{kg.aire}}{\text{kg.comb.}}$$

$$\alpha_{2100} = \frac{5510 \text{ kg.aire/hora}}{14,45 \frac{\text{kg.aire}}{\text{kg.comb.}} \times 172,72 \frac{\text{kg.comb.}}{\text{hora}}}$$

$$\alpha_{2100 \text{ nivel del mar}} = 2,2$$

Para determinar el coeficiente de exceso de aire en altura (4100 msnm) se ha tomado en cuenta la variación del peso específico del aire y el consumo horario de combustible con la bomba calibrada y la recalibrada para esta altura.

$$G_a = 2700 \text{ pie}^3 / \text{minuto}$$

$$\gamma_{\text{aire } 4100 \text{ msnm}} = 0,760 \frac{\text{kg. aire}}{\text{m}^3}$$

$$\gamma = \frac{G_a}{V} \qquad G_a = \gamma \times V$$

Nota : El subíndice X nos va a representar valores a 4100 msnm; y XX para la misma altura pero con bomba de combustible recalibrada.

$$G_{\text{aire}} = 0,760 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 2700 \frac{\text{pie}^3}{\text{minuto}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{35,28 \text{ pie}^3} \times \frac{60 \text{ minutos}}{1 \text{ hora}}$$

$$G_{\text{aire}} = 3489,79 \frac{\text{kg aire}}{\text{hora}} = G_{\text{aire real}}$$

$$G_{\text{comb.}} = 340 \text{ lb/hora} \times \frac{1 \text{ kg}}{2,2 \text{ lb.}} = 154,54 \frac{\text{kg comb.}}{\text{hora}}$$

$$l_0 = 14,45 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg comb.}}$$

$$\alpha_x = \frac{3489,79 \text{ kg.aire/hora}}{14,45 \frac{\text{kg.aire}}{\text{kg.comb.}} \times 154,54 \frac{\text{kg.comb.}}{\text{hora}}}$$

$$\alpha_x = 1,56$$

Para determinar el coeficiente de exceso de aire con la bomba de recalibrada, solamente varía el consumo horario de combustible.

$$\alpha_{xx} = \frac{3489,79 \text{ kg.aire/hora}}{14,45 \frac{\text{kg. aire}}{\text{kg.comb.}} \times 145,45 \frac{\text{kg.comb.}}{\text{hora}}}$$

$$\alpha_{xx} = 1,66$$

En los motores Diesel la magnitud de α depende no sólo del grado de perfección de los procesos de formación de la mezcla y de combustión, sino también del régimen de trabajo :

En régimen nominal o próximo a éste cuando el motor Diesel trabaja sobrealimentado a nivel del mar $\alpha < 1,8 - 2,2 >$ y alturas superiores a 4 000 msnm, según datos obtenidos en el cálculo anterior $\alpha < 1,5 - 1,6 >$

En régimen de cargas pequeñas próximas a las cargas en ralentí (marcha en vacío) $\alpha \geq 10$.

$$G_{\text{aire}} = N_v \cdot V_h \times \gamma_a \times i \left(\frac{n \times 60}{\tau} \right)$$

RPM mínimo	=	750	
i Vh	=	37,7 litros	
γ_a	=	1,29 gr/lt	
Nv	=	0,84 (valor asumido)	
τ	=	2	
G aire	=	919,16 kg/hora	
G comb. mínimo	=	300 cm ³ /minuto	= 5,18 kg/hora

$$\begin{array}{r}
 919,16 \text{ kg/hora} \\
 \hline
 \text{kg.aire} \\
 14,45 \text{ } \frac{\text{kg.aire}}{\text{kg.comb.}} \times 5,18 \text{ kg/hora}
 \end{array}$$

$$\alpha_0 = 12,2 \quad - \text{ A nivel del mar}$$

Para valores de α en ralenti superiores a 4 000 msnm éste disminuye y se encuentra en rangos de $\alpha_x \geq 7,0$.

- Cantidad de los Productos de la Combustión

Cantidad de aire real que ingresa a nivel del mar :

$$M_1 = \alpha L_0 = 2,2 \times 0,494 \text{ Kmol}$$

$$M_1 = 1,0868 \text{ Kmol}$$

Cantidad de aire real que ingresa a 4 100 msnm :

$$M_{1x} = 1,56 \times 0,494 \text{ Kmol}$$

$$M_{1x} = 0,7706 \text{ Kmol}$$

Cantidad de aire real que ingresa a 4 100 msnm con bomba de combustible recalibrada :

$$M_{1xx} = 1,66 \times 0,494 \text{ Kmol}$$

$$M_{1xx} = 0,8200 \text{ Kmol}$$

Cantidad de los productos de la combustión.

Se obtiene a partir de :

$$M_2 - M_2 (\alpha - 1) + \text{exceso de aire}$$

Donde :

$$M_2 (\alpha - 1) = \frac{c}{12} + \frac{H}{2} + 0,79 L_0$$

$$M_2 (\alpha - 1) = \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{2} + 0,79 \times 0,494 \text{ Kmol}$$

$$M_2 (\alpha - 1) = 0,525 \text{ Kmol}$$

La cantidad de exceso de aire :

$$(\alpha - 1) L_0 = (2,2 - 1) 0,494 \text{ Kmol}$$

$$(\alpha - 1) L_0 = 0,5928 \text{ Kmol} - \text{nivel del mar}$$

$$(\alpha_x - 1) L_0 = (1,56 - 1) 0,494 \text{ Kmol}$$

$$(\alpha_x - 1) L_0 = 0,2766 \text{ Kmol} \rightarrow \text{para } 4 \text{ } 100 \text{ msnm}$$

$$(\alpha_{xx} - 1) L_0 = (1,66 - 1) 0,494 \text{ Kmol}$$

$(\alpha_{xx} - 1) L_0 = 0,3260 \text{ Kmol}$ para 4 100 msnm con bomba recalibrada.

La cantidad total de los productos de la combustión se determina de la siguiente manera :

$$M_2 \text{ Nivel del mar} = 0,525 + 0,5928 = 1,1178 \text{ Kmol}$$

$$M_{2x} \text{ 4 100} = 0,525 + 0,2766 = 0,8016 \text{ Kmol}$$

$$M_{2xx} \text{ 4 100} = 0,525 + 0,3260 = 0,851 \text{ Kmol}$$

Coefficiente teórico de variación molecular (β_0) :

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} \xrightarrow{\text{Nivel del mar}} \beta_0 = \frac{1,117}{1,086} = 1,028$$
$$\beta_{ox} = \frac{M_{2x}}{M_{1x}} \xrightarrow{\text{4 100}} \beta_{ox} = \frac{0,8016}{0,7706} = 1,040$$
$$\beta_{oxx} = \frac{M_{2xx}}{M_{1xx}} \xrightarrow{\text{4 100}} \beta_{oxx} = \frac{0,851}{0,8200} = 1,037$$

Todos estos valores se encuentran dentro del rango :

$$\beta_0 < 1,02 - 1,05 >$$

- Parámetros del Proceso de Admisión

Este parámetro es difícil de calcular, es más experimental para nuestro caso, asumimos valores :

$$P_a - \langle 0,9 - 0,95 \rangle P_k \quad (\text{motores sobrealimentados})$$

$$P_a = 0,94 P_k$$

Antes de proseguir con nuestro cálculo en el proceso de admisión, se va a demostrar la gran influencia que tiene el aftercooler o posenfriador de aire para nuestro modelo de motor y el incremento de potencia que se genera.

