

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA**

**FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**



**REPOTENCIAMIENTO DE CAMIONES DIESEL DE  
CARGA CON MOTORES DEDICADOS A GNV**

**INFORME DE SUFICIENCIA**

**PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECANICO**

**JUAN CARLOS MATIAS NINANYA**

**PROMOCION 2003-2**

**LIMA-PERU**

**2009**

## INDICE

<b>PRÓLOGO</b>	<b>1</b>
<b>CAPITULO 1.- INTRODUCCION</b>	
1.1 Antecedentes	3
1.2 Objetivos	4
1.3 Alcances	4
1.4 Limitaciones	5
<b>CAPITULO II.- MARCO TEÓRICO</b>	
2.1 El GNV en el Perú y el mundo	6
2.2 Características del combustible Diesel y GNV.	11
2.3 Diferencias técnicas entre un motor Diesel y a GNV.	14
2.4 Curvas Características de un motor de combustión interna	15
2.5 Consideraciones técnicas en un camión de carga para poder operar con un motor alimentado con GNV.	17
2.5.1 Análisis Operacional	18
2.5.2 Autonomía de GNV para un camión de carga	21
2.5.3 Cálculo de la autonomía para un camión de carga	21
2.5.4 Comparativo de consumo horario entre un motor Diesel y GNV.	23
2.6 Normas técnicas para uso del sistema de GNV en vehículos Automotrices.	29
<b>CAPITULO III.- DESARROLLO DE LA REPOTENCIACIÓN</b>	
3.1 Aplicación en un camión VW 26.260.	31
3.2 Selección del motor a GNV.	36
3.3 Análisis de la configuración del camión.	40

3.3.1	Análisis dinámico de la configuración con el motor Diesel.	40
3.3.2	Análisis dinámico de configuración con un motor a GNV	43
3.4	Cálculo de la autonomía y el consumo.	46
3.5	Componentes para la instalación del motor y del sistema a GNV	
3.5.1	Motor a GNV.	49
3.5.2	Componentes del sistema a GNV.	59
3.6	Consideraciones de instalación del motor y componentes del Sistema a GNV.	
3.6.1	Instalación del motor a GNV.	62
3.6.2	Instalación de los componentes del sistema a GNV.	63

#### **CAPITULO IV.- RESULTADOS**

4.1	Resultados de las pruebas de funcionamiento.	66
-----	--	----

#### **CAPITULO V.- ANALISIS DE COSTOS**

5.1	Costos del cambio.	67
5.2	Proyección de retorno de inversión.	69

	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	71
--	---------------------------------------	----

	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	72
--	---------------------	----

#### **PLANOS**

Plano N° 1. Motor Cummins a GNV Modelo Cge280

Plano N° 2. Esquema Eléctrico del motor Cummins a GNV Modelo CGe280.

#### **APENDICE**

APENDICE N°1. Requerimientos para el montaje del Motor Cummins Modelo CGe280.

APENDICE N°2. Limites de Angularidad en el montaje de un motor Cummins a GNV.

## PROLOGO

El presente informe ha sido realizado considerando la situación energética actual, como principal protagonista el gas natural. Específicamente en el parque automotor de transporte de carga.

En el primer Capítulo, hacemos una reseña sobre cómo ha ido evolucionando la tecnología de los fabricantes de motores de combustión en función a los nuevos desarrollos del combustible para el funcionamiento de los mismos. También vamos a ver cuáles son los limitantes a tener en cuenta antes de iniciar el proyecto de repotenciación.

En el segundo capítulo, haremos una revisión a la situación actual del Gas Natural Vehicular (GNV) en el Perú y el mundo, las diferencias entre las características entre el combustible Diesel y GNV, Así mismo definiremos los conceptos de las curvas características de potencia y torque, analizaremos también mediante ciertos cálculos las configuraciones de cada camión para verificar que los sistemas puedan operar sin ningún problema con el motor a GNV. Caso contrario se debe de reconfigurar al camión según los resultados obtenidos.

En el tercer capítulo, en base a los cálculos del capítulo anterior pondremos en práctica este proyecto en un camión VW modelo 26.260 que es un mezclador de concreto. Para ello hay que tener en cuenta los alcances del fabricante del motor elegido así como también respetar las pautas que establecen las normas peruanas para esta labor.

En el cuarto capítulo, daremos a conocer los resultados obtenidos luego de culminado este proyecto, su costo de mantenimiento, así como la diferencia real entre el consumo del Diesel y el GNV.

En el quinto capítulo, desarrollaremos los costos en detalle que se deben de tomar en cuenta en ese proyecto, daremos a conocer los proveedores locales que facilitaron su servicio para la realización de esta repotenciación. También calcularemos el tiempo de retorno de inversión.

Finalmente daremos lista de las conclusiones y observaciones a considerar en este proyecto. También mostraremos los apéndices y planos que servirán como herramienta para desarrollar este proyecto.

Estoy convencido que luego de revisar este proyecto tendremos la capacidad de poder seleccionar analizar y realizar una repotenciación de un camión de carga al reemplazar su motor Diesel por un motor a GNV

# CAPITULO I

## INTRODUCCION

### 1.1 ANTECEDENTES

En el siglo XX con el avance de la tecnología se masificó el uso de los motores Diesel en los vehículos de carga por su mayor eficiencia, performance y respuesta para diferentes regímenes de trabajo en comparación con los motores a gasolina. La tecnología en la fabricación de motores Diesel estaba orientada a desarrollar mayor potencia y torque cubriendo así las exigencias técnicas y operativas en los camiones de carga. Sin embargo si por un lado se obtenía motores de alto performance en las unidades de transporte de carga se estaba dejando de lado el incremento de los gases tóxicos emitidos por los gases de escape del motor por la combustión incompleta del Diesel, estos agentes de los gases de escape hoy en día contaminan el ambiente y contribuyen con el calentamiento global.

Actualmente los fabricantes de motores de combustión están desarrollando nuevas tecnologías de tal manera que sus modelos producidos se ajusten a los requerimientos de las normas de emisiones que rigen actualmente, y se evite continuar con la contaminación y la destrucción gradual de la capa de

ozono, sin sacrificar su performance y los parámetros de diseño como potencia y torque.

Sobre el particular uno de los fabricantes, actualmente líder en la fabricación y producción de motores de combustión Diesel, empieza a desarrollar la tecnología del Gas Natural Vehicular - GNV con sus modelos de motores dedicados a GNV en aplicación automotriz, para reemplazar a los motores Diesel en los camiones de carga, obteniendo resultados positivos. Actualmente los fabricantes de Buses ya están considerando producir sus unidades con motores dedicados a GNV.

En este informe analizaremos la repotenciación de un camión de carga que es el reemplazo de motores Diesel por un motor dedicado a GNV.

## **1.2 OBJETIVOS**

Desarrollar la cultura del buen uso del Gas Natural, como combustible alternativo, en los usuarios que poseen camiones de carga al repotenciar sus unidades Diesel con motores dedicados a GNV. El resultado es la reducción de costos en consumo de combustible y Mantenimiento, así como el cumplimiento de las normas de emisiones que controlan la contaminación del medio ambiente.

## **1.3 ALCANCES**

La potencia de los modelos de los motores dedicados a GNV solo está en el rango de 150 Hp hasta 320 Hp. Por lo que este proyecto está orientado a

todas las unidades de carga cuya potencia de sus motores Diesel están en este intervalo de potencias.

#### **1.4 LIMITACIONES**

Este proyecto tiene las siguientes limitaciones:

Distancia diaria recorrida o Consumo diario.- Para ser factible el proyecto la distancia de recorrido diario de la unidad debería ser tal que el retorno de inversión con solo ahorro por consumo no tenga tiempos largos.

Autonomía.- Deberá de existir un punto de suministro cercano del área de operación de la unidad de tal manera que abastezca los tanques sin sacrificar la producción del unidad. Se recomienda dentro de la zona urbana de Lima.



## CAPITULO II

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1. EL GNV EN EL PERÚ Y EL MUNDO

Con la puesta en operación del proyecto Camisea, en el año 2004, el Gas Natural ha comenzado su marcha para formar parte del quehacer diario. Uno de los usos masivos del gas natural es el que se está desarrollando rápidamente.

EL GNV es el término que se usa para el gas natural que se emplea como combustible alternativo para los vehículos (automóviles, buses, etc).

Se trata de un hidrocarburo gaseoso compuesto por la combinación de Metano y Etano, el cual es acondicionado y comprimido para que pueda ser colocado dentro de unos tanques especialmente preparados para ser usados en los vehículos.

Si bien en el Perú el mercado del GNV recién se viene desarrollando ya existen otros países con experiencias exitosas en cuanto a su aplicación. Así tenemos por ejemplo el caso de Argentina, que cuenta con alrededor de 1.5 millones de autos que usan GNV y 1,400 estaciones de servicio. Detrás de ellos está Brasil con 1 millón de autos y 1,176 estaciones de servicio. Ver Gráfico 1.1.



Grafico 1.1. Fuente: Cámara Peruana del Gas Natural Vehicular.

Asimismo, las empresas de automóviles vienen desarrollando nuevas tecnologías en base a GNV para implementarlas en sus sistemas actuales. Empresas como Ford, General Motors, Honda, Mitsubishi, Citroën y Volvo están trabajando con automóviles no sólo con sistemas duales (es decir, que pueden ser usados tanto con gasolinas como con GNV) sino que se están sacando también autos con motores diseñados exclusivamente para Gas Natural. Empresas de maquinaria pesada como Caterpillar, Cummins, Detroit Diesel, Mack y Deere Power Systems, también están desarrollando motores a gas natural para una amplia gama de aplicaciones vehiculares. En el Gráfico 1.2 podemos observar la distribución de los automóviles a GNV en el mundo.

### Distribución de los autos con GNV en el Mundo

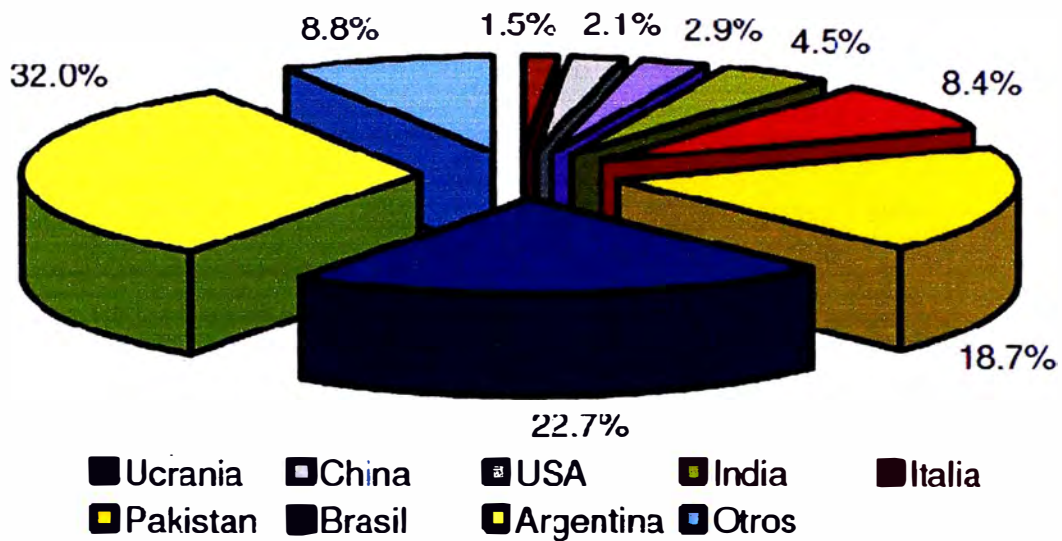


Gráfico 1.2. Fuente: Cámara Peruana del Gas Natural Vehicular

En 2008, el barril de petróleo alcanzó precios superiores a los US\$149, razón por la cual muchos países consumidores de este hidrocarburo han iniciado una serie de programas con el propósito de diversificar su canasta energética y disminuir su dependencia de este combustible.

El crecimiento en el consumo de energía primaria a nivel mundial en 2008, está soportado por los incrementos en los consumos de carbón y gas natural.

Las reservas de gas natural mundial en el año, presentaron un significativo incremento del 5%.

Países como Emiratos Árabes, Nigeria y Venezuela que cuentan con grandes reservas pero no las están explotando a plenitud no aparecen en la lista de los países de mayor producción de gas natural.

La región que más consume gas natural en el mundo es Europa y Eurasia, seguida por Norteamérica. En 2008, el Oriente Medio como región fue la de mayor crecimiento en consumo de gas natural con un 8%. Mientras que China, a su vez como país fue el mayor crecimiento con 16%.

El año 2008 fue excelente para la industria del Gas Natural Vehicular (GNV) a nivel mundial. 2.642.252 vehículos fueron convertidos presentando un incremento del 37% con respecto al año anterior.

La región con el mayor número de vehículos con GNV en el mundo es Sur y Centroamérica con 3.784.962 unidades. Argentina, Brasil y Colombia figuran en el Top 10 mundial de los países con más vehículos que utilizan GNV. Argentina ocupa el segundo lugar con 1.745.677 unidades, seguido por Brasil en el tercero con 1.588.331. Por su parte, Colombia figura en el octavo puesto con 280.633 vehículos convertidos a GNV.

En el mundo hay 15.137 estaciones de servicio de GNV. Pakistán ocupa el primer puesto con 2.600. Colombia se ubica en el octavo lugar con 507 Estaciones.

La producción de gas natural en Norteamérica presentó un crecimiento del 4%, el cual está soportado por el incremento en la producción de Estados Unidos. Así mismo, el consumo de gas en esta región alcanzó un crecimiento cercano al 2%, destacándose el aumento del consumo de México con un 7% más que el año 2007.

En relación a las reservas de GNV en el mundo, oriente medio posee la mayor reserva mundial, mientras que América del sur representa un 3.9 %. Ver Gráfico 1.3.

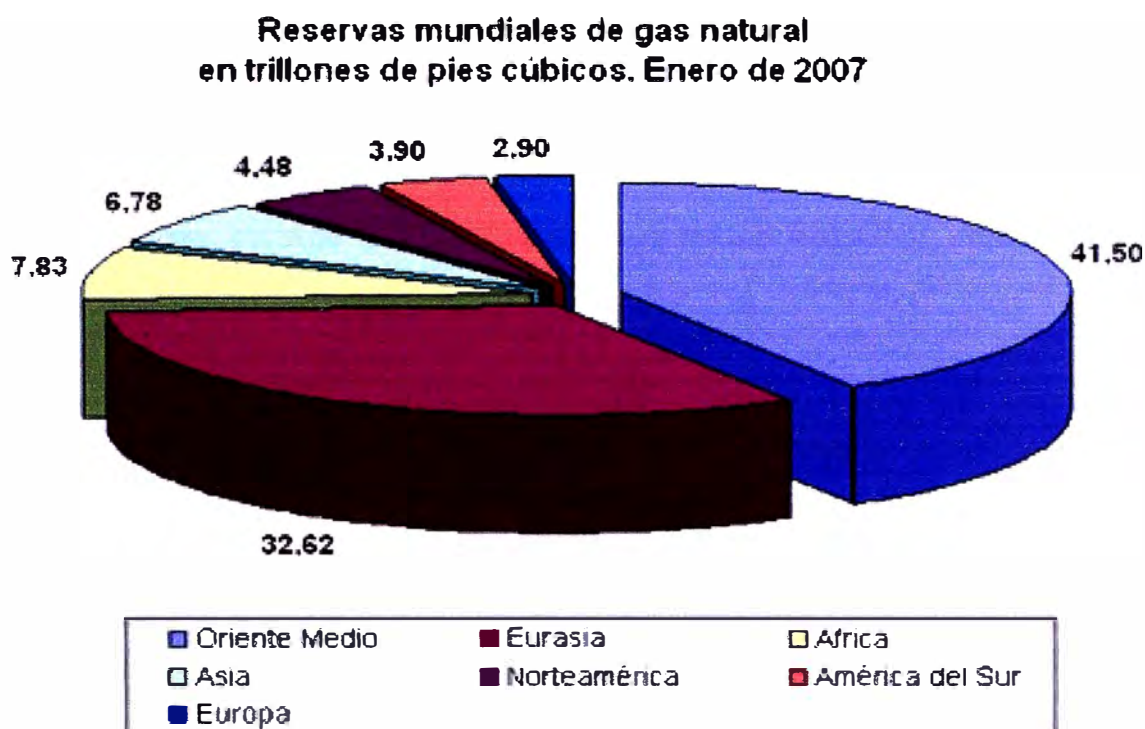


Gráfico 1.3. Fuente: Cámara Peruana del Gas Natural en el Perú

En nuestro país, estamos iniciando el camino del gas natural y sobretodo del GNV, implementándose centros de conversión y gasocentros en Lima Metropolitana.