Cuando se emplean grados de sobrealimentación $\pi_k = P_k / P_0$ y cuando esta relación es mayor que 2,0 : 2,5 en el múltiple de admisión (antes de introducir el aire al cilindro del motor), se instala un enfriador de aire (aftercooler) para disminuir la temperatura T_k , manteniendo la presión P_k constante, aumentando la carga fresca que se suministra al cilindro.

La presión de aire que se genera después del turbocompresor a nivel del mar es de :

$$P_k - 41 @ 45 \text{ pulg. Hg.}$$

$$P_0 - 1,033 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_k - 43''\text{Hg} = 2,513 \text{ kg/cm}^2$$

$$\pi_k \text{ Nivel del mar} = \frac{P_k}{P_o} = \frac{2,513}{1,033} = 2,4$$

Valores a 4 100 msnm :

$$P_k \text{ 4 100 msnm} = 34'' \text{ Hg} = 1,75 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_o \text{ 4 100 msnm} = 0,626 \text{ kg/cm}^2$$

$$\pi_k \text{ 4 100 msnm} = \frac{P_k}{P_o} = \frac{1,75 \text{ kg/cm}^2}{0,626} = 2,8$$

Como $\pi_k > 2,0$ se instala el aftercooler para elevar la potencia del motor.

Este modelo de motor sin aftercooler (KT2300-C) produce 900 HP de potencia y con aftercooler se recupera en un 15 % su potencia.

Determinaremos ahora con los valores de temperatura, obtenidos en la prueba de un motor, la disminución de temperatura en el enfriador y el incremento de la densidad del aire con y sin aftercooler. Ver Tablas No. 6 y 7 y Figura No. 23.

- INCREMENTO DE DENSIDAD DEL AIRE A NIVEL DEL MAR

TABLA Nº 6

RPM	P_k ("Hg)	(T1) al aftercooler °C	(Ts) del aftercooler °C	Disminución temperatura T (°C)	Incremento densidad del aire sin af- tercooler	Incremento densidad del aire con af- tercooler
2330	12	60	58	2 °C	1,49	1,50
2400	28	67	60	7 °C	2,01	2,05
2240	38	136	106	30	1,95	2,11
2150	43	124	92	32	1,84	2,01

- INCREMENTO DE DENSIDAD DEL AIRE A 4 100 MSNM.

TABLA Nº 7

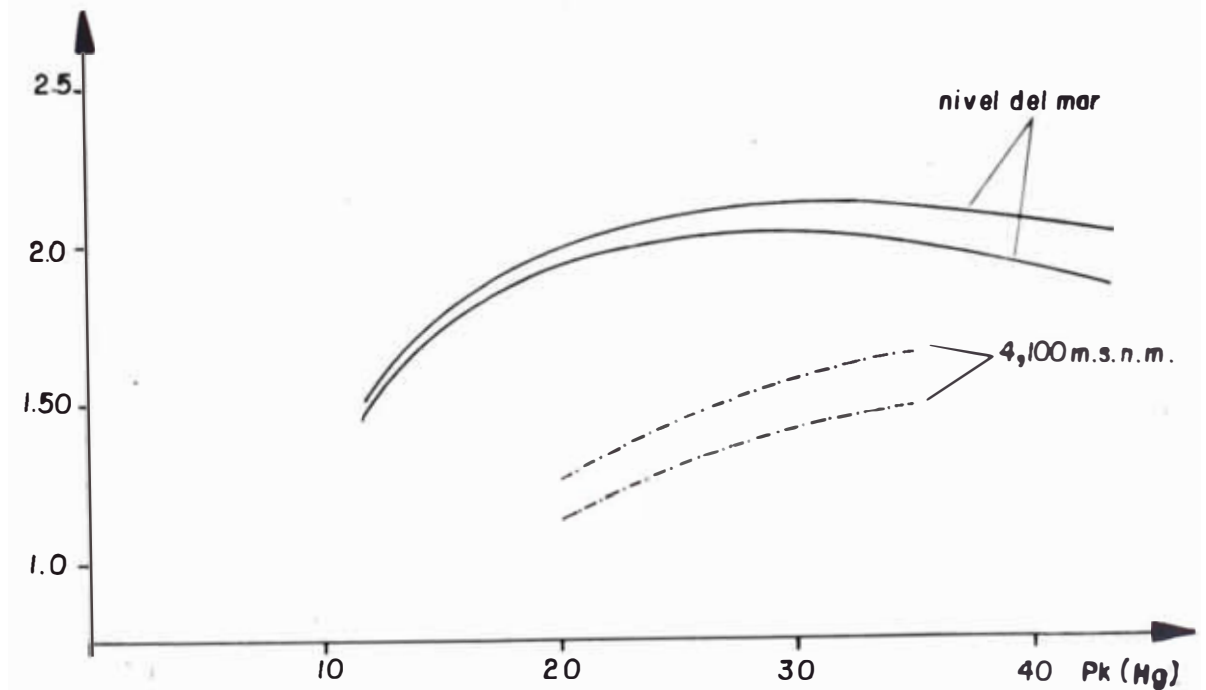
RPM	P_k ("Hg)	(T1) al aftercooler °C	(Ts) del aftercooler °C	Disminución temperatura T (°C)	Incremento densidad del aire sin af- tercooler	Incremento densidad del aire con af- tercooler
2300	22	108	85	23	1,24	1,32
2240	30	134	102	32	1,39	1,51
2200	34	140	92	48	1,48	1,67
2150	35	148	98	50	1,48	1,68

FIGURA N° 23

EMPRESA MINERA ESPECIAL TINTAYA S.A.
INCREMENTO DE LA DENSIDAD DEL AIRE CON AFTERCOOLER
Y SIN AFTERCOOLER PARA CONDICIONES

———— 150 m.s.n.m. Nivel del mar
- - - - - 4,100 metros sobre el nivel del mar.

densidad del aire Kg/cm²



- Continuando con el cálculo de los parámetros del proceso de admisión tenemos

Valores de (P_a) a nivel del mar

$$P_k = 43 \text{ "Hg} = 2,37 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_o = 1,033 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{ao} = 0,94 \times 2,37 \text{ kg/cm}^2 = 2,23 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{ax} = 34 \text{ "Hg} = 1,758 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{ox} = 0,626 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{ax} = 0,94 \times 1,758 \text{ kg/cm}^2 = 1,65 \text{ kg/cm}^2$$

$$\rho_{\text{nivel del mar}} = 1,206 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{x \ 4 \ 100 \ \text{msnm}} = 0,760 \text{ kg/m}^3$$

- Coeficiente de gases residuales (γ_r)

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r}$$

$$T_{k0} = 379 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad (\text{Temperatura medida, después del after-cooler, en el múltiple de aire})$$

$$\Delta T = 10 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad (\text{Valor asumido})$$

$$T_{r0} = 860 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad (\text{Valor medido en el múltiple de escape})$$

$$P_r = (1,1 - 1,25) \quad P_p = 1,1 \times 1,2 = 1,32 \text{ kg/cm}^2$$

Asumimos :

$$P_p = \langle 1,10 - 1,20 \text{ kg/cm}^2 \rangle \quad P_p = 1,2 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_a = 1,34 \text{ kg/cm}^2$$

$$\gamma_{ro} = \frac{379 + 10}{860} \times \frac{1,52}{14,5 \times 1,34 - 1,52} \quad \text{-----} \rightarrow \quad \gamma_{ro} = 0,032$$

Valores a 4 100 msnm.

$$T_{kx} = 371 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$\Delta T = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{rx} = 812 \text{ }^{\circ}\text{K}$$

$$P_r = (1,1) \quad P_r = 1,1 \times 1,10 = 1,21 \text{ kg/cm}^2$$

Para 4 100 msnm asumimos $P_r = 1,1 \text{ kg/cm}^2$

$$P_a = 1,062 \text{ kg/cm}^2$$

$$\gamma_{rx} = \frac{371 + 10}{812} \times \frac{1,21}{14,5 \times 1,061 - 1,21} \longrightarrow \gamma_{rx} = 0,04$$

Temperatura al final de la admisión (T_a)

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_{res} \times T_r}{1 + \gamma_{res}}$$

Valores a nivel del mar

$$T_{k0} = 379 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\Delta T = 10 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$\gamma_{re} = 0,03$$

$$T_r = 860 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{ao} = \frac{379 + 10 + 0,03 \times 860}{1 + 0,03} \longrightarrow T_{ao} = 402 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{ax} = \frac{371 + 10 + 0,04 \times 812}{1 + 0,04} \longrightarrow T_{ax} = 397 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Los valores de la temperatura de admisión para los motores sobrealimentados de 4 tiempos es de $T_a < 320 - 400 \text{ } ^\circ\text{K} >$

- Eficiencia Volumétrica (η_v)

El grado de perfeccionamiento del proceso de admisión se acostumbra evaluar por el coeficiente de llenado o rendimiento volumétrico (η_v)

$$\eta_v = \frac{G.\text{aire (Real)}}{G.\text{aire (Teórico)}}$$

La η_v debe calcularse considerando un ciclo de trabajo del motor. Por tanto, la G. aire (real), que es la cantidad de aire admitida verdaderamente en el motor, debe ser expresada en kg/ciclo.

$$\eta_v = \frac{(G_a)}{Vh \cdot \gamma_k} \times \frac{1}{\# \text{ ciclos}}$$

Para valores obtenidos a nivel del mar

$$\alpha_o = 2,2$$

$$N = 2100 \text{ RPM}$$

$$G. \text{ aire real} = 2700 \text{ pie}^3/\text{m} = 5510,20 \frac{\text{kg.aire}}{\text{hora}}$$

$$G. \text{ aire (real) ciclo} = 2755,1 \frac{\text{kg.aire}}{\text{hora}}$$

$$G. \text{ aire (teórico)} = V h \times \gamma_{\text{aire}} = 37,7 \text{ litro} \times 1,2 \frac{\text{gr}}{\text{litro}} = 0,452 \text{ kg.aire}$$

$$\# \text{ ciclos realizados} = n/\tau$$

$$\# \text{ ciclos realizados} = \frac{2100 \text{ RPM}}{2 \left(\frac{\text{Rev.}}{\text{ciclo}} \right)} \times 60 \frac{\text{min.}}{\text{hora}}$$

$$\# \text{ ciclos realizados} = 63 \text{ 000 ciclos/hora}$$

$$G. \text{ aire real} = \frac{2755,1 \text{ kg.aire/hora}}{63\,000 \frac{\text{ciclos}}{\text{hora}}} = 0,04373 \frac{\text{kg.aire}}{\text{ciclo}}$$

$$\eta_{vo} = \frac{0,04373}{0,0452} \longrightarrow \eta_{vo} = 0,967$$

Eficiencia volumétrica a 4100 msnm

$$\gamma_k = 0,760 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$G. \text{ aire real por ciclo} = 0,02767 \text{ kg.aire/ciclo}$$

$$G. \text{ teórico} = V_h \times \gamma_k = 37,7 \text{ lit.} \times 0,760 \frac{\text{gr}}{\text{litro}}$$

$$= 0,02865 \text{ kg.aire}$$

$$\eta_{vx} = \frac{0,027667}{0,02865} \longrightarrow \eta_{vx} = 0,965$$

Los valores de la eficiencia volumétrica para los motores Diesel fluctúan entre $\eta_v < 0,8 - 0,9 >$, pero para nuestro motor Cummins sobrealimentado podemos afirmar que estos valores se incrementan y pueden estar dentro del rango de η_v sobrealimentado $< 0,92 - 0,96 >$

- Parámetros del Proceso de Compresión

Es difícil determinar los parámetros analíticamente al final de la compresión puesto que el exponente politrópico varía.

Se tomará el valor medio de la politrópica (η_1), considerándolo constante para todo el proceso.

La frecuencia de rotación ejerce la mayor influencia sobre la magnitud 1. En una gama de frecuencia de rotación desde 600 hasta 2500 RPM puede emplearse en forma aproximada la dependencia.

$$\eta_1 = 1,41 - \frac{110}{n}$$

η_1 = Índice de la politrópica de compresión

n = Frecuencia de rotación en RPM

N (RPM)	η_1	$\eta_{1 \text{ Promedio}}$
2100	1,35	
1700	1,34	1,34
1500	1,33	
1100	1,31	

Presión al final de la compresión (P_C)

$$P_C = P_a \epsilon^{n_1}$$

$$P_{C0} = 2,23 \text{ kg/cm}^2 \times 14,5^{1.34}$$

$$P_C = 80,267 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{nivel del mar})$$

$$P_{Cx} = P_{ax} \epsilon^{n_1}$$

$$P_{Cx} = 1,65 \text{ kg/cm}^2 \times 14,5^{1.34}$$

$$P_{Cx} = 59,39 \text{ kg/cm}^2 \quad (4 \text{ 100 msnm})$$

Temperatura la final de la compresión (T_C)

$$T_C = T_a \epsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_C - 407 \times 14,5 \longrightarrow T_C = 1010 \text{ } ^\circ\text{K (nivel del mar)}$$

$$T_{CX} - 397 \times 14,5 \longrightarrow T_{CX} = 985,5^\circ\text{K (4 100 msnm)}$$

- Parámetros del Proceso de Combustión

Temperatura máxima de la combustión (T_z)

La ecuación del proceso de combustión para el motor Diesel resultará :

$$\frac{\eta \times P_{cal.}}{M_1 (1 + \gamma_{re})} + U_C + \lambda RT_C = \beta (U''_z + RT_z)$$

Donde :

η - Coeficiente de aprovechamiento del calor (factor estequiométrico determinado experimentalmente)

P_{cal} - Poder calorífico bajo del combustible (Kcal/kg.comb)

M_1 - Cantidad de aire real que ingresa al cilindro (Kmol)

γ_r - Coeficiente de gases residuales

U_C - Energía interna del aire (Kcal/Kmol- $^\circ\text{C}$)

- Coeficiente de elevación de presiones

R = Constante universal de los gases (Kcal/Kmol. $^{\circ}$ K)

T_c - Temperatura al final de la compresión ($^{\circ}$ K)

β - Coeficiente de variación molecular real

u''_z - Energía interna de los productos de la combustión
(Kcal/Kmol- $^{\circ}$ C)

T_z - Temperatura máxima de combustión ($^{\circ}$ K)

M_1 - 1,0868 Kmol

M_2 - 1,1178 Kmol

δ_r = 0,032

T_c - 1010 $^{\circ}$ K = 737 $^{\circ}$ C

P_{cal} = 42 780 Kj/Kg - 10 218 Kcal/kg

Valores asumidos (ξ , λ , n_1)

$n_1 = 1,34$

$\xi = 0,70$

$\lambda = 1,6 \rightarrow$ Este valor, se asume alto por poseer el motor Cummins cámara de inyección directa.