Según cifras del Ministerio de Energía y Minas, a la fecha se han convertido alrededor de 57 mil vehículos a gas natural, observándose una gran expectativa por parte de los consumidores en tomar esta opción. Sin embargo, existen 57 Estaciones de servicio ya operativas y otras 20 en proyecto con la finalidad de acelerar la cobertura del servicio, de modo que tanto la conversión como los gasocentros crezcan en forma paralela.

Cabe indicar, también que en el último año se ha anunciado la entrada de nuevos vehículos que usarán GNV provenientes directamente de fábrica (tanto en vehículos con sistemas duales como exclusivos para GNV), lo que indica la confianza del sector automotriz en el desarrollo a futuro de este nuevo mercado.

Esta creciente expectativa por nuevos combustibles alternativos a las gasolinas, más baratos y más limpios han hecho del GNV una opción importante a tomar en cuenta.

## **2.2 CARACTERÍSTICAS DE COMBUSTIBLE DIESEL Y GNV.**

El Gas Natural, es una fuente de energía abundante en muchos países del mundo, siendo un combustible con precio muy inferior al resto de los combustibles fósiles (1 metro cúbico de gas equivalente a 1 litro de combustible diesel tiene un costo de 1/5) debido a que es un producto que se extrae directamente de la destilación atmosférica del petróleo y no requiere de procesamientos de relevancia. Debido a que está compuesto de un 90% mínimo de metano ( $\text{CH}_4$ ) su combustión es completa y limpia, así como su seguridad en operación ya que es más ligero que el aire y se disipa rápidamente en la atmósfera. Por tanto, considerado una alternativa actual para reemplazar los combustibles fósiles como la gasolina y en este siglo XXI para reemplazar al combustible diesel, aunque conocidos por pocos en el país.

Los motores (encendido por chispa ECH) requieren una fuente de ignición para que ocurra la combustión, como es el caso de los motores a gasolina o GNC; los motores diesel, al contrario de sus pares a gasolina, son motores robustos, especialmente utilizados para soportar y transportar carga y

encendidos por compresión, y su conversión 100% a gas no es posible dada la alta temperatura de auto ignición del gas natural que le imposibilita para quemarse por compresión. Por ello la opción de reemplazar el motor por un motor diseñado a GNV.

*El combustible Diesel.*- Se obtiene de la fracción destilada del petróleo denominada gasóleo (15 a 18 átomos de carbono). Tiene propiedades diferentes a la gasolina pues ésta contiene hidrocarburos más livianos. El combustible diesel es más pesado y aceitoso, de hecho, a veces se le denomina aceite diesel. Se evapora más lentamente y su punto de ebullición es más alto, incluso supera al del agua. El petróleo diesel tiene un mejor rendimiento en Km/L en los motores que la gasolina. Además resulta más económico al requerir menos costos de refinación para su obtención.

El gasóleo, también denominado gasoil o diésel, es un líquido de color blancuzco o verdoso y de densidad sobre 850 kg/m<sup>3</sup> (0,850 g/cm<sup>3</sup>), compuesto fundamentalmente por parafinas y utilizado principalmente como combustible en motores DIESEL y en calefacción.

Cuando es obtenido de la destilación del petróleo se denomina petrodiesel y cuando es obtenido a partir de aceites vegetales se denomina biodiesel.

*El Gas Natural.*- El gas natural es una mezcla de hidrocarburos parafínicos, cuyo componente principal es el metano (CH<sub>4</sub>), además de otros, que forman parte del gas en menores porcentajes, de los cuales unos se muestran también en forma de gas como: etano, propano, butano y otros líquidos como: pentano, hexano, heptano; otros componentes del gas aparecen en muy bajas proporciones.

El gas natural es procesado para separar los diferentes hidrocarburos que lo componen. Es así como en el complejo Criogénico de Oriente se obtienen estos productos que conforman el gas natural, los cuales tienen múltiples aplicaciones, vale la pena destacar que dos de ellos es el propano y el butano, en proporciones variables y licuados a presión de 120-150 libras por pulgada cuadrada, se conocen y comercializan como gas licuado de Petróleo.

A diferencia del Gas Licuado de Petróleo (GLP) el cual se almacena se transporta y se comercializa en fase líquida en bombonas, El Gas Natural, una vez separado del crudo, tratado y procesado, se transporta de forma gaseosa, hasta los centros de consumo a través de la red nacional de gasoductos.

Una vez que el gas directo es enviado de la red de alimentación para suplirlo a los vehículos en las estaciones de servicio, se comprime para posteriormente almacenarse a altas presiones (3.600 psi), en cilindros de acero especiales diseñados para este propósito.

Un metro cúbico de GNV en condiciones normales equivale aproximadamente a 1,10 litros de gasolina, unidades en que se hace la comparación, es decir, un vehículo puede recorrer alrededor de un 10 % más con un metro cúbico de GNV que con un litro de Gasolina.

El GNV posee un octanaje de 130 Octanos Research (RON), esto significa que puede ser usado sin ninguna clase de problemas, en cualquier tipos de vehículos tanto de alta (camiones o buses), como de baja (Automóviles ligeros) relación de compresión



### 2.3 DIFERENCIAS TÉCNICAS ENTRE UN MOTOR DIESEL Y A GNV

La diferencia entre un motor Diesel y un motor diseñado GNV básicamente mantienen las mismas diferencias que hay entre un motor Diesel y a Gasolina.

Es decir el Motor a GNV su funcionamiento se basa en el ciclo termodinámico del ciclo Otto, que se caracteriza porque en una primera aproximación teórica, todo el calor se aporta a volumen constante.

La eficiencia es menor a la del Diesel, sin embargo por poseer un combustible más limpio emite menos partículas contaminantes.

En los cuadros 2.1 y 2.1 se muestran las diferencias entre las propiedades del combustible Diesel y GNV en motores de combustión.

Cuadro 2.1. Fuente: Dante Giacosa "Motores Endotérmicos"

COMBUSTIBLE	Temperatura de ignición espontánea [° C]
GNV (82% de CH <sub>4</sub> )	630
Diesel	350

Cuadro 2.2. Fuente: Dante Giacosa "Motores Endotérmicos"

Combustible	Poder calorífico inferior		Número de octano o cetano
	Kcal / Kg	Kcal / m <sup>3</sup>	
Diesel	10.200	8.500x10 <sup>4</sup>	min. 47
Gas Natural	13.333,33	10.773,33	~125

## 2.4 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UN MOTOR A COMBUSTIÓN INTERNA.

Las curvas características de un motor de combustión interna son las que indican, en función de la velocidad de rotación del motor, la potencia, el par y el consumo específico del mismo. Están incluidas en un rango de revoluciones, debajo del cual el motor funciona muy irregularmente y/o tiende a apagarse y si se sobrepasa el límite superior los elementos mecánicos están muy cerca de sufrir daños irremediables o rupturas irreparables. Estos dos extremos determinan el campo de utilización de un motor.

**La curva de potencia**, crece progresivamente casi constante hasta un valor determinado que indica su valor máximo, después decrece rápidamente hasta el límite máximo de utilización del motor. El descenso de potencia, más allá de dicho valor se debe a la disminución del rendimiento volumétrico del motor. Ver Gráfico 2.1.

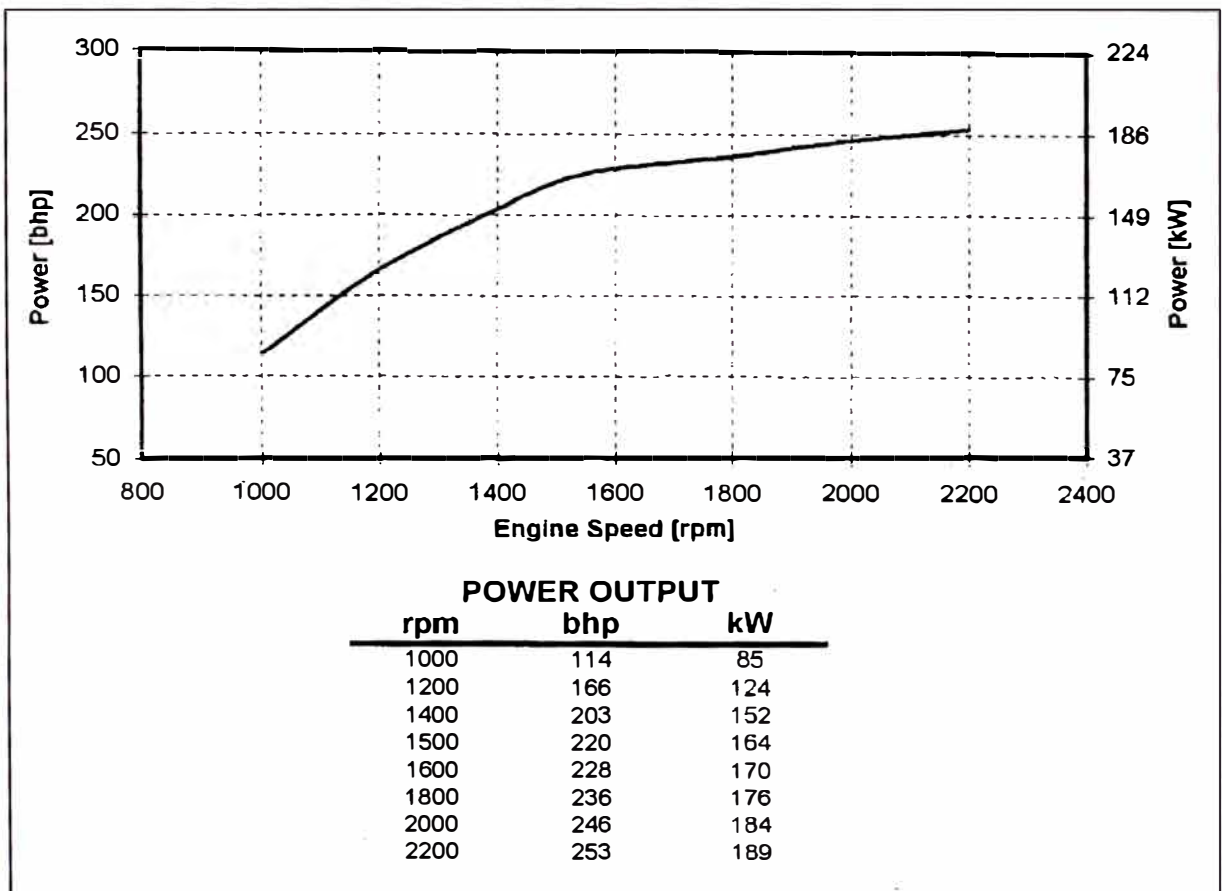


Gráfico 2.1. Curvas de potencia.

*La curva de torque o par del motor*, no es tan pronunciada como la de potencia, es decir, tiende a ser más horizontal, pero sin perder su concavidad. También crece al aumentar las revoluciones del motor pero su progresión es menor. El par máximo se encuentra a un menor nivel de revoluciones que la potencia máxima pero a la vez el decrecimiento del par es mucho más lento al aumentar la velocidad de giro. La elasticidad de un motor se conoce como el intervalo entre el par máximo del motor y su potencia máxima.

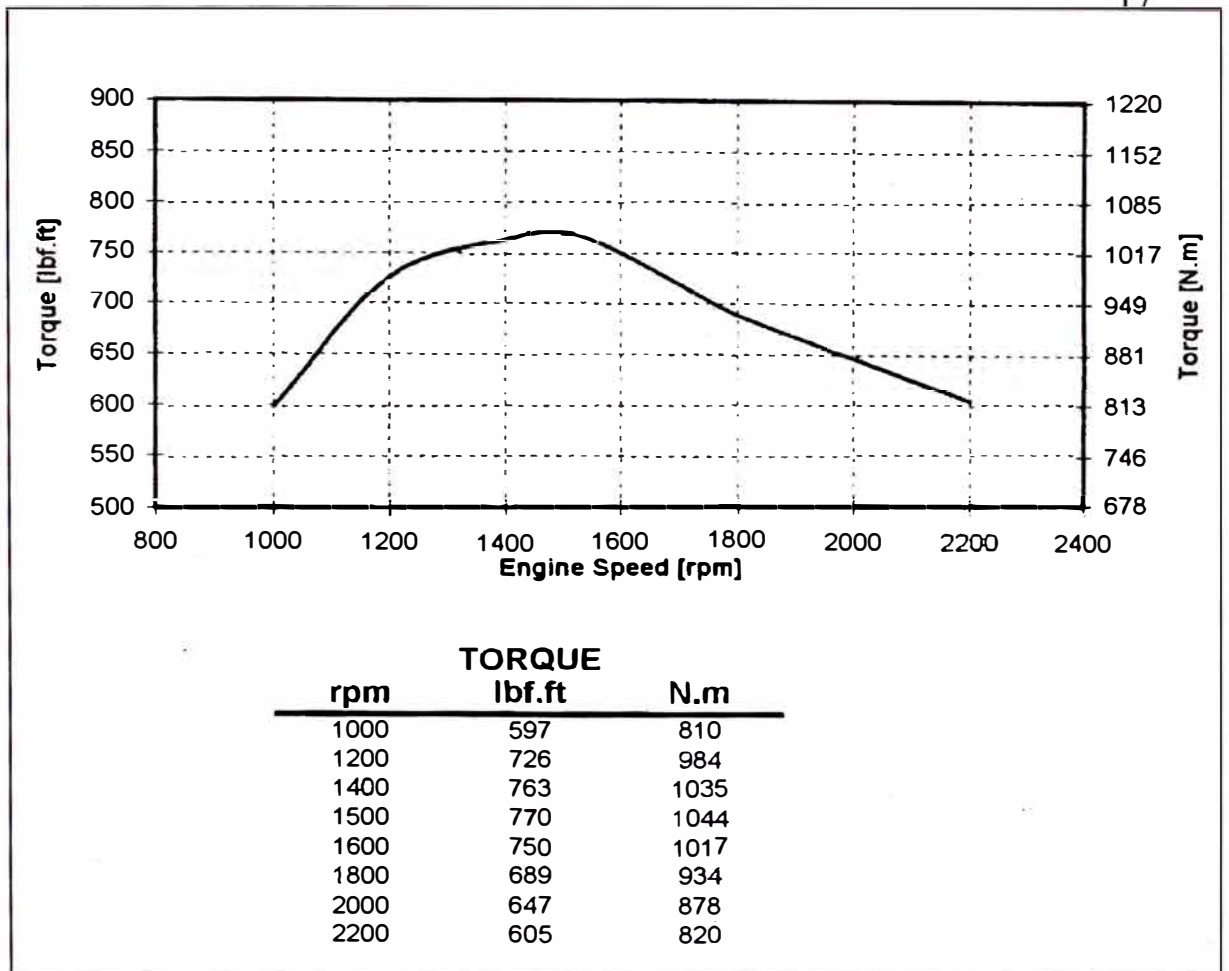


Gráfico 2.2 Curvas de torque.

**La curva de consumo específico**, tiene una presentación gráfica inversa a la del par del motor, decrece al aumentar el nivel de revoluciones hasta llegar al valor de menor consumo en un número determinado de vueltas del motor y a partir de allí empieza a crecer suave y gradualmente hasta el límite de utilización del motor.

## 2.5. CONSIDERACIONES TÉCNICAS EN UN CAMIÓN DE CARGA PARA PODER OPERAR CON MOTOR ALIMENTADO CON GNV.

En la actualidad los fabricantes de motores de combustión, diseñados para trabajar con combustible GNV, han desarrollado tecnologías cubriendo solo potencias desde 150 Hp hasta 320 Hp. Esto hace que los motores Diesel a

repotenciar de las unidades de carga estén dentro de este rango de potencias.

Por otro lado la transmisión de la energía mecánica en un camión de carga se inicia desde la volante del motor y termina en el mando final que es la rueda motriz, los componentes básicamente que componen este sistema de propulsión son: Embrague, Caja de transmisión o Caja de cambios, Eje cardan, Diferencial, y rueda motriz.

La caja de transmisión y el diferencial son componentes que tienen ratios de reducción de velocidad. Cada ratio es en la caja de transmisión las posiciones de los cambios, y en el diferencial la relación entre la velocidad de ingreso del cardan y la de salida a las ruedas motrices.