Cálculo de energía interna del aire (U_C)

Para $T_C = 737 \text{ }^\circ\text{C}$, este valor no aparece en la tabla, por lo tanto se debe de interpolar entre $700 \text{ }^\circ\text{C}$ y $800 \text{ }^\circ\text{C}$ para determinar el valor exacto de C_V .

Entonces

<u>T (°C)</u>	<u>-----</u>
700	5,352
737	X
800	5,425

Donde : $X = 5,379$

Para : $T_C = 737 \text{ }^\circ\text{C}$ $C_V = 5,379$

$$U_C = 5,379 \times 737 = 3,964 \text{ Kcal/Kmol}$$

Luego reemplazando valores en el primer miembro de la ecuación original (1)

$$\frac{0,70 \times 10,218}{1,0868 \times 1,032} + 3964 + 1,985 \times 1,6 \times 1010 = 13\,549 \frac{\text{Kcal.}}{\text{Kmol.}}$$

Ahora, el segundo miembro de la fórmula debe coincidir con este valor. Para lo cual se debe de tantear el valor T_Z que cumpla ese requisito.

Entonces :

$$13\,549 = \beta (U''_Z + 1,985 T_Z) \quad (2)$$

Siendo β = Coeficiente de variación molecular real

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_{re}}{1 + \gamma_{re}} \quad \beta = 0,986$$

Cálculo de U''_Z :

Aquí debemos asumir el valor de T_Z . Sabemos que para Diesel

$$T_Z < 1600 - 1900 > \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Asumimos } T_Z = 1700 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U''_Z = \left[\sum (C_v \times r) \right] \times T_Z$$

Donde

$$\sum (C_v \times r) = (C_v \times r)_{O_2} + (C_v \times r)_{N_2} + (C_v \times r)_{H_2O} + (C_v \times r)_{CO_2}$$

Los valores de C_v se ubican en la tabla, a la temperatura $T_z = 1700 \text{ }^\circ\text{C}$ asumida.

Cálculo de las fracciones motores : r

$$r_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{0,21 (\alpha - 1) L_0}{M_2} = \frac{0,21 (2,2 - 1) 0,494}{1,117}$$

$$r_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{0,79 \alpha L_0}{M_2} = \frac{0,79 \times 2,2 \times 0,494}{1,117} = 0,768$$

$$r_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{(C/12) \quad 0,0725}{1,117} = 0,064$$

$$r_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} - \frac{(H/2)}{M_2} - \frac{0,063}{1,117} = 0,056$$

Luego :

$$\begin{aligned} \sum(C_v x r) &= (6,33 \times 0,111) + (5,836 \times 0,768) + (8,183 \times 0,064) \\ &+ (10,724 \times 0,056) \end{aligned}$$

$$\sum(C_v x r) = 6,308 \text{ Kcal.Kmol-grado}$$

Reemplazando en (2) :

$$\begin{aligned} 13\ 549 &= 0,986 \quad 6,308 \times 1700^\circ\text{C} + 1,985 (1700 + 273)^\circ\text{K} \\ &= 14\ 436,42 \end{aligned}$$

Como el segundo miembro es mayor, asumimos otro valor T_z menos $T_z = 1500^\circ\text{C}$.

Con este valor, obtenemos nuevos valores de C_v y calculamos $\sum(C_v x r)$:

$$\begin{aligned} \Sigma(C_{Vxr}) &= (6,202 \times 0,111) + (5,745 \times 0,768) + (7,932 \times 0,064) \\ &+ (10,51 \times 0,056) \end{aligned}$$

$$\Sigma(C_{Vxr}) = 6,195$$

$$13\,549 = 0,986 \cdot 6,195 \times 1500 + 1,985 (1500 + 273) = 12\,632,5$$

Como el segundo miembro es menor, debemos interpolar entre estos 2 valores hallados, para saber cual es el T_z verdadero al cual corresponda 13 549.

1500 °C	12 632,5	
X	13 549	$T_z = 1601,6$ °C
1700	14 436,5	

$$T_z = 1874,6 \text{ °K para nivel del mar}$$

La temperatura máxima de combustión T_z hallada, es para condiciones de nivel del mar. Para altura de 4100 msnm con bomba de combustible y recalibrada, este valor de T_z varía por los siguientes valores :

$M1_x$ = Cantidad de aire real que ingresa.

$M2_x$ - Cantidad de aire total de los productos de la combustión.

β_{ox} - Coeficiente teórico de variación molecular.

- α_x - Coeficiente de exceso de aire.
- P_{cx}, T_{cx} - Presión y temperatura de compresión.

Realizando el mismo procedimiento anterior determinamos los valores de T_{zx} y T_{zxx} , para 4100 msnm con bomba seleccionada por el fabricante y recalibrada en TINTAYA.

T_{zx} - 1765°C - 2038°K 4100 msnm bomba calibrada

Para 4100 msnm con bomba recalibrada para las condiciones de TINTAYA.

T_{zxx} - 1719°C - 1992°K 4100 msnm bomba recalibrada

- Parámetros del Proceso de Pre y Post Expansión

- Coeficiente de pre-expansión preliminar (ρ)

$$\rho_o = \frac{\beta \times T_z}{\lambda \times T_c}$$

Para valores a nivel del mar

$$\beta = 0,986$$

$$T_z = 1874,6 \text{ °K}$$

$$\lambda = 1,6$$

$$T_c = 1010 \text{ °K}$$

$$\rho_0 = 1,1$$

Para valores a 4100 msnm como bomba seleccionada por el fabricante y recalibrada para Tintaya :

$$\rho_x = 1,2$$

$$\rho_{xx} = 1,2$$

- Coeficiente de post-expansión (σ)

$$\sigma = \frac{\epsilon}{\rho}$$

para : $\epsilon = 14,5$
 $\rho = 1,1$

$$\sigma_0 = \frac{14,5}{1,1}$$

$$\sigma_0 = 13,18$$

$$\sigma_x = \frac{14,5}{1,2}$$

$$\sigma_x = 12,08 = \sigma_{xx}$$

- Presión máxima de combustión (P_z)

$$P_z = \lambda P_{CO} = 1,6 \times 80,267 = 128,42 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{zx} = \lambda P_{Cx} = 1,6 \times 59,39 = 95,02 \text{ kg/cm}^2$$

- Temperatura al final de la expansión (T_b)

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{\eta_2 - 1}}$$

η_2 = Índice politrópico de expansión.

η_2 = 1,22 valor asumido

$$T_{bo} = \frac{1874,6 \text{ } ^\circ\text{K}}{13,18^{0.22}} \longrightarrow T_{bo} = 1062,98 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{bx} = \frac{2038 \text{ } ^\circ\text{K}}{12,08^{0.22}} \longrightarrow T_{bx} = 1178 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{bxx} = \frac{1992 \text{ } ^\circ\text{K}}{12,08^{0.22}} \longrightarrow T_{bxx} = 1151,4 \text{ } ^\circ\text{K}$$

- Presión al final de la expansión (P_b)

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{\eta_2}}$$

$$P_{bo} = \frac{128,42}{13,18^{1.22}} \quad P_{bo} = 5,52 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_{bx} = \frac{95,02}{12,08 \cdot 1,22} \quad P_{bx} = 4,54 \text{ kg/cm}^2$$

- Presión media indicada del ciclo (P_{mi})

$$P_i = \frac{P_c}{\xi - 1} \left[\lambda(\rho - 1) + \lambda\rho \left(\frac{1 - \frac{1}{\sigma^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\xi^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right) \right]$$

Valores a nivel del mar :

$$P_{c0} = 80,267 \text{ kg/cm}^2$$

$$\lambda = 1,6$$

$$\rho_0 = 1,1$$

$$\sigma_0 = 13,18$$

$$\eta_2 = 1,22$$

Valores a 4 100 msnm :

$$P_{cx} = 59,39 \text{ kg/cm}^2$$

$$\lambda = 1,6$$

$$\rho_x = 1,2$$

$$\sigma_x = 12,08$$

$$\eta_1 = 1,34$$

$$P_i \text{ (teórica)} = 11,09 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{nivel del mar}$$

$$P_{ix} \text{ (teórica)} = 9,87 \text{ kg/cm}^2 \quad 4 \text{ 100 msnm}$$

$$P_i = P_i \text{ (teórica)} \times \eta_w$$

η_w - Coeficiente de plenitud de diagrama

η_w - 0,90 valor asumido

P_i - $11,09 \times 0,90 = 9,98 \text{ kg/cm}^2$ nivel del mar

P_{ix} = $9,87 \times 0,90 = 8,88 \text{ kg/cm}^2$ 4 100 msnm

5.2 Cálculo de las Curvas Características de Velocidad a Nivel del Mar

Se denomina curvas características externas de velocidad (C.C.E.V.) a la relación que existe entre la potencia efectiva N_e , para motor efectivo M_e , consumo horario de combustible G_c y específico de combustible g_e , VS los RPM del motor, cuando la bomba de combustible realiza su máxima alimentación establecida para el motor Diesel.

Al realizar las pruebas dinamométricas del motor, se obtienen los siguientes datos reales.

N_e , M_e , RPM, G_c , P_k , T_k , T_g , G . aire (pie /minuto).

5.2.1 Parámetros Globales del Ciclo

- Cálculo del coeficiente de exceso de aire (α)

\dot{G}_a - flujo (pie³/minuto) x γ k aire

$$\dot{G}_a = 2700 \text{ pie}^3/\text{min} \times 1,39 \text{ kg/m}^3 \times \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hora}} \times \frac{1 \text{ m}^3}{35,28 \text{ pie}^3}$$

$$G.\text{aire} = 6382,65 \text{ Kg-aire/hora}$$

$$G.\text{comb} = 380 \frac{\text{lb}}{\text{hora}} = 172,72 \text{ kg/hora}$$

$$\alpha = \frac{6382,65 \text{ hora}}{14,45 \times 172,72} \quad \alpha = 2,55$$

- Cálculo de la eficiencia volumétrica (η_v)

$$\eta_v = \frac{G.\text{aire real}}{V_h \times \gamma_k} \times \frac{1}{\# \text{ ciclos}}$$

$$G.\text{aire real ciclo} = 0,0506 \text{ kg-aire}$$

$$G.\text{aire teórico} = 37,7 \text{ litros} \times 1,39 \text{ kg/m}^3 = 0,0524 \text{ kg}$$

$$\text{G. aire real \# ciclos} = \frac{3191,3 \text{ kg/hora}}{63,000 \frac{\text{ciclos}}{\text{hora}}} = 0,0506 \frac{\text{kg. aire}}{\text{ciclo}}$$

$$\eta_v = \frac{0,0506}{0,0524} \longrightarrow \eta_{v1} = 0,965$$

- Potencia de fricción (Nmf)

Sabemos que $P_m = a + v_p \times b$

Datos obtenidos de potencia de fricción.

$$N_1 = 2100 \text{ RPM} \quad N_{mf1} = 173 \text{ kW (232BHP)}$$

$$N_2 = 1500 \text{ RPM} \quad N_{mf2} = 86 \text{ kW (115BHP)}$$

Cálculo de :

$$P_{m1} = \frac{1200 \times 173}{37,7 \times 2100} = 2,622 \text{ bar}$$

$$P_{m2} = \frac{1200 \times 86}{37,7 \times 1500} = 1,825 \text{ bar}$$

- Cálculo de la velocidad de los pistones :

$$v_1 = \frac{SN_1}{30} = \frac{6,25 \times 0,0254 \times 2100}{30} = 11,1 \text{ m/seg}$$

$$v_2 = \frac{SN_2}{30} = \frac{6,25 \times 0,0254 \times 1500}{30} = 7,9 \text{ m/seg}$$

Con estos datos formaremos la ecuación siguiente :

$$P_m = a + v_p \times b$$

$$2,622 = a + 11,1b \quad (\alpha)$$

$$1,825 = a + 7,9b \quad (\beta)$$

Desarrollando las ecuaciones (α) y (β) obtenemos :

$$b = 0,249; \quad a = - 0,1425$$

$$P_m = 0,142 + 0,249 v_p$$

$$P_m = 0,142 + 1,317 \times 10^{-3} N$$

Cálculo de N_m :

$$N_m = \frac{P_m \times V_h \times N}{1200} = \frac{37,7}{1200} \times P_m \times N$$

$$N_m = 4,46 \times 10^{-3} N + 4,135 \times 10^{-5} N^2$$

Para $N = 2100$

$$N_{mf} = 172,98 \text{ kW}$$

- Cálculo de la potencia indicada :

$$N_i = N_e + N_m$$

$$N_i = 783 + 173 = 956 \text{ kW (1281,5 BHP)}$$

- Cálculo de la eficiencia mecánica (η_m)

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

$$\eta_m = \frac{783}{956}$$

$$\eta_m = 0,819$$

- Cálculo del consumo específico indicado de combustible (g_i)

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \qquad g_i = g_e \times \eta_m$$

$$g_i = 0,361 \frac{\text{lb}}{\text{HP-hr}} \times 0,819 = 0,295 \frac{\text{lb}}{\text{HP-hr}}$$

$$g_i = 180,13 \frac{\text{gr}}{\text{kW-hr}}$$

- Cálculo de la eficiencia indicada (η_i)

$$g_i = \frac{3\,600\,000}{42\,780 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times \eta_i}$$

* 3 600 000 factor de conversión de Joules a kW-hora.

$$g_i = \frac{84,1514}{\eta_i} \qquad \eta_i = \frac{84,1514}{g_i}$$

Donde $g_i = \frac{\text{gr}}{\text{kW-hora}}$

$$\eta_i = \frac{84,1514}{180,13}$$

$$\eta_i = 0,464$$

- Cálculo de la eficiencia efectiva (η_e)

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m$$

$$\eta_e = 0,464 \times 0,819 = 0,380$$

- Cálculo de (η_α)

$$\eta_i = \left(1 - \frac{1}{\xi^{n2} - 1} \right) \eta_{cc} \times \eta_d \times \eta_w \times \eta_\alpha$$

$$\eta_d = 1 + \frac{0,5 (D-15)}{100} \quad \text{-----} \rightarrow \quad \eta_d = 0,995$$

$$\eta_{cc} = 1,0 \quad (\text{cámara de inyección directa})$$

$$\eta_w = 0,90 \quad (\text{Factor de diagrama})$$

$$\eta_\alpha = f(\alpha)$$

$$\eta_i = 0,398 \eta_\alpha$$

$$\eta_\alpha = \frac{\eta_i}{0,398}$$

$$\eta_\alpha = 1,165$$

TABLA Nº 3

VALORES OBTENIDOS EN EL DINAMOMETRO A NIVEL DEL MAR

RPM	Ġaire pie ³ /minuto	Ġcomb. lb/h	Nc BHP (kW)	Me lb-pie	ge lb/BHP-hr (gr/kW-hr)	Pk "Hg (kg/cm ²)	Tk °C (°K)
1 2 100	2 700	380	1 050 (784)	2 640	0,365 (222,13)	43 (1,43)	97 (370)
2 1 900	2 380	365	1 030 (768)	2 850	0,355 (216)	41 (1,37)	87 (360)
3 1 700	2 100	345	960 (761)	2 980	0,350 (213)	35 (1,16)	78 (351)
4 1 500	1 800	310	860 (642)	3 020	0,350 (213)	31 (1,03)	62 (355)
5 1 300	1 530	266	720 (537)	2 920	0,370 (225,17)	27 (0,902)	58 (331)