Los cambios en los ratios originan una disminución o aumento en las revoluciones por minuto (RPM) del motor. Y por consiguiente una variación en la potencia según las curvas características de potencia.

Así mismo el diámetro del mando final que son las ruedas motrices también determina la velocidad final del vehículo.

### **2.5.1 Análisis Operacional**

En tal sentido para conocer el rendimiento y performance del motor tanto Diesel como a GNV en la unidad de carga a repotenciar, así como el comportamiento dinámico del camión, es necesario hacer un análisis de cada una de las variaciones en la RPM del motor por cada cambio de ratio en la Caja de transmisión, considerando también el diámetro de la rueda motriz.

Este análisis debe de realizarse tomando como base las curvas de potencias del motor alimentado a GNV.

Es decir realizar una simulación para ver el comportamiento del motor a GNV en el vehículo.

Para ello se consideran las siguientes ecuaciones:

$$\eta_{\text{Motor}} = \eta_{\text{rueda}} \times \Gamma_{\text{Corona}} \times \Gamma_i \quad \dots\dots\dots \text{Ecuación N}^\circ \text{ 2.1}$$

$$\eta_{\text{rueda}} = \frac{v_{\text{Camion}}}{\Phi_{\text{Camion}} \times \pi \times 60} \quad \dots\dots\dots \text{Ecuación N}^\circ \text{ 2.2}$$

Donde:

$v_{\text{Camion}}$  = Velocidad del camión (km/h)

$\Phi_{\text{Camion}}$  = Diámetro de la rueda motriz (km)

$\eta_{\text{rueda}}$  = RPM de la rueda motriz.

$\eta_{\text{Motor}}$  = RPM del motor.

$\Gamma_{\text{Corona}}$  = Ratio del diferencial.

$\Gamma_i$  = Ratio del cambio "i" en la caja de transmisión.

El sistema de análisis consiste en verificar que las variaciones de las RPM del motor en cada cambio no sean menores a las que desarrolla el motor en su torque máximo.

Es decir que se mantengan en el área  $A_2$ , según se muestra en el Gráfico 2.3.

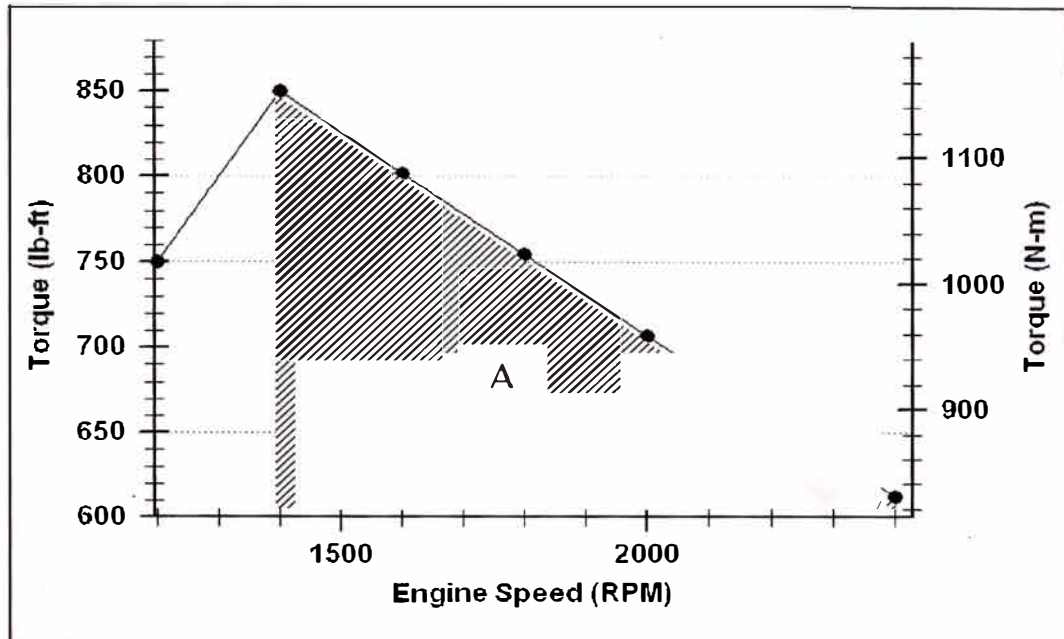


Gráfico 2.3 Curva de torque motor Cummins a GNV modelo CG280

Esto debido a que la tendencia de la curva de torque antes del torque pico es descendente conforme disminuyen las RPM. Es decir si las RPM del motor disminuyen fuera del área  $A_2$  el torque también disminuye y es probable que el motor al necesitar más torque para superar la inercia del vehículo se apague.

Si los resultados de este análisis operacional no son positivos, se debe de reemplazar algún componente que influya directamente en las variaciones de las RPM, por ejemplo, cambio de corona en el diferencial, cambio de caja de transmisión o reemplazar neumáticos de otra medida de diámetro. Hasta obtener la configuración correcta para asegurar el buen performance del motor en el vehículo.

### **2.5.2 Autonomía de GNV para un camión de carga.**

La autonomía para un motor a GNV es mucho menor que para un motor Diesel, esto debido a las diferentes condiciones de almacenamiento que poseen estos dos combustibles, así como la calidad de los recipientes que los almacena y su diseño. Y también por las estaciones de servicios que por ahora está centralizado en Lima metropolitana.

En general casi todos los fabricantes de tanques de almacenamiento de GNV diseñan estos recipientes tomando una presión de diseño de 20 a 30 Mpa. En nuestro país la presión de diseño exigida en cada tanque es 20 Mpa. Más adelante en el capítulo de Normas Técnicas se tendrá más detalle al respecto.

Así mismo el volumen de GNV almacenados en cada tanque varía entre 10 a 30 m<sup>3</sup> de GNV a condiciones normales (0.10 Mpa y 283 °K).

Para nuestro proyecto consideraremos una autonomía diaria teniendo en cuenta una recarga al día por cada camión.

### **2.5.3 Cálculo de la autonomía de GNV para un camión de carga.**

El mejor cálculo referencial en la autonomía de combustible en un camión de carga se obtiene considerando el volumen diario de combustible Diesel consumido.



Para ello se hace un balance de Energía, es decir se calcula la cantidad de volumen de GNV que es capaz de suplir la energía calorífica entregada por el Diesel en un determinado tiempo.

Al resultado de este cálculo se le multiplica por un factor de riesgo igual a 1.2 que es la relación entre el flujo de energía por unidad de tiempo entre un motor a GNV y un motor Diesel.

#### *Ejemplo práctico*

Cuantos m<sup>3</sup> de GNV es necesario para un camión con motor Diesel que tiene un consumo de combustible diario de 25 galones.

Para ello utilizamos los siguientes datos y conversiones (a condiciones 0.1 Mpa y 288.15 K):

Densidad del Diesel = 0.85 Kg/litro. (0.1 Mpa y 288.15 K)

Poder calorífico del Diesel = 131MBTU/gal

Poder calorífico del GNV = 36 MBTU/m<sup>3</sup>

1litro = 0.264 Galones = 0.001 m<sup>3</sup>

Entonces la cantidad de energía desarrollada por el Diesel es:

25 gal x 131 MBTU/gal = **3275 MBTU**

Ahora calculamos cuanto de volumen de GNV es necesario para producir esa cantidad de energía:

$$3275 \text{ MBTU} \times \frac{1 \text{ m}^3}{36.0 \text{ MBTU/m}^3} = 91 \text{ m}^3$$

A este valor lo multiplicamos por el factor de riesgo tenemos

$$91.0 \text{ m}^3 \times 1.2 = \mathbf{109.2 \text{ m}^3}$$

Es decir para una autonomía de 25 galones de Diesel en un camión necesitamos aproximadamente 110 m<sup>3</sup> de GNV.

#### **2.5.4 Comparativo de consumo horario entre Diesel y GNV**

El consumo de combustible en el motor a GNV depende de las condiciones de operación, pero para efectos comparativos con el consumo de un motor Diesel, se considerara como punto de operación cuando el motor está operando en el punto máximo de torque.

Sin embargo para el consumo del diesel debemos de realizar cierto cálculo considerando la densidad del Diesel y su Poder Calorífico para obtener el consumo de MMBTU por unidad de tiempo.

*A continuación un ejemplo aplicativo para obtener el comparativo de consumo de un motor Diesel y uno de GNV de similar potencia:*

Consideremos un motor Diesel modelo 6BTAA5.9 de 212 Hp y un motor a GNV de 230 Hp.

Para el motor a GNV marca Cummins modelo BG230 de 230 Hp el consumo se muestra en la hoja de especificaciones del motor. Ver Gráfico 2.4 y 2.5.

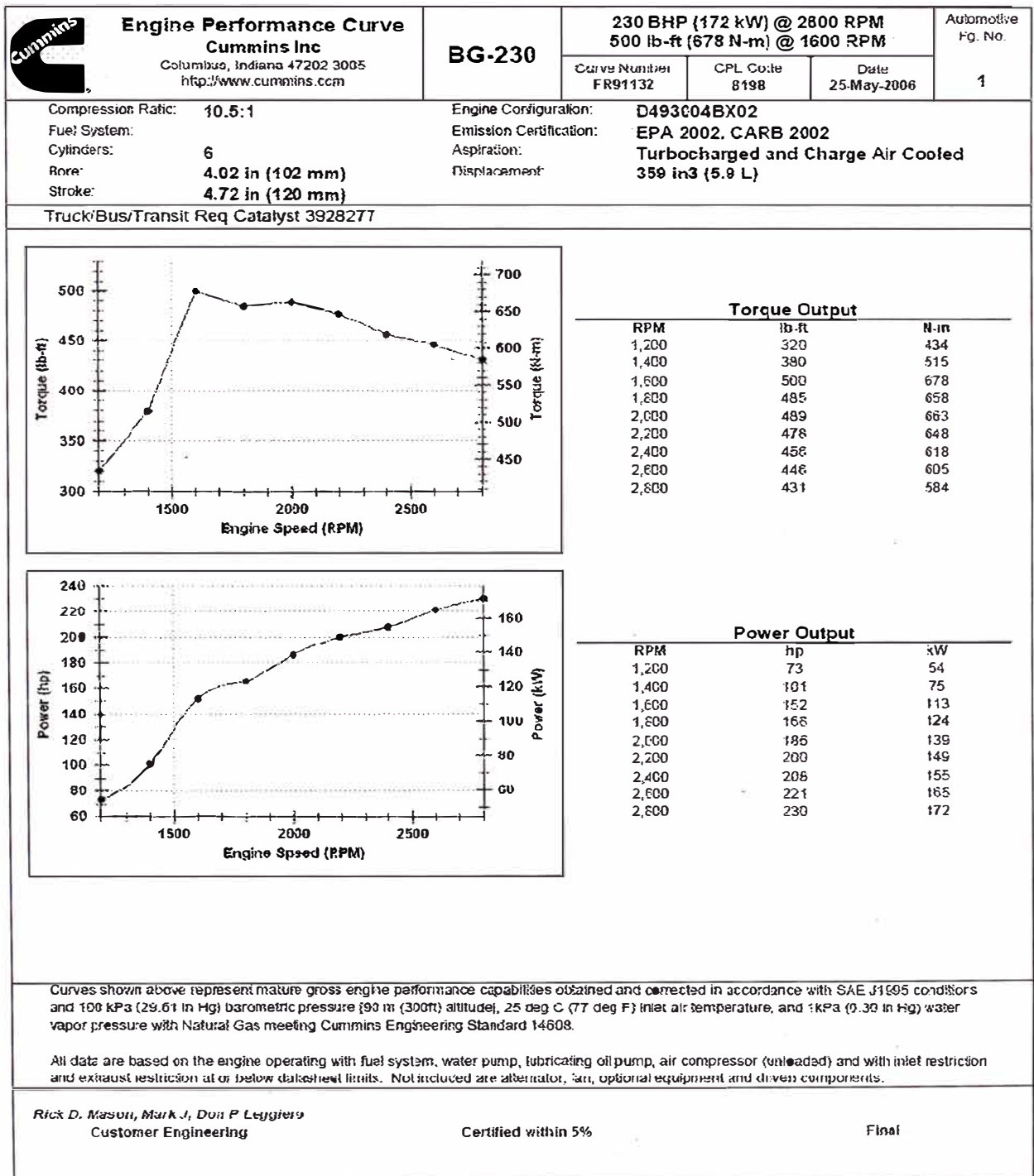


Gráfico 2.4. Curvas de Potencia y Torque del motor Cummins a GNV modelo BG230


 <b>Engine Performance Curve</b> <b>Cummins Inc</b> Columbus, Indiana 47202-3005 http://www.cummins.com	<b>BG-230</b>	<b>230 BHP (172 kW) @ 2800 RPM</b> <b>500 lb-ft (678 N-m) @ 1600 RPM</b>		Automotive Pg. No.  <b>2</b>
		Curve Number <b>FR91132</b>	CPL Code <b>8198</b>	
Compression Ratio: <b>10.5:1</b> Fuel System: Cylinders: <b>6</b> Bore: <b>4.02 in (102 mm)</b> Stroke: <b>4.72 in (120 mm)</b>	Engine Configuration: <b>D493004BX02</b> Emission Certification: <b>EPA 2002, CARB 2002</b> Aspiration: <b>Turbocharged and Charge Air Cooled</b> Displacement: <b>359 in3 (5.9 L)</b>			
<b>General Performance Data</b>				
Maximum low idle speed Minimum low idle speed Nominal no load governed speed Maximum overspeed capability Torque available at clutch engagement	900 RPM 700 RPM 3,100 RPM 3,750 RPM 285 lb-ft	386 N-m		
<b>Air Induction System</b>				
Maximum temperature rise between ambient air and engine air inlet	20 delta deg F	11.1 delta deg C		
<b>Exhaust System</b>				
Maximum back pressure imposed by complete exhaust system Minimum exhaust back pressure:	58 in H2O 0 in H2O	15.9 kPa 0 mm H2O		
<b>Cooling System</b>				
Maximum coolant temperature - engine out Maximum coolant pressure (exclusive of pressure cap; closed thermostat at maximum no load speed) Minimum cooling capability @ nominal fuel rate [Level II] with 15 mile/hr (24 km/hr) ram air speed and 50/50 E.G. coolant: Engine out coolant to ambient @ 2,800 RPM Engine out coolant to ambient @ 1,600 RPM Charge air cooler to ambient @ 2,800 RPM Maximum allowable pressure drop across charge air cooler and OEM CAC piping (CACDP) Maximum coolant temperature for engine protection controls	212 deg F 54 psi 106 delta deg F 115 delta deg F 35 delta deg F 4 in-Hg 220 deg F	100 deg C 372 kPa 58.9 delta deg C 63.9 delta deg C 21.1 delta deg C 14 kPa 104 deg C		
<b>Maximum Rating Performance Data</b>				
	<b>Governed Speed</b>		<b>Maximum Power</b>	
	<b>Peak Torque</b>			
Engine Speed Output Power Torque Inlet Air Flow Charge Air Flow Exhaust Gas Flow Exhaust Gas Temperature Heat Rejection to Coolant Radiator Coolant Flow * Turbo Comp. Outlet Pressure Turbo Comp. Outlet Temperature Fuel Consumption Brake Mean Effective Pressure	2,800 RPM 230 hp 431 lb-ft 528 ft <sup>3</sup> /min 38 lb/min 1,417 ft <sup>3</sup> /min 1,133 deg F 6,092 BTU/min 51 gpm 45 in-Hg 312 deg F 85.4 lb/hr 175 psi	172 kW 584 N-m 249 L/s 17 kg/min 369 L/s 317 deg C 107.12 kW 3.22 L/s 152 kPa 156 deg C 38.7 kg/hr 1,207 kPa	1,600 RPM 157 hp 500 lb-ft 308 ft <sup>3</sup> /min 22 lb/min 652 ft <sup>3</sup> /min 1,046 deg F 3,994 BTU/min 29 gpm 38 in-Hg 296 deg F 52.1 lb/hr 210 psi	113 kW 676 N-m 145 L/s 10 kg/min 402 L/s 563 deg C 70.23 kW 1.83 L/s 128 kPa 147 deg C 23.6 kg/hr 1,448 kPa
* - Radiator Coolant Flow is approximately 5% less with a continuously decelerating system. Coolant: 50/50 - Ethylene Glycol/Water by volume. Values are within +/- 5%.				
End of Report				

Gráfico 2.5. Hoja de especificaciones del motor Cummins a GNV modelo BG230

Se puede observar que en el cuadro donde se indica máximo torque (Peak Torque) el consumo de GNV (Fuel consumption) es 23.6 Kg/h.