PARAMETROS CALCULADOS (C.C.E.V.) DE MOTORES CUMMINS A NIVEL DEL MAR

P_k "Hg (kg/cm ²)	ρ_k kg/m ³	$\pi_k = \frac{P_k}{P_o}$	α_o	\dot{G}_{aire} (kg/h)	η_v	N_{mf} BHP (kW)	N_e BHP (kW)	N_i BHP (kW)
43 (1,48)	1,39	2,43	2,55	6 382,65	0,965	232 (173)	1 050 (784)	1 282 (956)
41 (1,37)	1,32	2,32	2,22	5 342,8	0,940	189 (141)	1 030 (768)	1 219 (909)
35 (1,16)	1,15	2,12	1,81	4 107,1	0,927	150 (112)	960 (716)	1 110 (828)
31 (1,03)	1,07	2,0	1,61	3 279,48	0,902	115 (86)	860 (641)	975 (727)
27 (0,902)	0,949	1,87	1,41	2 470,64	0,883	86 (64)	720 (537)	806 (601)

PARAMETROS CALCULADOS (C.C.E.V.) DEL MOTOR CUMMINS A NIVEL DEL MAR

η_m	g_i lb/BHP-hr (gr/kW-hr)	η_i	η_e	η_α	$\eta_{\alpha/\alpha}$
0,819	0,296 (180,13)	0,467	0,382	1,173	0,46
0,844	0,299 (182,22)	0,461	0,389	1,158	0,52
0,864	0,310 (189,15)	0,444	0,383	1,115	0,61
0,882	0,317 (193,49)	0,434	0,382	1,090	0,67
0,893	0,330 (200,84)	0,418	0,373	1,120	0,79

5.3 Cálculo de las Curvas Características de Velocidad a 4 100 m.s.n.m. con Bomba de Combustible calibrada por el Fabricante

Para estas condiciones de altura, como ya lo hemos explicado anteriormente, pierde potencia en un 16% aproximadamente. Por efecto de la disminución de la densidad de la carga de aire (ρ_k) a 4 100 m.s.n.m., al disminuir la presión y temperatura del medio ambiente.

- Cálculo del coeficiente de exceso de aire (α_x).:

$$G_{\text{aire}(x)} = \text{flujo de aire} \times \gamma'_{kx}$$

$$G_{\text{aire}(x)} = 2\,700 \frac{\text{pie}}{\text{min}} \times 1,132 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \times \frac{60 \text{ min}}{35,28 \text{ pie}} \times 1 \text{ m}$$

$$G_{\text{aire}(x)} = 5\,188,77 \frac{\text{kg.aire}}{\text{hora}}$$

donde

$$P_{kx} = 34'' \text{ Hg} = 1,17 \text{ kg/m}$$

$$T_{kx} = 360^\circ\text{K}$$

$$\gamma'_{kx} = 1,132 \text{ kg/m}$$

- Coeficiente de exceso de aire a 4 100 m.s.n.m. (α_x)

$$\alpha_x = \frac{5\,188,77}{14,45 \times \frac{340}{2,2}} \longrightarrow \alpha_x = 2,32$$

- Relación de presiones (π_{kx})

$$\pi_{kx} = \frac{P_{kx}}{P_{ox}} = \frac{1,17 + 0,626}{0,626} = 2,86$$

siendo : $P_{ox} = 0,626 \text{ kg/cm}^2$ para 4 100 m.s.n.m.

- Eficiencia volumétrica para 4 100 m.s.n.m. (η_{vx})

$$\eta_{vx} = \frac{\dot{G} \text{ aire real (x)}}{V_h \cdot \rho_{kx}} \times \frac{1}{\# \text{ ciclos}}$$

$$G \text{ aire real ciclo} = \frac{2\,594,38}{63\,000} = 0,0506 \text{ kg. aire}$$

$$G \text{ aire teórico} = 37,7 \text{ litros} \times 1,132 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 0,0524 \text{ kg-aire}$$

$$\eta_{vx} = \frac{0,0506}{0,0524} \longrightarrow \eta_{vx} = 0,965$$

- Potencia de fricción ($N_{mf(x)}$)

La potencia de fricción no varía con respecto a la altura; por lo consiguiente los valores son los mismos que a nivel del mar.

$$N_{mf(x)} = 173 \text{ kW para } 2\ 100 \text{ RPM.}$$

- Potencia indicada (N_{ix})

$$N_{ix} = N_{ex} + N_{mx}$$

$$N_{ix} = 658 + 173 = 831 \text{ kW (1 114 BHP)}$$

- Eficiencia mecánica (η_{mx})

$$\eta_{mx} = \frac{N_{ex}}{N_{ix}}$$

$$\eta_{mx} = \frac{658}{831} = 0,791$$

- Cálculo del consumo específico indicado de combustible (g_{ix})

$$g_{ix} = \frac{G_{ex}}{ix} = \frac{340 \text{ lb/hr}}{1\ 114 \text{ BHP}} = 0,305 \frac{\text{lb}}{\text{BHP-hr}} \quad (185,71 \frac{\text{gr}}{\text{kW-hr}})$$

- Cálculo del rendimiento indicado η_{ix}

$$g_{ix} = \frac{84,1514}{\eta_{ix}}$$

$$\eta_{ix} = \frac{84,1514}{g_{ix}} \quad \text{---> donde } g_{ix} = \frac{\text{gr}}{\text{kW-hr}}$$

$$\eta_{ix} = \frac{84,1514}{185,7} = 0,453$$

- Cálculo de la eficiencia efectiva (η_{ex})

$$\eta_{ex} = \eta_{ix} \cdot \eta_{mx}$$

$$\eta_{ex} = 0,453 \times 0,791$$

$$\eta_{ex} = 0,358$$

- Cálculo de $\eta_{\alpha x}$

Del cálculo a nivel del mar determinamos

$$\eta_{ix} = 0,398 \eta_{\alpha x}$$

$$\eta_{\alpha x} = \frac{ix}{0,398} \quad \text{---> } \eta_{\alpha x} = 1,138$$

TABLA Nº 4

VALORES OBTENIDOS EN EL DINAMOMETRO A 4 100 m.s.n.m. (x)

RPM	Gaire pie ³ /minuto	Gcomb. lb/h	Nex BHP (kW)	Mex lb-pie	gex lb/BHP-hr (gr/kW-hr)	Pkx "Hg (kg/cm ²)	Tkx °C (°K)
1	2 700	340	882 (658)	2 205	0,385 (234,6)	34 (1,17)	87 (360)
2	1 900	295	834 (622)	2 305	0,353 (215,6)	30 (1,03)	84 (357)
3	1 700	258	786 (586)	2 428	0,328 (200,0)	28 (0,966)	74 (347)
4	1 500	228	701 (523)	2 454	0,325 (198)	25 (0,863)	60 (333)
5	1 300	216	590 (440)	2 384	0,366 (222,8)	21 (0,725)	57 (330)

PARAMETROS CALCULADOS (C.C.E.V.) DE MOTORES CUMMI NSA 4 100 m.s.n.m. (x)

P_{kx} "Hg (kg/cm ²)	$\pi_{kx} = \frac{P_{kx}}{P_{ox}}$	α_{ox}	$G_{aire\ x}$ (kg/h)	η_{vx}	N_{mfx} BHP (kW)	N_{ex} BHP (kW)	N_{Lx} BHP (kW)
1,13	2,86	2,32	5 188,7	0,963	232 (173)	882 (658)	1 114 (831)
1,01	2,65	2,11	4 091,7	0,940	129 (141)	834 (622)	1 023 (763)
0,97	2,54	2,04	3 466,7	0,927	150 (112)	786 (586)	936 (698)
0,902	2,37	1,84	2 761,2	0,899	115 (86)	701 (523)	816 (609)
0,765	2,15	1,40	1 992,0	0,884	86 (64)	520 (440)	676 (504)

PARAMETROS CALCULADOS (C.C.E.V.) DEL MOTOR CUMMINS A 4 100 m.s.n.m. (x)

$\eta_{m \times}$	g lb/BHP-hr (gr/kw-hr)	$\eta_{i \times}$	$\eta_{e \times}$	$\eta_{\alpha \times}$	$\eta_{\alpha \times} \times$
0,791	0,305 (185,7)	0,453	0,358	1,138	0,490
0,815	0,288 (175,5)	0,479	0,390	1,203	0,570
0,839	0,275 (167,7)	0,501	0,420	1,258	0,616
0,859	0,279 (170,0)	0,495	0,425	1,243	0,675
0,873	0,319 (194,4)	0,432	0,377	1,085	0,775

5.4 Cálculo de las Curvas Características de Velocidad (C.C.E.V.) a 4 100 m.s.n.m. con Bomba Recalibrada

Para estas condiciones de altura y con bomba recalibrada solamente varía el consumo horario de combustible, mejorando directamente los parámetros del coeficiente de exceso de aire (α_{xx}); consumo específico efectivo e indicado de combustible (g_{exx} , g_{ixx}); y los rendimientos efectivos e indicado del motor Cummins (η_{exx} , η_{ixx}).

De esta manera se obtiene una mejor combustión, elevándose la performance del motor y sus componentes internos.

Coeficiente de exceso de aire con bomba de combustible recalibrada (α_{xx})

$$\alpha_{xx} = \frac{5\,188,77 \frac{\text{kg aire}}{\text{hr}}}{14,45 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg comb.}} \times \frac{320 \text{ lb}}{2,2 \text{ hr}}}$$

$$\alpha_{xx} = 2,46$$

- La eficiencia volumétrica (η_{vxx}) no varía con la bomba de combustible recalibrado, pues los parámetros de G_{aire} real y la presión en el múltiple de admisión se mantienen constantes.

La potencia de fricción (N_{fxx}) se mantiene constante con la bomba recalibrada.

- Cálculo de potencia indicada (N_{ixx})

$$N_{ixx} = N_{mfxx} + N_{exx}$$

$$N_{ixx} = 232 + 879 = 1\,111 \text{ HP (828,8 kW)}$$

- Rendimiento mecánico (η_{mxx})

$$\eta_{\text{mxx}} = \frac{N_{exx}}{N_{ixx}} = \frac{879}{1\,111} = 0,791$$

- Cálculo del consumo específico indicado (g_{ixx})

$$g_{ixx} = \frac{G_c}{N_{ixx}}$$

$$g_{ixx} = \frac{320}{1\,111} = 0,288 \frac{\text{lb}}{\text{BHP-hr}}$$

- Cálculo del rendimiento indicado (η_{ixx})

$$g_{ixx} = \frac{84,1514}{\eta_{ixx}} \quad \text{-----} \rightarrow \quad \eta_{ixx} = \frac{84,1514}{g_{ixx}}$$

$$\eta_{ixx} = \frac{85,1514}{175,3} = 0,480$$

- Cálculo de ($\eta_{\alpha xx}$)

$$\eta_{\alpha xx} = \frac{\eta_{ixx}}{0,398} = 1,20$$

TABLA Nº 5

VALORES OBTENIDOS EN EL DINAMOMETRO CON BOMBA RECALIBRADA A 4 100 m.s.n.m (xx)

RPM	G aire xx Pie ³ /minuto	G comb xx Lb/hr	N exx BPH (kW)	M-exx Lb-Pie	g exx Lb/BPH-hr (gr/kW-hr)
1	2 700	320	879 (655,7)	2 198	0,364 (221,5)
2	2 380	281	832 (620,6)	2 300	0,337 (205)
3	2 100	256	768 (573)	2 370	0,333 (202,8)
4	1 800	228	701 (523)	2 454	0,325 (198)
5	1 530	210	570 (425,2)	2 300	0,368 (224,2)

PARAMETROS CALCULADOS CCN BOMBA DE COMBUSTIBLE RECALIBRADA DE LAS

(C.C.E.V.) DEL MOTOR CUMMINS A 4 100 m.s.n.m.

$\pi_{kxx} = \frac{P_{kxx}}{P_{oxx}}$	α_{xx}	η_{vxx}	η_{mfxx} BHP (kW)	N_{exx} BHP (kW)	N_{ixx} BHP (kW)	G aire xx (kg/hr)
2,86	2,46	0,963	232 (173)	879 (655,7)	1111 (828,8)	5188,7
2,65	2,21	0,940	189 (141)	832 (620,6)	1021 (761,6)	4091,7
2,54	2,06	0,927	150 (112)	768 (573)	918 (684,8)	3466,7
2,37	1,68	0,899	115 (80)	701 (523)	816 (608,7)	2761,2
2,15	1,21	0,884	86 (64)	570 (425)	656 (489,3)	1992,0

PARAMETROS CALCULADOS CON BOMBA DE COMBUSTIBLE RECALIBRADA DE LAS

(C.C.E.V.) DEL MOTOR CUMMINS A 4 100 m.s.n.m. (xx)

η_{mxx}	$\frac{g_{i\ xx}}{lb/BHP-hr}$ (gr/kW-hr)	η_{ixx}	η_{exx}	$\eta_{\alpha xx}$	$\eta_{\alpha xx/\alpha xx}$
0,791	0,288 (175,3)	0,480	0,379	1,20	0,487
0,814	0,275 (167,5)	0,502	0,408	1,26	0,570
0,836	0,278 (169,2)	0,497	0,415	1,24	0,602
0,853	0,306 (186,4)	0,451	0,387	1,13	0,672
0,868	0,320 (194,8)	0,431	0,374	1,08	0,892

ANALISIS Y RECOMENDACIONES

1. El origen de esta tesis fué eliminar la formación de carbonilla en la cámara de combustión por una mala calibración, tanto de inyectores, bomba de combustible para las condiciones atmosféricas de Tintaya a 4 100 m.s.n.m.

2. Para corregir este problema y disminuir las pérdidas mecánicas elevando los índices de explotación del motor, se buscó mejorar la calidad de la mezcla optimizando al máximo la relación aire-combustible.

Esto se obtuvo disminuyendo el flujo horario de combustible, variando en lo mínimo la potencia del motor.

3. Se ha establecido que existe notorias diferencias en las propiedades del aire atmosférico (temperatura y peso específico) entre los datos proporcionados por la International Normal Atmosphere (INA) y las que existe en nuestra Cordillera Andina.

Este dato se traduce en un 2% más que se debe tomar en cuenta para la calibración de toda bomba de combustible Cummins para condiciones de altura.