Para calcular el motor Diesel de 212 Hp hacemos el cálculo en base a sus especificaciones. Ver gráfico 2.6 y 2.7

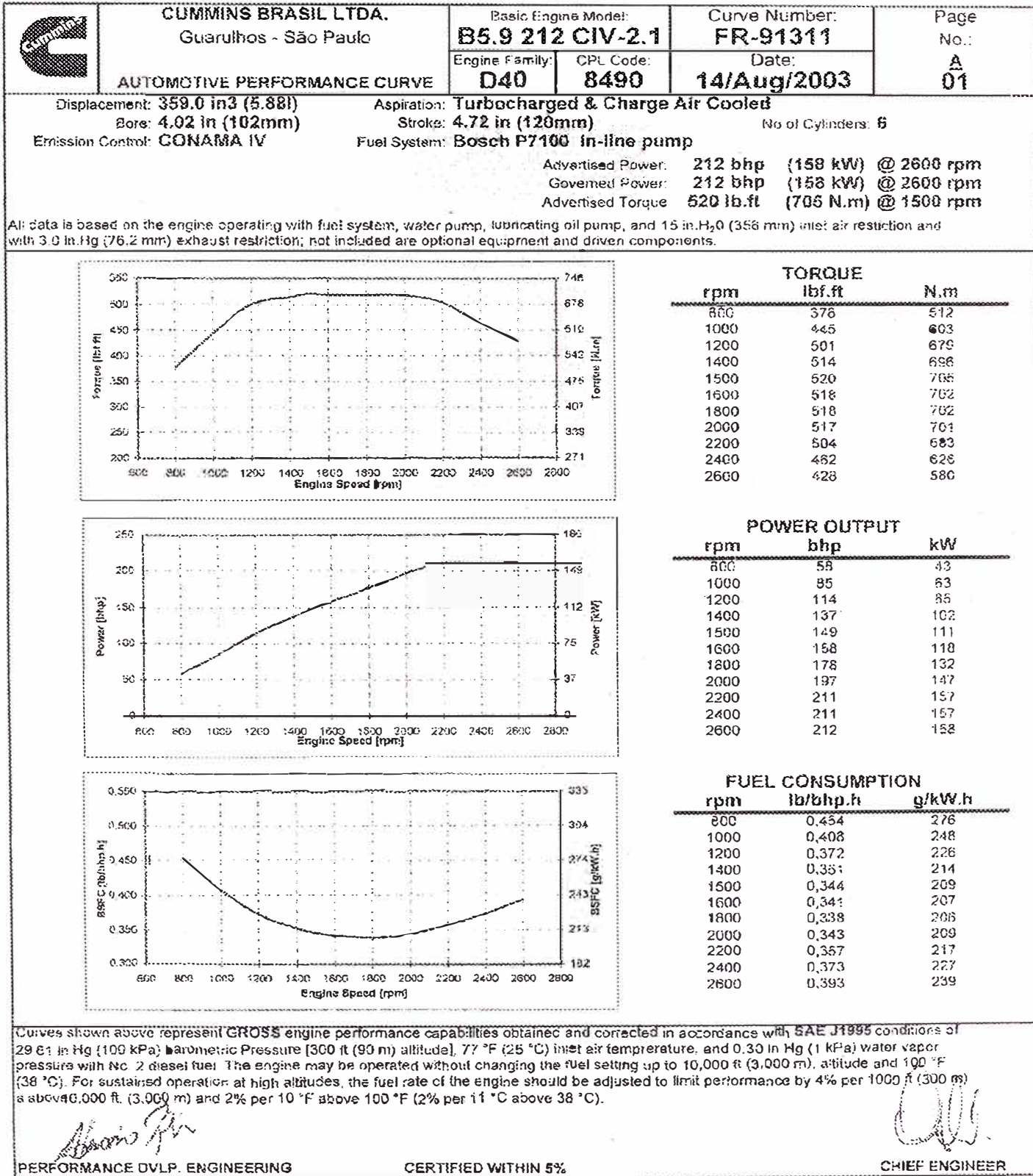


Gráfico 2.6. Curvas de Potencia y Torque de un motor Diesel Cummins de 212 Hp



**Cummins Brasil Ltda.**  
AUTOMOTIVE PERFORMANCE CURVE

Page  
No.:  
FR-91311  
A  
**03**

**Cooling System**

Coolant Capacity-Engine Only - U.S. Quart (litre).....	10.5 (9.9)
Standard Modulating Thermostat - Range - °F (°C).....	180-200 (82-93)
Maximum Coolant Pressure-Exclusive of Pressure Cap-Closed Thermostat at the Maximum No Load Governed Speed - psi (kPa).....	54 (27,3)
Maximum Coolant Temperature - Engine Out - °F (°C).....	212 (100)
Minimum Recommended Coolant Temperature - °F (°C).....	140 (60)
Minimum Cooling Capability @ Nominal Fuel Rate [Level #] With 15 mph (25 km/h) Ram Air Speed and 50/50 E.G. Coolant:	
Limiting Ambient Temperature (LAT) @ 2600 rpm - °F (°C).....	106 (41)
Limit Ambient Temperature (LAT) @ 1500 rpm - °F (°C).....	96 (37)
Intake Manifold to Ambient @ 2600 rpm - °F (°C).....	70 (21)
Minimum Fill Rate (Without Low Level Alarm) - U.S. gpm (litre/min).....	5 (19)
Minimum Coolant Expansion Space - % of System Capacity.....	5
Minimum Drawdown - % Greater than the Volume Not Filled at Initial Fill.....	1
Maximum Dearthion Time - Minutes.....	25
Minimum Pressure Cap - psi (kPa).....	7 (48)
Coolant Alarm Activation Temperature - °F (°C).....	212 (100)
Fan-On Coolant Temperature - °F (°C).....	200 (93)

**General Performance Data**

Idle Speed (typical) - rpm.....	800
Maximum No Load Governed Speed (Range) - rpm.....	2938 - 3042
Governor Droop (typical) - %.....	15
Maximum Overspeed Capability (15 Seconds Maximum) - rpm.....	4200
Thrust Bearing Load Limit	
Maximum Intermittent - lb (N).....	850 (3781)
Maximum Continuous - lb (N).....	400 (1779)
Torque Available at Clutch Engagement - [800 rpm] - lb.ft (N.m).....	378 (512)
Maximum Power from Front Power Take-Off in a Straight Torque - lb-ft (N.m).....	100 (75)
Standard Fuel Rating.....	FR-91311

**Performance Data**

Output - bhp (kW).....	212 (158)	149 (111)
Engine Speed - rpm.....	2600	1600
Torque - ft.lb (N.m).....	428 (581)	520 (705)
Inlet Air Flow - cfm (l/s).....	534 (252)	300 (141)
Charge Air Flow - lb/min (kg/min).....	37,1 (16,8)	20,8 (9,5)
Exhaust Gas Flow - cfm (litre/min).....	1253 (3548)	723 (2046)
Exhaust Gas Flow - lb/min (kg/min).....	38,5 (17,5)	21,7 (9,8)
Exhaust Gas temperature - °F (°C).....	856 (458)	766 (419)
Engine Coolant Heat rejection - BTU/min (kW).....	4573 (80,5)	3006 (52,9)
Radiator Coolant Flow with:		
Crank Pulley = 5.96 in (176.8 mm)-U.S. gpm (litre/min).....	60 (22)	29 (110)
Crank Pulley = 7.9 in (201.4 mm)-U.S. gpm (litre/min).....		
Turbo Compressor Outlet Pressure - inHg (mmHg).....	49 (1250)	31 (780)
Turbo Compressor Outlet Temperature - °F (°C).....	313 (156)	247 (119)
Nominal Fuel Consumption - lb/h (kg/h).....	80,5 (36,5)	50,2 (22,8)
Maximum Fuel Flow to Pump - lb/h (kg/h).....	N.A.	N.A.
Brake Mean Effective Pressure - psi (kPa).....	180 (124)	219 (150)
Friction Horsepower - hp (kW).....	33,5 (25)	12,2 (9)
Performance Curve Number.....	FR-91311	

Gráfico 2.6. Hoja de Especificaciones del motor Diesel Cummins de 212 Hp

El torque máximo se obtiene a 1500 RPM, donde la potencia es de 111 Kw. Y el consumo específico es de 209 gr/Kw.h.

Teniendo en cuenta las siguientes conversiones:

Densidad del Diesel = 0.845 Kg/litro. (0.1 Mpa y 288.15 K)

1litro = 0.264 Galones = 0.001 m<sup>3</sup>

Obtenemos que el consumo de combustible por hora es:

209 gr/Kw.h x 111 Kw = 23.199 Kg/h

En unidades volumétricas:

$$\frac{23.199 \text{ Kg/h}}{0.845 \text{ Kg/litro}} \times \frac{0.264 \text{ galones}}{1 \text{ litro}} = \mathbf{7.5 \text{ Galones/h}}$$

Esto multiplicando por el poder calorífico del combustible (Pc = 131 MBTU/Gal) tenemos que la cantidad de energía requerida por el motor en cada hora es:

$$7.2 \text{ Gal/h} \times 131 \text{ MBTU/Gal} = \mathbf{982.2 \text{ MBTU/h.}}$$

Finalmente de los resultados obtenidos hacemos un cuadro comparativo de consumo horario de combustible entre el motor a GNV BG230 y un motor a Diesel 6BTAA5.9. Ver Cuadro 2.3.

Cuadro 2.3. Comparativo de Consumo entre un motor Diesel modelo 6BTAA5.9 y un motor a GNV modelo BG230.

	Motor a GNV		Motor Diesel	
Modelo :	BG 230		6BTAA	
Marca :	Cummins		Cummins	
Combustible :	GNV		Diesel	
Potencia Máxima :	230	HP @ 2800 rpm N-m @ 1,600	212	HP @ 2600 rpm N-m @ 1,500
Peak Torque :	678	rpm	705	rpm
Potencia a Peak Torque :	113	kw	111	Kw
Consumo a Governor Speed :	23.60	Kg/h	0.209	Kg/kw.h
<b>Consumo a Governor Speed ( Kg/hora ) :</b>	<b>23.60</b>	<b>Kg/h</b>	<b>23.20</b>	<b>Kg/h</b>
<b>Considerando</b>				
Densidad de Gas Natural Comprimido :	0.7	kg / m <sup>3</sup>		
Densidad del Diesel 2 :			7	lb/gal
<b>Consumo de Combustible :</b>	<b>33.71</b>	<b>m<sup>3</sup> / hora</b>	<b>7.29</b>	<b>gal / hora</b>

## 2.6. NORMAS TÉCNICAS PARA USO DEL SISTEMA DE GNV EN VEHÍCULO AUTOMOTRICES

Las Normas Técnicas Peruanas (NTP) en la actualidad están orientadas básicamente para en las conversiones de vehículos gasolineros a GNV. Y no existe algo definido en relación a repotenciamientos, es decir reemplazo de un motor Diesel por un motor exclusivamente diseñado para trabajar con GNV, en un vehículo de carga.

Sin embargo hemos tomado como referencia las siguientes normas en el uso de componentes en la instalación y las labores de montaje:

### **NTP 111,013**

Cilindros de alta presión para almacenamiento de gas natural utilizado como combustible para vehículos automotores

### **NTP 111,014**

Componentes del equipo de conversión para vehículos que funcionan con gas natural vehicular (GNV)



**NTP 111,015**

Montaje de equipos completos en vehículos con gas natural vehicular (GNV)

**NTP 111,016**

Dispositivos de sujeción para cilindros en vehículos con gas natural vehicular (GNV)

**NTP 111,018**

Taller de montaje y reparación de equipos completos para gas natural vehicular (GNV).

## **CAPITULO III.- DESARROLLO DE LA REPOTENCIACIÓN**

### **3.1 APLICACIÓN EN UN CAMIÓN VW MODELO 26.260**

Uno de los sectores que hoy en día ha incrementado su demanda es el del sector de construcción. Por ello las empresas que prestan servicios en este rubro han re estructurado costos en su producción para mantener competitivos. En este grupo de empresas están las que producen el concreto pre mezclado. En estas empresas uno de los puntos de gastos críticos es la distribución. Esta la realizan a través de unidades de carga o Mixer que sobre el chasis llevan el mezclador con el concreto.

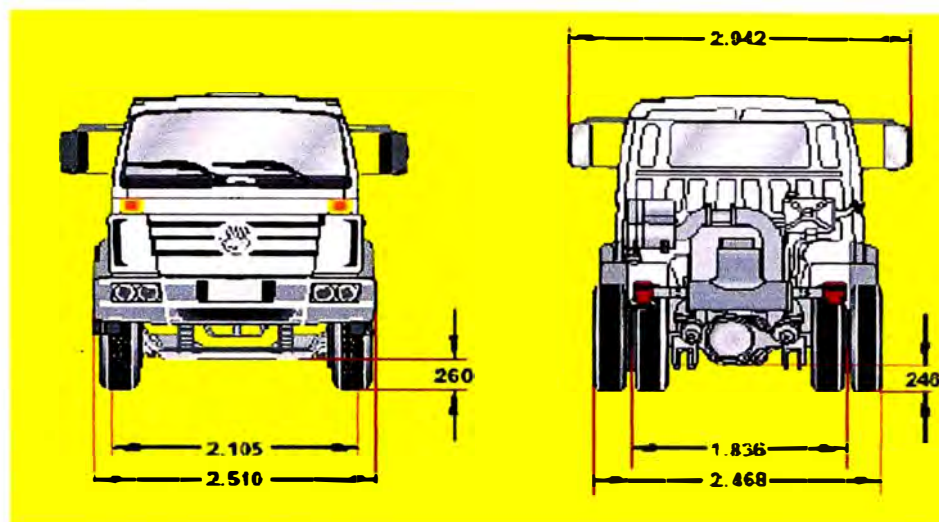
El costo de combustible es uno de los gastos mayores en estos Mixer en una de las empresas líderes en nuestro medio en el concreto pre mezclado. Y es en una de sus unidades en que se inicio el desarrollo de este proyecto.

La unidad designada para iniciar la repotenciación fue un Camión marca Volkswagen modelo 26.260 con las siguientes características: Ver Grafico 3.1. y 3.2.

<b>FICHA TÉCNICA CAMION VOLKSWAGEN 26.260</b>	
<b>MOTOR</b>	
Modelo	Cummins 6CTAA turbo y intercooler
Nº de cilindros	6 en línea
Cilindrada (cm <sup>3</sup> )	8270
Diámetro del pistón (mm)	114
Carrera del pistón (mm <sup>3</sup> )	135
Relación de compresión	17,3:1
Potencia neta máx. - cv (Kw) / rpm (*)	256 (189) / 2200
Par motor neto máx. - Kgfm (Nm) / rpm (*)	106 (1043) / 1500
Consumo específico - g/cv.h (g/kW.h) / rpm (*)	153 (208) / 1500
Secuencia de inyección	1-5-3-6-2-4
Bomba inyectora	Bosch P-7100 - en línea
Compresor de aire	Wabco
<b>TRANSMISION</b>	
Caja de cambio	Eaton RT 7608- LL
Mando	palanca en el suelo
Nº de marchas	10 adelante, 3 reversa
Relación de transmisión: 1er	18,81:1
2a	12,31:1
3a	8,24:1
4a	6,07:1
5a	4,51:1
6a	3,32:1
7a	2,48:1
8a	1,83:1
9a	1,36:1
10a	1,00:1
Reversa	17,87:1 / 11,69:1 / 3,52:1
Tracción	6 x 4
<b>EJE TRASERO MOTRIZ</b>	
Tipo	eje rígido en acero estampado
Modelo	Meritor RT 46-145
Relación de reducción	5,29:1
<b>RUEDAS Y NEUMATICOS</b>	
Aros de las ruedas	7.50"x20.0" 7.50"x22.5"
Neumáticos	10.00x20-16PR 10.00R20 11R22,5 275/80R22,5
<b>SISTEMA ELECTRICO</b>	
Tensión nominal	12V
Batería	12V - 170Ah
Alternador	14V - 90A

Gráfico 3.1. Especificaciones del camión VW modelo 26.260

### VISTA DELANTERA, TRASERA Y LATERAL VW 26.260



Dimensiones principales (mm)

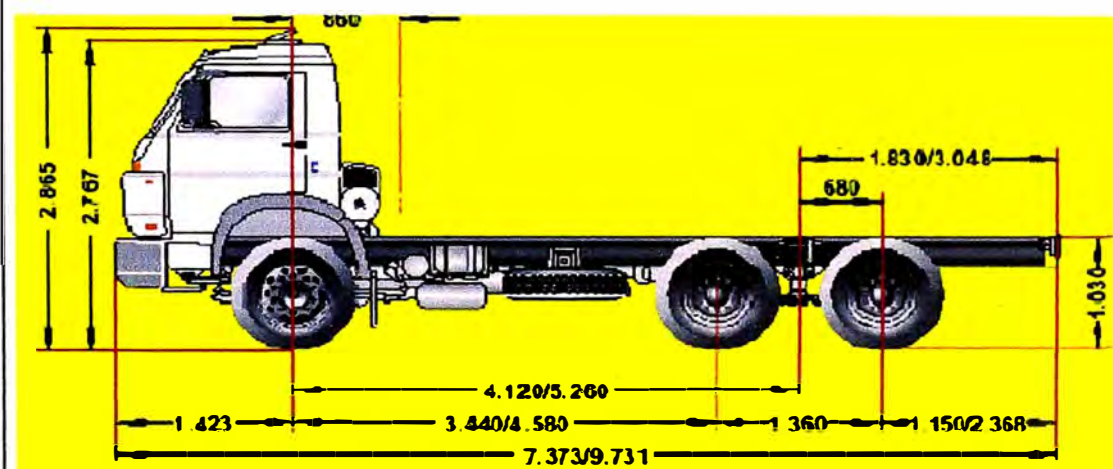


Gráfico 3.2. Vistas del chasis del camión VW modelo 26.260

El motor que posee el camión es un motor Cummins Diesel modelo 6CTAA8.3 de 253 Hp, cuyas características son las siguientes. Ver Gráficos 3.3. y 3.4.