4. Se ha establecido que las bombas de combustible Cummins PT se puede disminuir el flujo de combustible, aumentando la presión de la bomba y manteniendo casi invariable la potencia del motor. Con este mecanismo corrector de combustible se ha logrado disminuir el consumo específico de combustible con la altura.

5. El coeficiente de exceso de aire (α) para el motor Cummins a 4 100 m.s.n.m. disminuye aproximadamente en un 29% con respecto a nivel del mar.

Esta disminución esencialmente es por el peso específico de aire, el cual varía en un 37%.

6. Para mejorar el coeficiente de exceso de aire y de esta manera elevar la calidad de la mezcla, estando limitado el flujo de aire, se ha disminuido el flujo de combustible, obteniéndose una mejor mezcla de combustible con variación mínima de potencia del motor.

7. Con la regulación de (α) se logró un ahorro de (6%) de consumo específico de combustible al calibrar la bomba de combustible a 4 100 m.s.n.m.

8. Debe. quedar claro que el coeficiente de exceso de aire (α) puede mejorarse, cambiando los turbos (2) por una mayor capacidad pero, se debe hacer un estudio más completo de todos los componentes internos pertenecientes a la cámara de combustión como

son : Los pistones, válvulas, inyectores, etc.

9. El motor Cummins KTA-38C, desarrolla una potencia de 1 050 HP a nivel del mar, pero sin el Aftercooler (KT38C) pierde un 14% de potencia, siendo 900 HP su potencia nominal. Con esto queda demostrado la gran influencia del enfriador del aire cuando la presión de compresión del turbo son muy elevados, elevándose la temperatura del aire que sale del turbo (también se incrementa por alta temperatura de los gases de escape).

10. Todo motor Cummins reparado en las mismas condiciones y probado con igualdad de valores en el dinamómetro, no necesariamente montado en distintos camiones desarrollan esta su misma potencia, por los siguientes factores :

Desgaste de caja de transmisión Allison

- Desgaste de los mandos finales
- Operador de la máquina
- Estado de carretera
- Marca de las llantas instaladas
- Condiciones del equipo
- Pendiente de operación del terreno

Siendo todos estos factores los que determinan diferenciar la capacidad de acarreo de mineral.

11. Serfa conveniente llevar a cabo un trabajo audio-visual en el mantenimiento de una flota de camiones de acarreo, lo que ayuda-

ría a detectar cualquier falla prematura o si ésta se está produciendo en el momento.

Por ejemplo :

- . Sonido de la máquina con golpe de válvula fuerte, implica una mala calibración de válvula en exceso.
- . Gases de escape con un color blanco denso, nos da a entender uno o varios inyectores descalibrados, o con la tobera rota.

12. Todo equipo o máquina está sujeto a cambios, por lo tanto es muy necesario que el mismo, guarde una estrecha relación con los cambios que el fabricante innove en relación a éste; tal es el caso de los motores Cummins en los cuales se están modificando constantemente con kits cada vez más sofisticado que contribuyen a que la máquina eleve su performance y se modernice.
13. La temperatura máxima de combustión (T_{zx}) aumenta en la altura por el enrarecimiento del aire atmosférico produciéndose una mala combustión interna dentro de los cilindros. Esto influye en un rápido desgaste de las piezas fundamentales del motor, empeorándose los sistemas de lubricación y refrigeración.
14. Como una comprobación detallada de cada uno de los procesos del ciclo real se ha efectuado el cálculo térmico del motor Cummins, tanto a nivel del mar como a 4 100 m.s.n.m., tomando en cuenta la influencia de la altura y la regulación del combustible reali

zada por el fabricante y la optimizada para las condiciones de operación en la mina Tintaya.

15. De los análisis experimentales realizados en el motor Cummins, nos permiten sugerir la realización de algunos trabajos de investigación los cuales nos permitirán profundizar nuestros conocimientos sobre los problemas de la altura y la solución de estos con el dominio teórico-experimental de la bomba de combustible Cummins PTG en el banco de pruebas Diesel. Entre estos trabajos de investigación tenemos :

- Regulación de la presión de inyección de combustible en función de la altura.
- Influencia de la variación de la relación de compresión de los motores E.C. en la altura.
- Estudio del aftercooler y la influencia sobre el incremento de la potencia.

Posibilidad de variar la cantidad de aire, que ingresa al motor, con la modificación de 2 turbos de mayor capacidad.

- Análisis completo sobre tipos de aceite a usar, de acuerdo a la operación mismo del equipo.

16. La relación de presiones π_k aumenta en la altura en forma lineal, por la disminución de la presión atmosférica; por lo cual, es necesario la utilización de un aftercooler en los motores diesel que operan en la altura por el incremento de ($\pi > 3$). De esta manera se recuperaría significativamente

su potencia con respecto al nivel del mar.

17. Finalmente, cabe mencionar, dada la experiencia que poseo en este tipo de motores de construcción de gran caballaje, que si algunos valores no encuadran dentro de los rangos establecidos para el balance térmico, se debe a que no se utiliza la bibliografía adecuada para este fin; siendo recomendable contar con libros de autores extranjeros especialistas en los motores indicados anteriormente.

CONCLUSIONES

1. Para la calibración de una bomba de combustible Cummins, se debe de contar primero con la bibliografía completa, los instrumentos y el laboratorio para las pruebas. Con esto se logra jugar con los valores de la bomba e inyectores, para las pruebas dinamométricas buscando siempre no sólo el ahorro de combustible, sino obtener que el motor funcione en óptimas condiciones, de acuerdo a los requerimientos de operación y el abastecimiento logístico de repuestos tanto para su reparación y mantenimiento.
2. Las bombas de combustible Cummins se debe de calibrar a las 4 500 horas de operación (9 a 10 meses) según recomendaciones del fabricante este período puede variar de acuerdo al régimen que está sometido la máquina (carga de mineral o desmonte, pendiente, estación del año, tiempo de reparación del motor, etc.). Todos estos factores determinan el tiempo de chequeo de la bomba y puede ser mayor o menor o igual al recomendado por el fabricante.

Para el caso de TINTAYA fluctúa entre 4 000 a 5 000 horas de operación su reparación y calibración de la bomba de combustible.
3. Los inyectores Cummins se debe de calibrar (en el motor) a las 1 500 horas, a las 2 500/3 000 horas se desmonta el motor para su descarbonización, limpieza y chequeo de flujo en el banco de prueba.

4. Tanto la bomba de combustible e inyectores, pueden prolongarse el tiempo de reparación y calibración, corrigiéndose y observándose lo siguiente :

- Llenar el tanque de combustible de preferencia después de cada turno , eliminando así; los gases no condensables de combustible.
- Purgar el tanque de combustible al comenzar el turno de operación de los camiones logrando eliminar el agua del combustible.
- Instalar protectores a los tanques de combustible y modificación de los respiraderos, evitando de esta manera el ingreso de agua y barro en tiempo de lluvia y áreas inundadas con este líquido.
- En lo posible el combustible suministrado a los motores debe de ser centrifugado evitando las impurezas y el agua contenida en éste.
- Los filtros de combustible deben de ser los originales recomendados por el fabricante; a no ser que en nuestro mercado nacional se suministre este repuesto previa evaluación técnica de la calidad del producto. Debo indicar que a la fecha los filtros nacionales no satisfacen los requerimientos y necesidades del taller de lubricación, por la evidencia obtenida en la reparación de los motores en nuestro taller de componentes.

5. Mantenimiento preventivo de la unidad de acarreo (bomba, inyectores, filtros, aceite, etc.); se basa en tres factores importantes :