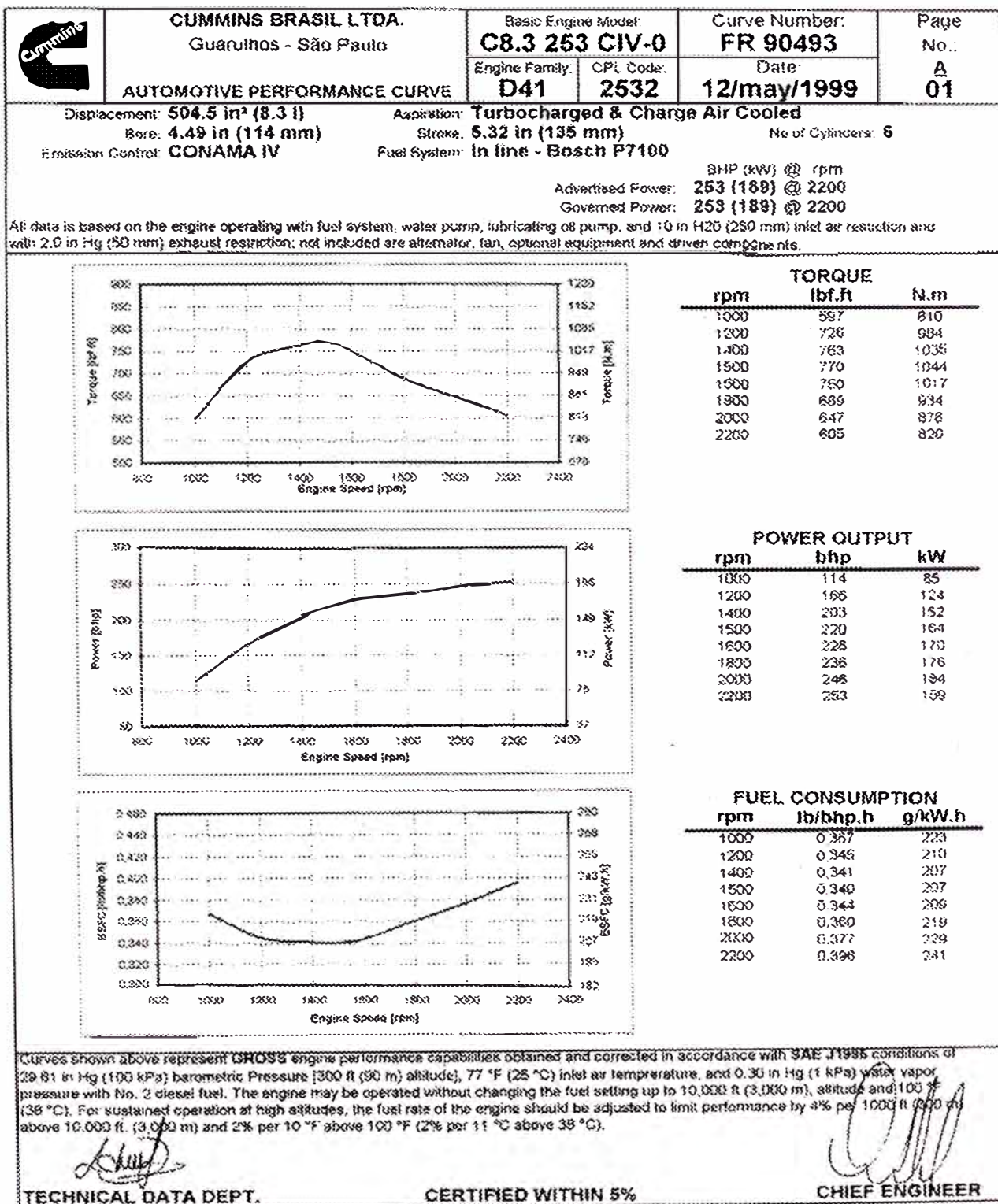


Gráfico 3.3. Curvas de Potencia, Torque y Consumo de Combustible de un motor Cummins Diesel modelo 6BTAA5.9



**Cummins Brasil Ltda.**  
AUTOMOTIVE PERFORMANCE CURVE

Page  
No.  
FR 90493  
A  
03

**Cooling System**

Coolant Capacity-Engine Only - U.S.Quart (litre).....	10.7 (10.1)
Standard Modulating Thermostat - Range - °F (°C).....	180-195 (82-91)
Maximum Coolant Pressure-Exclusive of Pressure Cap-Closed Thermostat at the Maximum no Load Governed Speed - psi (kPa).....	33 (228)
Maximum Coolant Temperature - Engine Out - °F (°C).....	212 (100)
Minimum Recommended Coolant Temperature - °F (°C).....	158 (70)
Minimum Cooling Capability @ Nominal Fuel Rate [Level II] With 15 mph (25 km/h) Ram Air Speed and 50/50 E.G. Coolant:	
Limiting Ambient Temperature (LAT) @ 2200 rpm - °F (°C).....	106 (59)
Limit Ambient Temperature (LAT) @ 1400 rpm - °F (°C).....	115 (64)
Intake Manifold to Ambient @ 2200 rpm - °F (°C).....	38 (21)
Minimum Fill Rate (Without Low Level Alarm) - U.S. gpm (litre/min).....	5 (19)
Minimum Coolant Expansion Space - % of System Capacity.....	6
Minimum Drawdown - % Greater than the Volume Not Filled at Initial Fill.....	1
Maximum Dearthion Time - Minutes.....	25
Minimum Pressure Cap - psi (kPa).....	9 (62)
Coolant Alarm Activation Temperature - °F (°C).....	220 (104)
Fan-On Coolant Temperature - °F (°C).....	200 (93)

**General Performance Data**

Idle Speed (typical) - rpm.....	700
Maximum No Load Governed Speed (Range) - rpm.....	2590-2690
Governor Droop (typical) - %.....	20
Maximum Overspeed Capability (15 Seconds Maximum) - rpm.....	3750
Thrust Bearing Load Limit	
Maximum Intermittent - lb (N).....	800 (3560)
Maximum Continuous - lb (N).....	600 (2670)
Torque Available at Clutch Engagement - [1000 rpm] - lb.ft (N.m).....	597 (810)
Maximum Power from Front Power Take-Off in a Straight Torque - lb-ft (N.m).....	420 (570)
Standard Fuel Rating.....	FR90493

**Performance Data**

	<b>Advised Power</b>	<b>Peak Torque</b>
Output - bhp (kW).....	253 (189)	220 (164)
Engine Speed - rpm.....	2200	1500
Torque - ft.lb (N.m).....	604 (820)	770 (1044)
Inlet Air Flow - cfm (l/s).....	712 (387)	461 (218)
Charge Air Flow - lb/min (kg/min).....	49.8 (23.4)	32.2 (14.6)
Exhaust Gas Flow - cfm (litre/min).....	N/A	N/A
Exhaust Gas Flow - lb/min (kg/min).....	51.5 ( )	33.5 (15.2)
Exhaust Gas temperature - °F (°C).....	957 (514)	901 (483)
Engine Coolant Heat rejection - BTU/min (kW).....	4747 (83.5)	3164 (55.6)
Engine Air Heat rejection - BTU/min (kW).....	2582 (45.4)	899 (15.8)
Radiator Coolant Flow with:		
Crank Pulley = 6.96 in (176.8 mm)-U.S.gpm (litre/min).....	68 (257)	37 (140)
Crank Pulley = 7.9 in (201.4 mm)-U.S.gpm (litre/min).....	78 (295)	42 (159)
Turbo Compressor Outlet Pressure - inHg (mmHg).....	45.2 (1148)	39.0 (990)
Turbo Compressor Outlet Temperature - °F (°C).....	348 (175)	301 (150)
Nominal Fuel Consumption - lb/h (kg/h).....	100.2 (45.4)	74.8 (33.9)
Maximum Fuel Flow to Pump - lb/h (kg/h).....	N/A	N/A
Brake Mean Effective Pressure - psi (kPa).....	180.5 (1244)	230.2 (1587)
Friction Horsepower - hp (kW).....	34.2 (25.5)	N/A
Performance Curve Number.....	FR90493	

Gráfico 3.4. Hoja de Especificaciones del camión de un motor Cummins Diesel modelo 6BTAA5.9

### 3.2 SELECCIÓN DEL MOTOR A GNV

Para la selección tomamos en cuenta la potencia y torque y seleccionamos un motor a GNV igual o superior a los parámetros del motor Diesel.

Potencia del motor Diesel = 253 Hp a 2200 RPM

Torque de motor Diesel = 1044 Nm a 1500 RPM

Para seleccionar el motor escogemos la marca Cummins que es uno de los fabricantes de motores con más de 90 años de experiencia en el diseño y fabricación exclusivamente de motores Diesel y a Gas.

Verificamos de la lista de opciones de motor a GNV que ofrece esta marca en aplicación automotriz (según cuadro 3.1.), cual es el que pueda cubrir esta necesidad de potencia.

Cuadro 3.1. Opciones que ofrece Cummins de motores a GNV



#### Ratings.

Engine Model	Displacement	Advertised Power	
		HP	KW
ISL G	8.9 L	250-320	186-239
C Gas Plus	8.3 L	250-280	187-209
B Gas Plus	5.9 L	195-230	145-172
B Gas Intl.	5.9 L	150-230	112-172

La potencia requerida es 259 Hp por lo que seleccionamos el modelo CGplus, que cubre ese rango de potencias.

Ahora verificamos que en este modelo de motor existen las siguientes configuraciones según Cuadro 3.2.

Cuadro 3.2. Potencias disponibles la marca Cummins en el modelo CG

Plus

### **C Gas Plus Ratings**

<b>ENGINE MODEL</b>	<b>ADVERTISED KW (HP) @ RPM</b>	<b>PEAK TORQUE N•M (LB-FT) @ RPM</b>	<b>GOVERNED SPEED</b>
<b>TRUCK AND BUS</b>			
CGe 280 30	209 (280) @ 2,400	1152 (850) @ 1,400	2,400 RPM
CGe 250 31	187 (250) @ 2,400	895 (660) @ 1,400	2,400 RPM
<b>TRUCK</b>			
CGe 250 30	187 (250) @ 2,400	1017 (750) @ 1,400	2,400 RPM

Por lo que seleccionamos el motor **CGe 280 de 280 Hp**, pues las demás potencias en este modelo están por debajo de lo requerido.

A continuación la hoja de especificaciones del motor Cummins a GNV modelo CGe 280.



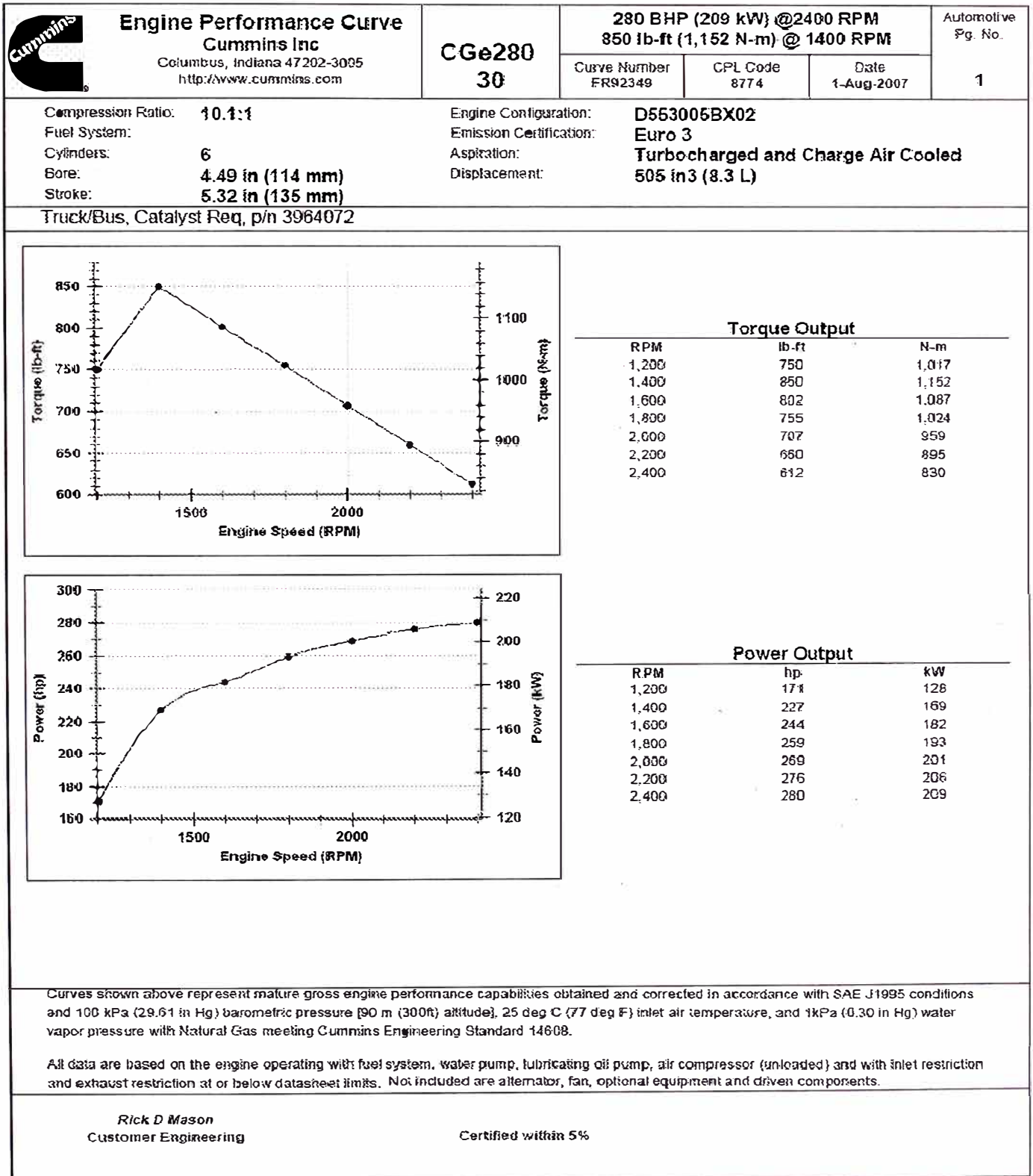


Gráfico 3.5. Curvas de Potencia y Torque de un motor Cummins a GNV modelo CGe280.


 <b>Engine Performance Curve</b> Cummins Inc Columbus, Indiana 47202-3005 http://www.cummins.com	<b>CGe280</b> <b>30</b>	<b>280 BHP (209 kW) @2400 RPM</b> <b>850 lb-ft (1,152 N-m) @ 1400 RPM</b>			Automotive Pg. No. <b>2</b>	
		Curve Number FR92349	CPL Code 8774	Date 1-Aug-2007		
Compression Ratio: <b>10.1:1</b> Fuel System: Cylinders: <b>6</b> Bore: <b>4.49 in (114 mm)</b> Stroke: <b>5.32 in (135 mm)</b>	Engine Configuration: Emission Certification: Aspiration: Displacement:	<b>D553005BX02</b> <b>Euro 3</b> <b>Turbocharged and Charge Air Cooled</b> <b>505 in3 (8.3 L)</b>				
<b>General Performance Data</b>						
Maximum low idle speed		900 RPM				
Minimum low idle speed		700 RPM				
Nominal no load governed speed		2,700 RPM				
Maximum overspeed capability		3,750 RPM				
Torque available at clutch engagement		410 lb-ft		556 N-m		
<b>Air Induction System</b>						
Maximum temperature rise between ambient air and engine air inlet		30 delta deg F		16.7 delta deg C		
<b>Exhaust System</b>						
Maximum back pressure imposed by complete exhaust system		68 in H2O		17 kPa		
Minimum exhaust back pressure:		0 in H2O		0 mm H2O		
<b>Cooling System</b>						
Maximum coolant temperature - engine out		212 deg F		100 deg C		
Maximum coolant pressure (exclusive of pressure cap; closed thermostat at maximum no load speed)		33 psi		228 kPa		
Minimum cooling capability @ nominal fuel rate [Level (I) with 15 mile/hr (24 km/hr) ram air speed and 50/50 E.G. coolant:						
Engine out coolant to ambient @ 2,400 RPM		106 delta deg F		58.9 delta deg C		
Engine out coolant to ambient @ 1,400 RPM		115 delta deg F		63.9 delta deg C		
Charge air cooler to ambient @ 2,400 RPM		38 delta deg F		21.1 delta deg C		
Maximum allowable pressure drop across charge air cooler and OEM CAC piping (CACDP)		4 in-Hg		14 kPa		
Maximum coolant temperature for engine protection controls		220 deg F		104 deg C		
<b>Maximum Rating Performance Data</b>						
	Governed Speed		Maximum Power		Peak Torque	
Engine Speed	2,400 RPM				1,400 RPM	
Output Power	260 hp	209 kW			227 hp	169 kW
Torque	613 lb-ft	637 N-m			850 lb-ft	1,152 N-m
Inlet Air Flow	621 ft <sup>3</sup> /min	293 L/s			435 ft <sup>3</sup> /min	205 L/s
Charge Air Flow	44 lb/min	20 kg/min			31 lb/min	14 kg/min
Exhaust Gas Flow	1,730 ft <sup>3</sup> /min	616 L/s			1,141 ft <sup>3</sup> /min	538 L/s
Exhaust Gas Temperature	1,169 deg F	643 deg C			1,089 deg F	587 deg C
Heat Rejection to Coolant	6,343 BTU/min	112 kW			4,548 BTU/min	80 kW
Radiator Coolant Flow *	89 gpm	5.6 L/s			52 gpm	3.3 L/s
Turbo Comp. Outlet Pressure	41 in-Hg	138 kPa			49 in-Hg	165 kPa
Turbo Comp. Outlet Temperature	298 deg F	148 deg C			325 deg F	163 deg C
Fuel Consumption	104 lb/hr	47.2 kg/hr			74 lb/hr	33.6 kg/hr
Brake Mean Effective Pressure	165 psi	1,278 kPa			254 psi	1,751 kPa
* - Radiator Coolant Flow is approximately 5% less with a continuously deaerating system. Coolant: 50/50 - Ethylene Glycol/Water by volume. Values are within +/- 5%.						
<b>End of Report</b>						

Gráfico 3.6. Hoja de Especificaciones de un motor Cummins a GNV modelo CGe280.

### 3.3 ANALISIS DE LA CONFIGURACION DEL CAMION

A continuación haremos el análisis comparativo del comportamiento del motor Diesel 6CTAA8.3 que está instalado en el camión y del motor GNV que reemplazaría al Diesel de tal manera que verificaremos cual de los dos motores tiene un mejor comportamiento en la unidad

#### 3.3.1 ANALISIS DINAMICO DEL MOTOR EC:

Hacemos un análisis del comportamiento del motor Diesel, para ello utilizamos la siguiente ecuación:

$$\eta_{Motor} = \frac{V_{Camion} \times \Gamma_{Corona} \times \Gamma_1}{\Phi_{Camion} \times \pi \times 60} \quad \dots\dots\dots \text{Ecuación 3.1}$$

Así como utilizaremos los datos del camión y del motor.

Calculamos la velocidad máxima del camión durante el primer cambio:

Consideramos

$$\begin{aligned} \Phi_{Camion} &= \text{Diámetro de la rueda motriz (km)} = 2 \times 22.5 \text{ pulg} \\ &= 0.571 \times 10^{-3} \text{ Km.} \end{aligned}$$

$$\eta_{Motor} = \text{RPM de la rueda motor} = 2200 \text{ RPM (máximo)}$$

$$\Gamma_{Corona} = \text{Ratio del diferencial} = 5.29$$

$$\Gamma_1 = \text{Ratio de la caja} = 18.81$$

Reemplazando en la ecuación tenemos:

$$V_{Camion} = \frac{\Phi_{Camion} \times \pi \times 60 \times \eta_{Motor}}{\Gamma_{Corona} \times \Gamma_1}$$

Reemplazando:

$$V_{\text{Camion}} = \frac{2 \times 0.571 \times 10^{-3} \times 3.1416 \times 60 \times 2200}{5.29 \times 18.81} =$$

$$V_{\text{Camion}} = 4.762 \text{ Km/h.}$$

Calculamos las RPM que desarrolla el motor cuando se hace el 2do cambio considerando la  $V_{\text{Camion}} = 4.76 \text{ Km/h}$ :

$$\eta_{\text{Motor}} = \frac{V_{\text{Camion}} \times \Gamma_{\text{Corona}} \times \Gamma_2}{\varphi_{\text{Camion}} \times \pi \times 60}$$

Reemplazando tenemos:

$$\eta_{\text{Motor}} = \frac{4.76 \times 5.29 \times 12.31}{2 \times 0.571 \times 10^{-3} \times \pi \times 60}$$

$$\eta_{\text{Motor}} = 1439 \text{ RPM}$$

Según las curvas de torque del motor Diesel tenemos que cuando el motor este revolucionando a 1439 RPM el motor desarrollará un torque de **1038.51 Nm**.

El mismo cálculo hacemos para todos los cambios del camión. Es decir para los ratios:

$$\Gamma_3 = 8.24; \Gamma_4 = 6.07; \Gamma_5 = 4.51; \Gamma_6 = 3.32; \Gamma_7 = 2.48; \Gamma_8 = 1.83;$$

$$\Gamma_9 = 1.36; \Gamma_{10} = 1.$$

Los resultados se muestran en el cuadro 3.3:

Cuadro 3.3. Resultados del Análisis del comportamiento del motor en el Camión VW 26.260

Cambios	Ratios de Caja	Velocidad Camión al Iniciar el cambio Km/h	Velocidad del Camión al terminar el cambio Km/h	RPM Máximo del Motor	Caída de RPM del motor	Torque N.M
1	18.81	0.00	4.76	2200		
2	12.31	4.76	7.27	2200	1439	1039
3	8.24	7.27	10.87	2200	1472	1041
4	6.07	10.87	14.70	2200	1620	1008
5	4.51	14.70	19.86	2200	1634	1002
6	3.32	19.86	26.90	2200	1619	1009
7	2.48	26.90	36.00	2200	1643	999
8	1.83	36.00	48.90	2200	1623	1007
9	1.36	48.90	65.80	2200	1635	1002
10	1	65.80	89.60	2200	1617	1010

La variación de las RPM del motor en todos los cambios varían desde 1439 RPM y 1643 RPM. Así como los valores del torque lo llevamos a la curva de torque del motor Diesel. Ver grafico 3.7.

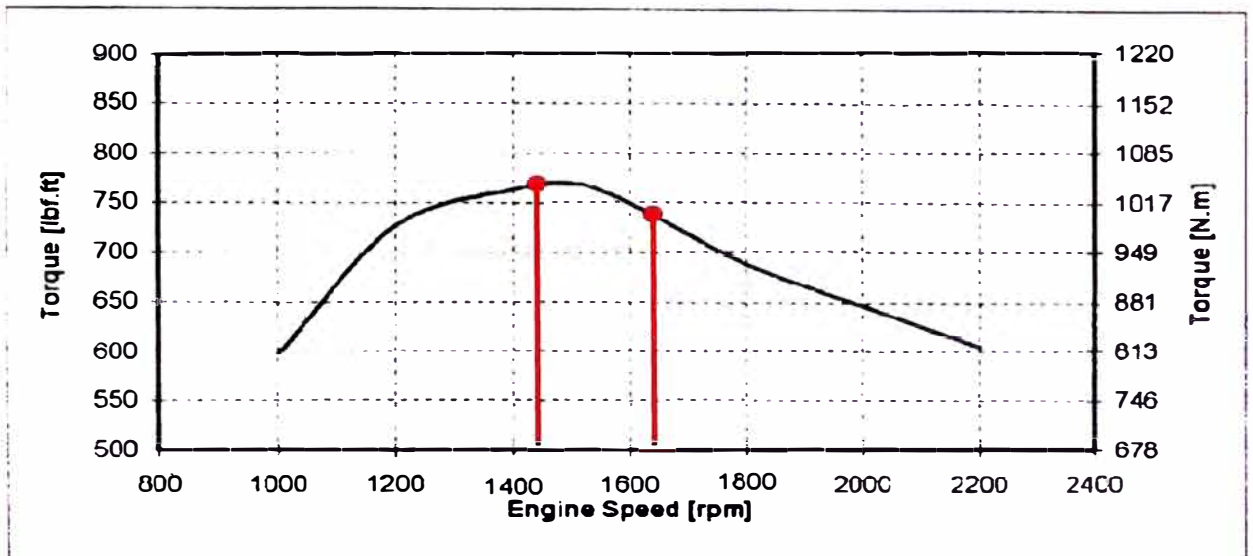


Gráfico 3.7.- Curva de torque del motor Diesel 6CTAA8.3

### 3.3.2. ANALISIS DINÁMICO DEL MOTOR GNV:

Analizamos el comportamiento del motor a GNV seleccionado, para ello también utilizamos la ecuación 3.1.

Calculamos la velocidad máxima del camión durante el primer cambio:

Consideramos

$$\begin{aligned} \varphi_{\text{Camion}} &= \text{Diámetro de la rueda motriz (km)} = 2 \times 22.5 \text{ pulg} \\ &= 0.571 \times 10^{-3} \text{ Km.} \end{aligned}$$

$$\eta_{\text{Motor}} = \text{RPM de la rueda motor} = 2400 \text{ RPM (máximo)}$$

$$\Gamma_{\text{Corona}} = \text{Ratio del diferencial} = 5.29$$

$$\Gamma_1 = \text{Ratio de la caja} = 18.81$$

Reemplazando en la ecuación 3.1 tenemos:

$$V_{\text{Camion}} = \frac{\varphi_{\text{Camion}} \times \pi \times 60 \eta_{\text{Motor}}}{\Gamma_{\text{Corona}} \times \Gamma_1}$$

Reemplazando:

$$V_{\text{Camion}} = \frac{2 \times 0.571 \times 10^{-3} \times 3.1416 \times 60 \times 2400}{5.29 \times 18.81} =$$

$$V_{\text{Camion}} = 5.2 \text{ Km/h.}$$

Calculamos las RPM que desarrolla el motor cuando se hace el 2do cambio considerando la  $v_{\text{Camion}} = 5.2 \text{ Km/h}$ :

$$\eta_{\text{Motor}} = \frac{V_{\text{Camion}} \times \Gamma_{\text{Corona}} \times \Gamma_2}{\varphi_{\text{Camion}} \times \pi \times 60}$$

Reemplazando tenemos:

$$\eta_{\text{Motor}} = \frac{5.2 \times 5.29 \times 12.31}{2 \times 0.571 \times 10^{-3} \times \pi \times 60}$$

$$\eta_{\text{Motor}} = 1573 \text{ RPM}$$

El mismo cálculo hacemos para todos los cambios del camión. Es decir para los ratios:

$$\Gamma_3 = 8.24; \Gamma_4 = 6.07; \Gamma_5 = 4.51; \Gamma_6 = 3.32; \Gamma_7 = 2.48; \Gamma_8 = 1.83;$$

$$\Gamma_9 = 1.36; \Gamma_{10} = 1.$$

Para observar mejor los resultados obtenidos desarrollamos el cuadro 3.4 así mismo realizamos el Grafico.

Cuadro 3.4. Resultados del Análisis de la configuración del Camión VW 26.260 con el motor GNV

Cambios	Ratios de Caja	Velocidad Camión al Iniciar el cambio Km/h	Velocidad del Camión al terminar el cambio Km/h	RPM Máximo del Motor	Caída de RPM del motor	Torque N.M
1	18.81	0,00	5,19	2400		
2	12.31	5,19	7,94	2400	1570	1096
3	8.24	7,94	11,86	2400	1606	1085
4	6.07	11,86	16,10	2400	1768	1034
5	4.51	16,10	21,67	2400	1783	1029
6	3.32	21,67	29,44	2400	1767	1034
7	2.48	29,44	39,41	2400	1793	1026
8	1.83	39,41	53,41	2400	1771	1033
9	1.36	53,41	71,87	2400	1784	1029
10	1	71,87	97,80	2400	1765	1035

Las RPM mínima y máxima lo llevamos a la curva de torque del motor a GNV seleccionado. Ver grafico 3.8.

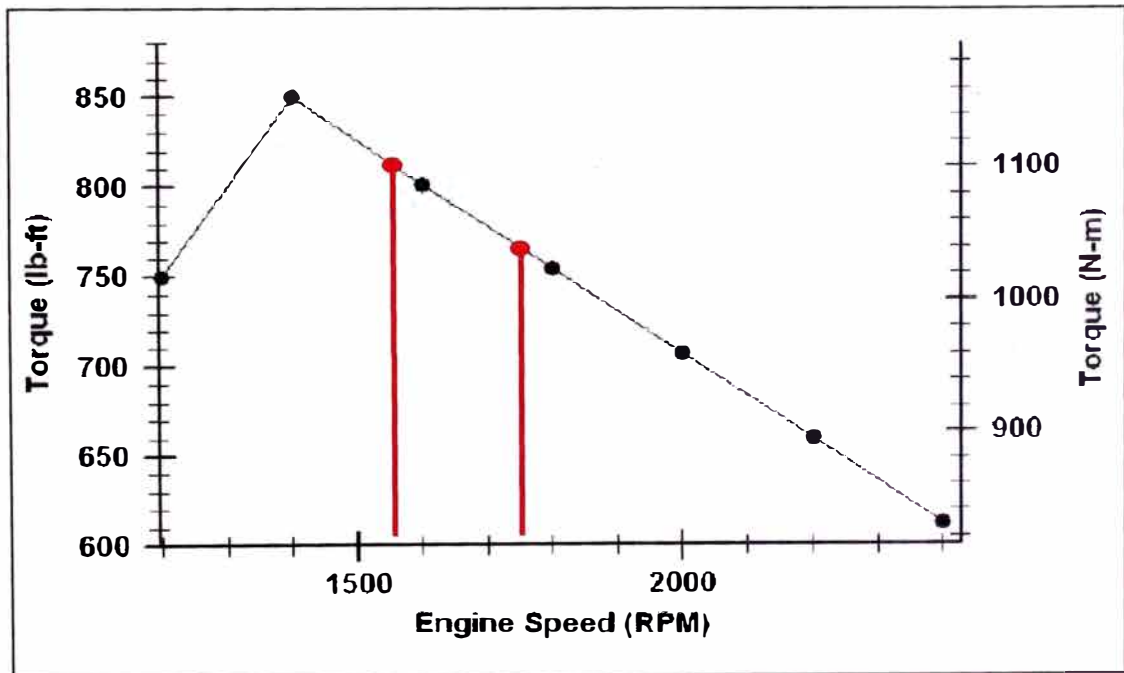


Gráfico 3.8.- Curva de torque del motor GNV modelo CG 280



Haciendo una comparación entre el comportamiento de los gráficos 3.7 y 3.8 obtenidos luego del análisis operacional del camión con el motor Diesel y el GNV seleccionado, observamos que el motor GNV en el camión tendrá un mejor comportamiento pues las caídas de las RPM están lejos del punto de torque máximo, lo que significa que durante la operación la unidad tendrá un mayor reserva de torque, un mejor performance.

En tal sentido consideramos el motor a GNV seleccionado como una mejor opción para el camión VW moldeo 26.260

### **3.4 CÁLCULO DE LA AUTONOMÍA Y EL CONSUMO.**

#### **Autonomía**

Tenemos que el consumo diario de Diesel según manifestación del usuario es de 25 galones. En tal sentido según el ejemplo práctico que se realizó en el capítulo anterior tendríamos que el volumen de GNV necesario para producir igual al combustible Diesel es **109.2 m<sup>3</sup>**

Es decir para una autonomía de 25 galones de Diesel en esta unidad es aproximadamente 110 m<sup>3</sup> de GNV.

Por otro lado consideramos que el volumen de GNV almacenados en cada tanque varía entre 10 a 30 m<sup>3</sup> de GNV a condiciones normales (0.10 Mpa y 283 °K). Asumimos un tanque medio de 20 m<sup>3</sup> por lo que necesitaríamos  $109 / 20 = 06$  **tanques aproximadamente de 20 m<sup>3</sup>**.

#### **Consumo**

El consumo de GNV (Fuel consumption) del motor seleccionado modelo CG280 en el torque máximo es **33.6 Kg/h**.

Por otro lado el motor Diesel que posee el camión modelo 6CTAA8.3 de 253 Hp según las especificaciones del motor el torque máximo se obtiene a 1500 RPM, donde la potencia es de 164 Kw. Y el consumo específico es de 207 gr/Kw.h.

Teniendo en cuenta las siguientes conversiones:

Densidad del Diesel = 0.845 Kg/litro. (0.1 Mpa y 288.15 K)

1litro = 0.264 Galones = 0.001 m<sup>3</sup>

Obtenemos que el consumo de combustible por hora es:

207 gr/Kw.h x 164 Kw = 33.95 Kg/h

En unidades volumétricas:

$$\frac{33.95 \text{ Kg/h} \times 0.264 \text{ galones}}{0.845 \text{ Kg/litro} \times 1 \text{ litro}} = \mathbf{10.6 \text{ Galones/h}}$$

Esto multiplicando por el poder calorífico del combustible (Pc = 131 MBTU/Gal) tenemos que la cantidad de energía requerida por el motor en cada hora es:

10.6 Gal/h x 131 MBTU/Gal = **1,389.5 MBTU/h.**

En el Cuadro 3.4. Desarrollamos un comparativo del consumo horario entre el motor a GNV CGe 280 y el motor Diesel 6CTAA8.3

Cuadro 3.4. Comparativo del Consumo Horario entre un motor a GNV modelo CGe280 y un Motor Diesel 6CTAA8.3

	Motor a GNV		Motor Diesel 6CTAA8.3	
Modelo :	CG-280		6CTAA8.3	
Marca :	Cummins		Cummins	
Combustible :	GNV		Diesel	
Potencia Máxima :	280	HP @ 2400 rpm N-m @ 1,400	253	HP @ 2200 rpm N-m @ 1,500
Peak Torque :	1152	rpm	1044	rpm
Potencia a Peak Torque :	169	kw	164	kw
Consumo a Governor Speed :	33.60	Kg/h	0.207	Kg/kw.h
<b>Consumo a Governor Speed ( Kg/hora ) :</b>	<b>33.60</b>	<b>Kg/h</b>	<b>33.95</b>	<b>Kg/h</b>
<b>Considerando</b>				
Densidad de Gas Natural Comprimido :	0.7	kg / m3		
Densidad del Diesel 2 :			7	lb/gal
<b>Consumo de Combustible :</b>	<b>48.00</b>	<b>m3 / hora</b>	<b>10.67</b>	<b>Gal / hora</b>

### 3.5 COMPONENTES PARA LA INSTALACIÓN DEL MOTOR Y DEL SISTEMA A GNV.

#### 3.5.1. Motor a GNV:

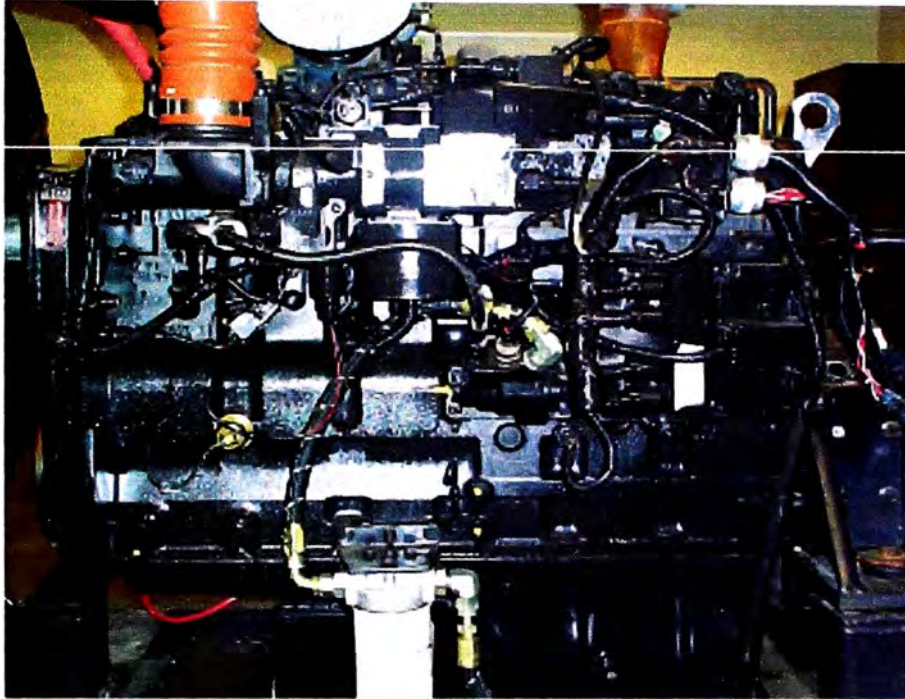


Foto 3.1. Vista Lateral del motor Cummins modelo CGe280

Es un motor Cummins modelo CGe280 de gobernación electrónica. Ver Plano N°1. Posee un modulo electrónico ECM que según las lecturas de los diferentes sensores instalados en el motor y en el vehículo para controlar los diferentes sistemas tanto en el motor como en el sistema de GNV como: consumo de combustible, velocidad, posición temperaturas, presiones, etc.

**Electronic Control Module (ECM)**

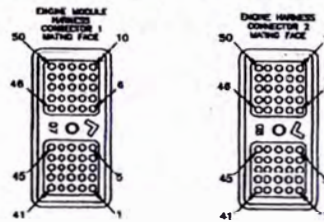
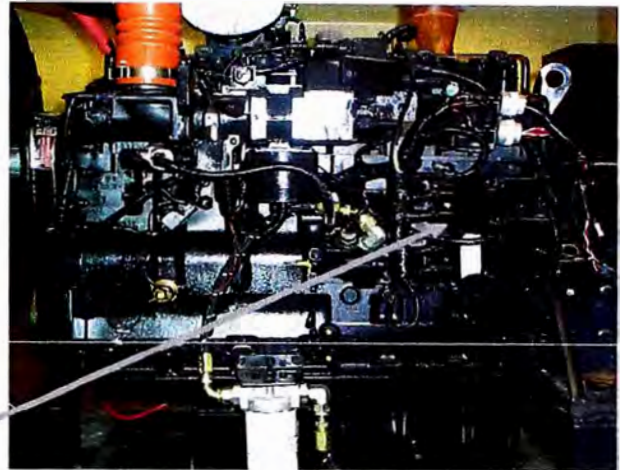
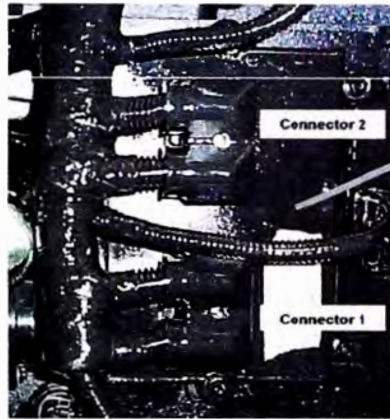


Foto 3.2. Modulo Electrónico del vehículo

**C8.3G+ Electronic Control System**

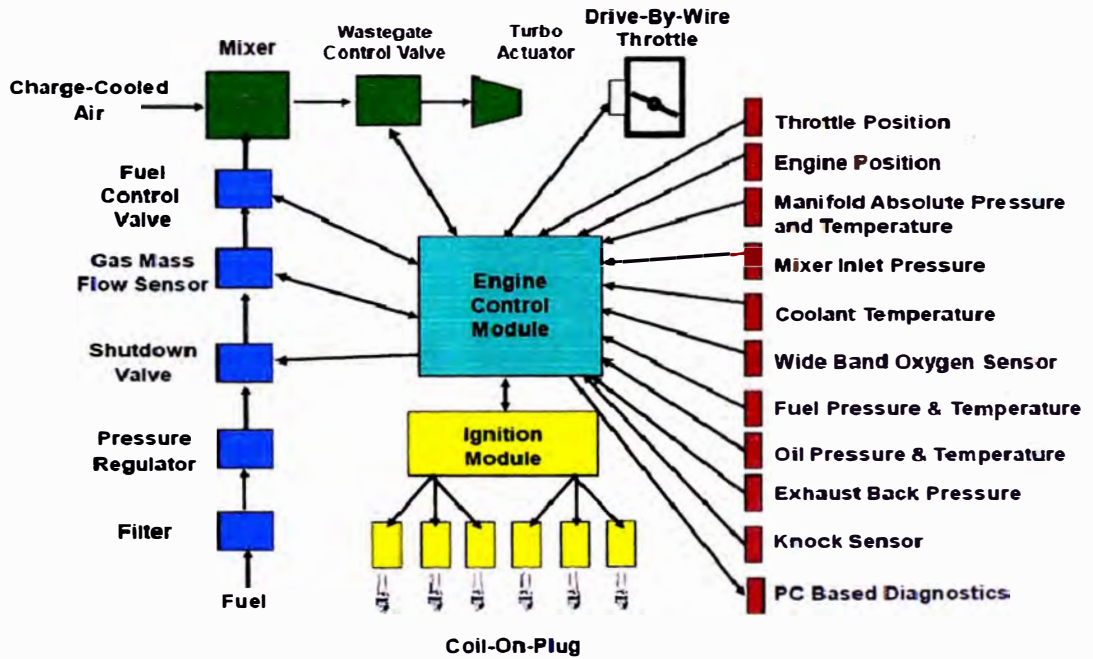


Gráfico 3.8. Esquema del modulo electrónico. Las barras rojas son los sensores.

### Engine Position Sensor

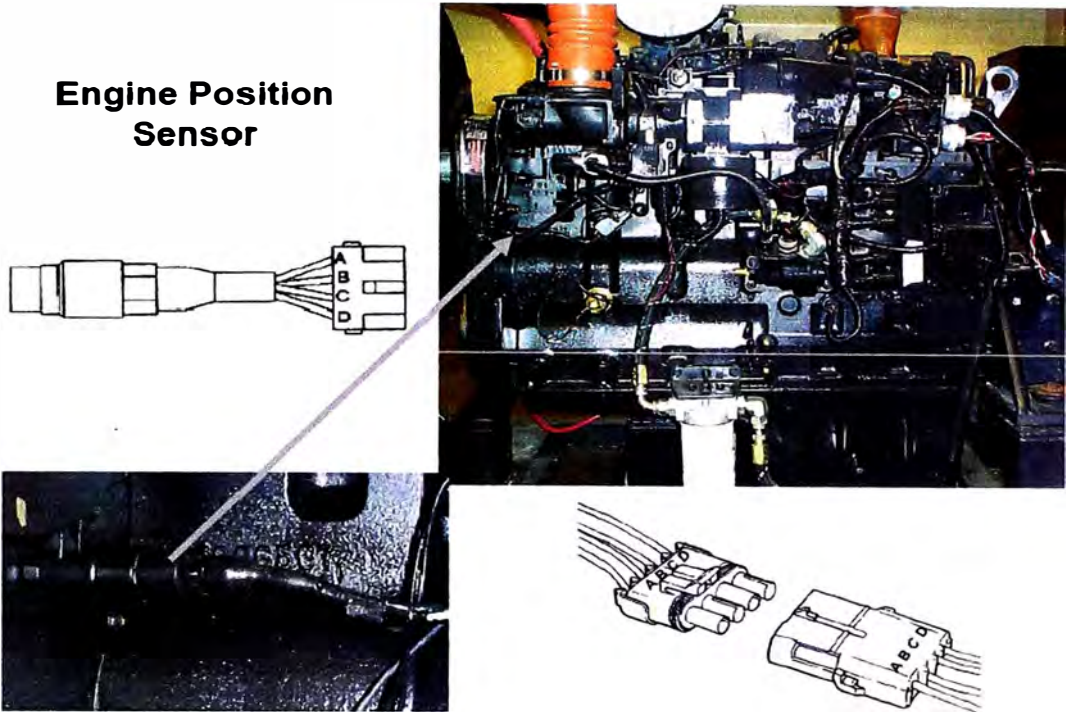


Foto 3.3. Sensor de velocidad y posición del motor

### Fuel Control Valve

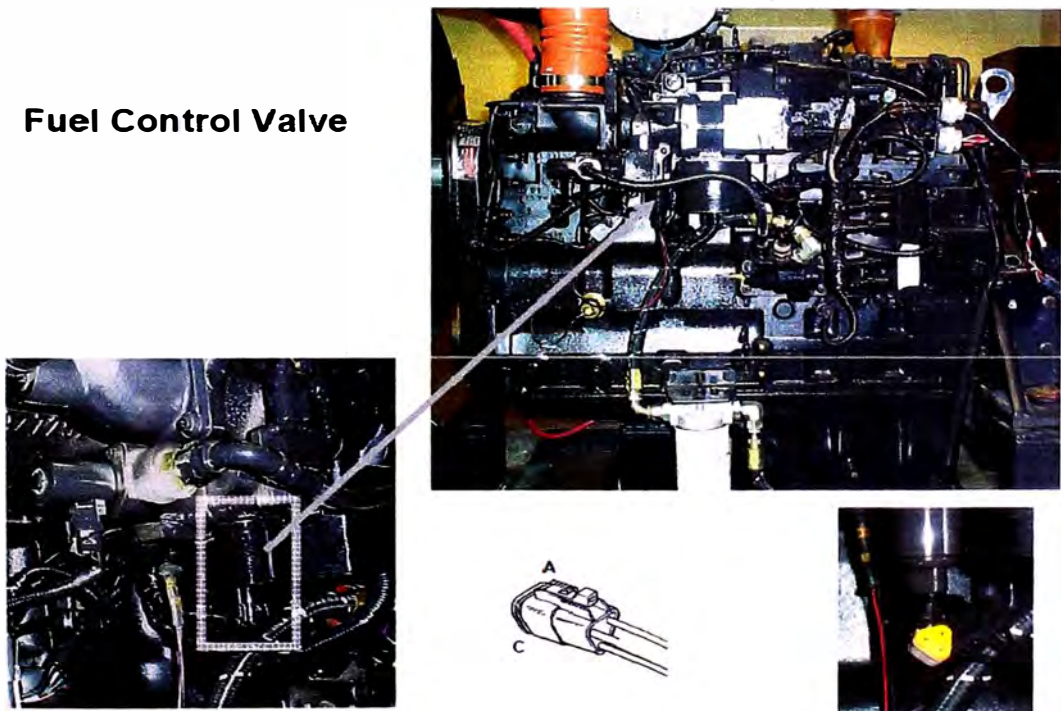


Foto 3.4. Válvula de control de ingreso del gas en el mezclador

### Fuel Shut Off Valve

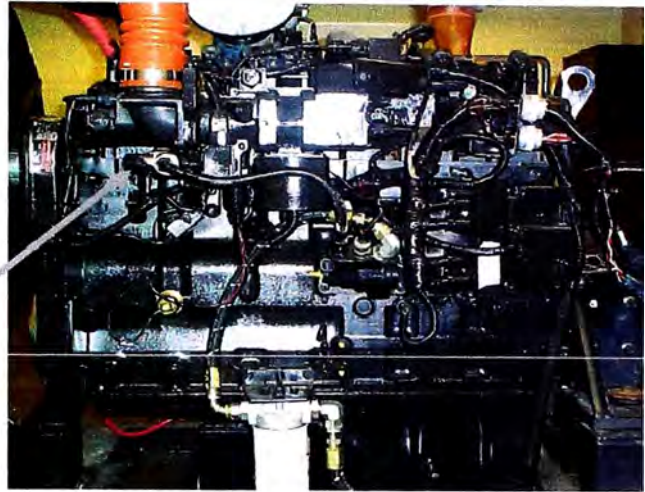
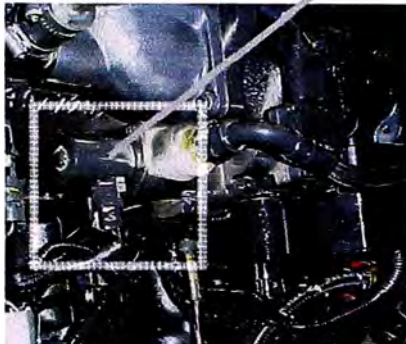
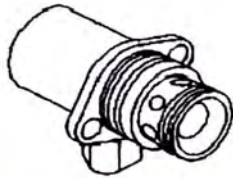


Foto 3.5. Válvula de seguridad que se apertura en caso de un exceso de la válvula de combustible

### Wastegate Control Valve

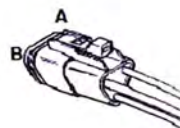
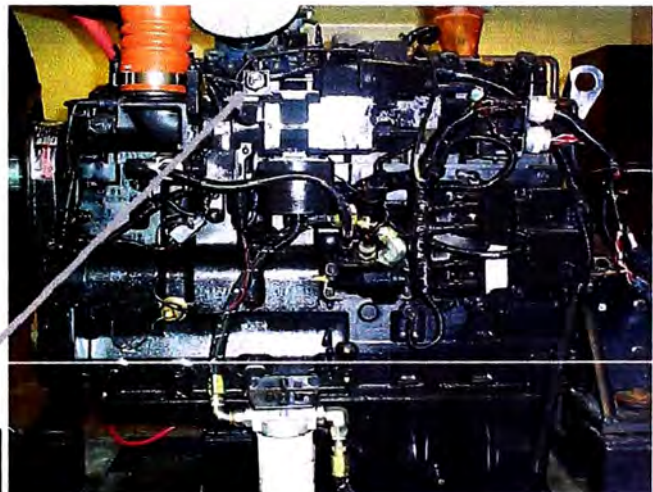


Foto 3.6. Válvula que controla el la presión de air al ingreso al mezclador.

**Gas Mass Flow Sensor**

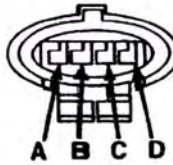
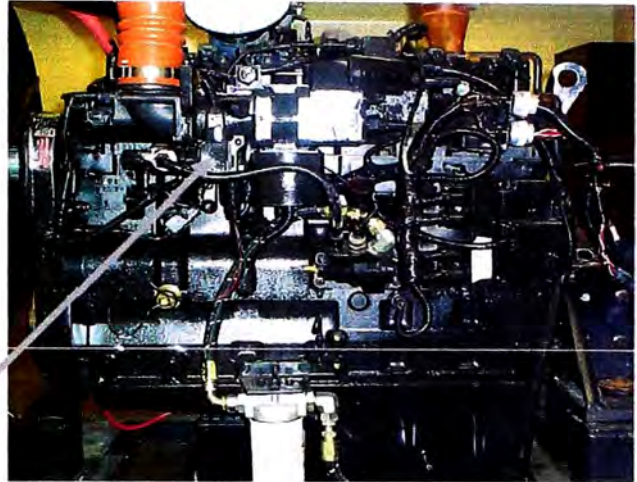
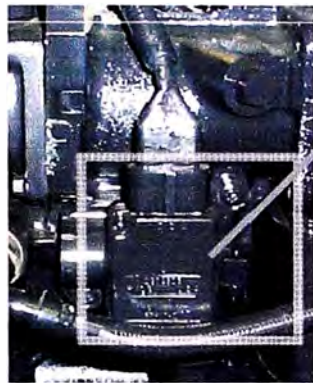


Foto 3.7. Sensor del flujo de Gas al interior del mezclador

**Primary Fuel Pressure Sensor**

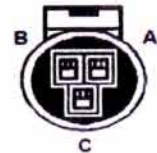
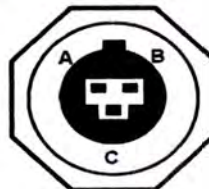
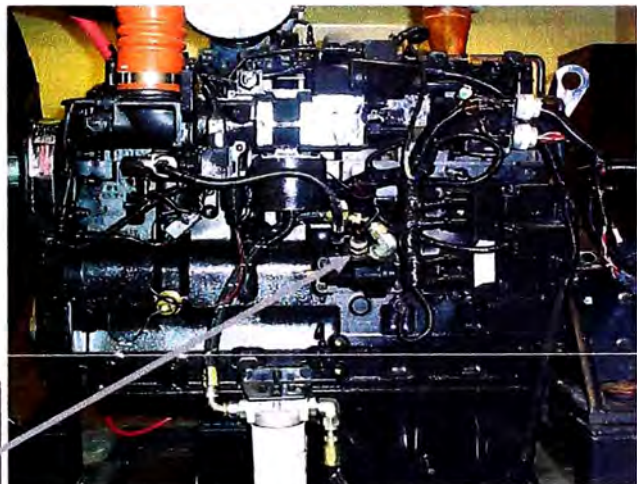


Foto 3.8. Sensor primario de la presión del Gas al ingreso al motor



**Mixer Inlet  
Pressure Sensor**

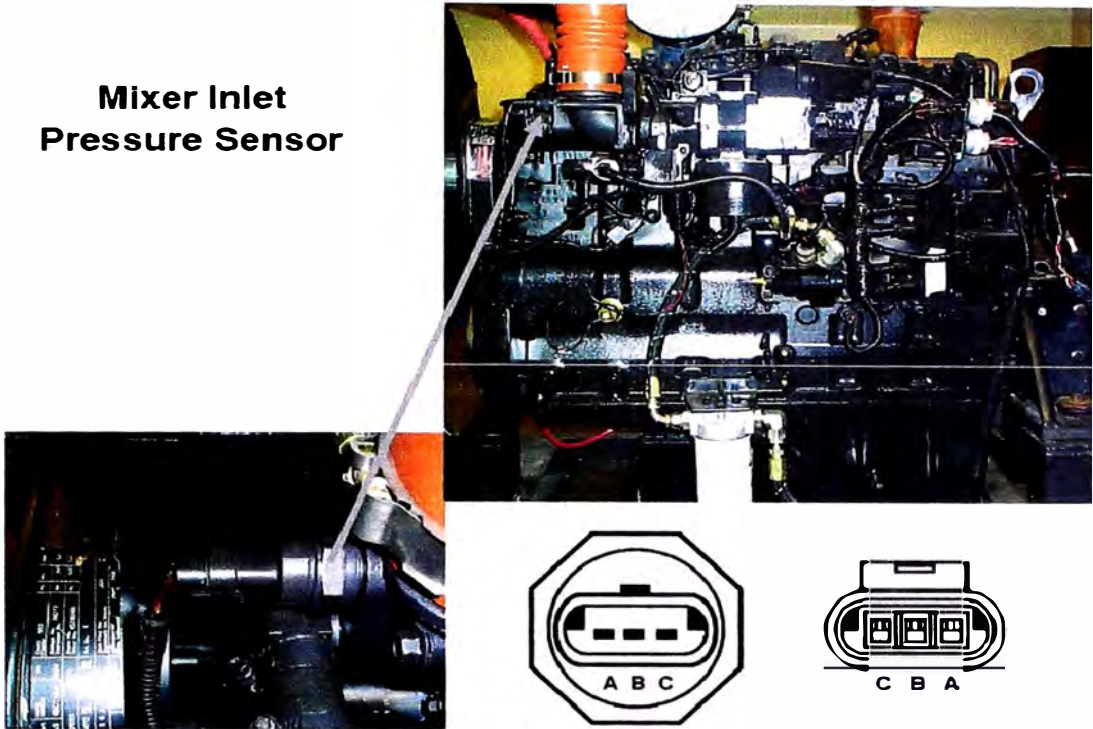


Foto 3.9. Sensor de presión Gas + aire a la entrada del mezclador

**Manifold Absolute  
Pressure /  
Temperature  
Sensor**

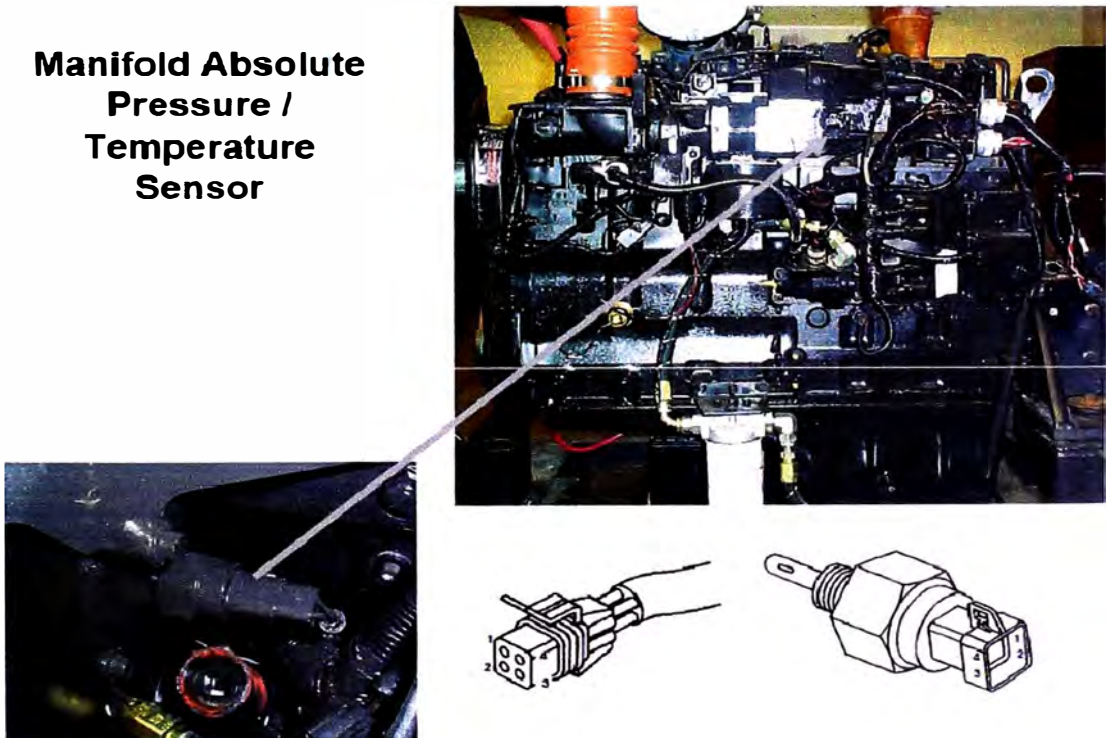


Foto 3.10. Sensor de presión y temperatura del múltiple de admisión

**Oil Pressure/  
Temperature  
Sensor**

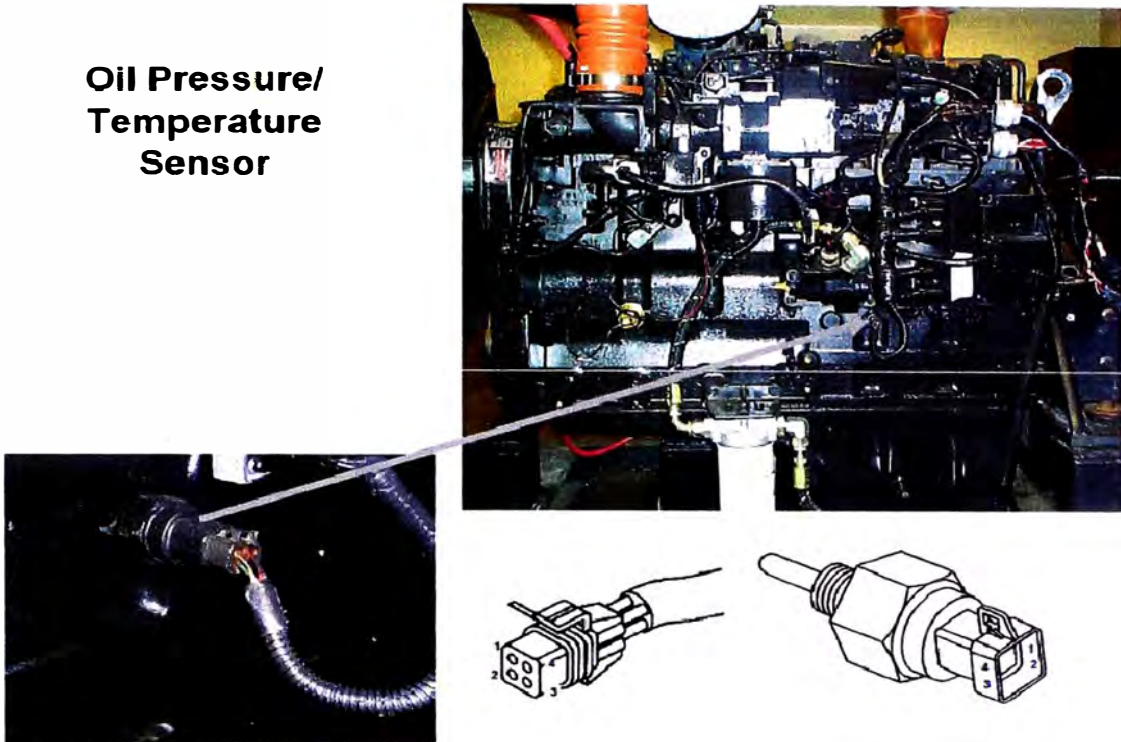


Foto 3.11. Sensor de la presión y temperatura de aceite

**Coolant  
Temperature  
Sensor**

(Located behind ECM)

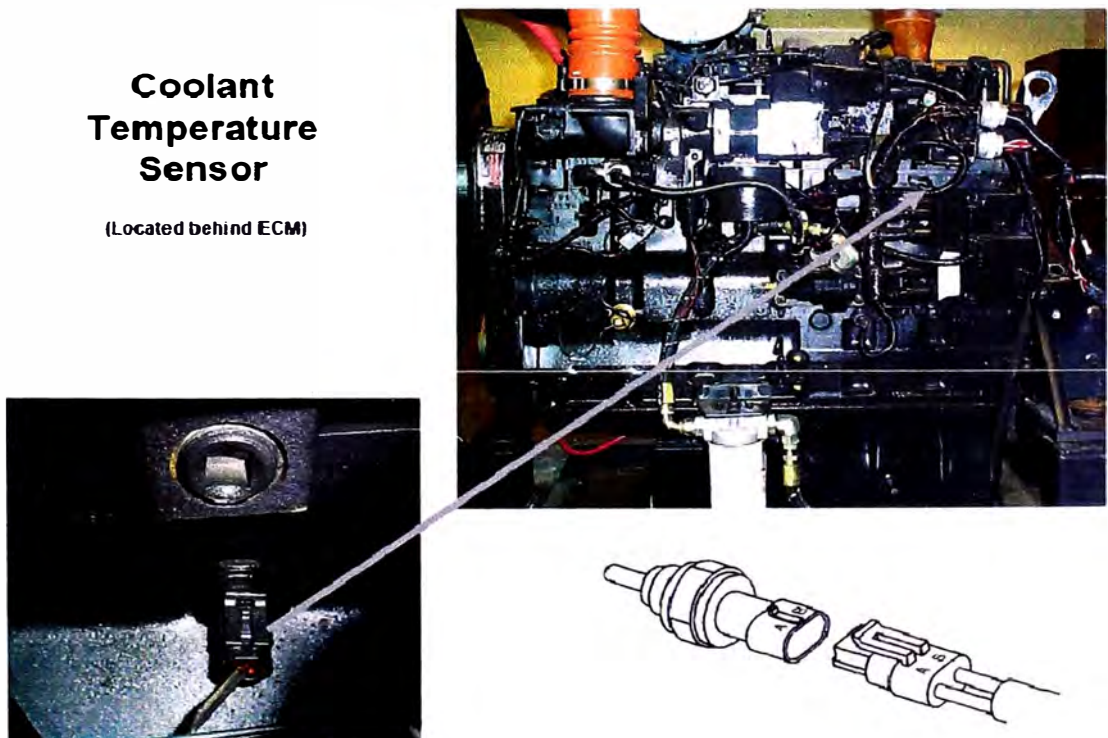


Foto 3.12. Sensor de la temperatura del refrigerante

**Vehicle Speed  
Sensor**

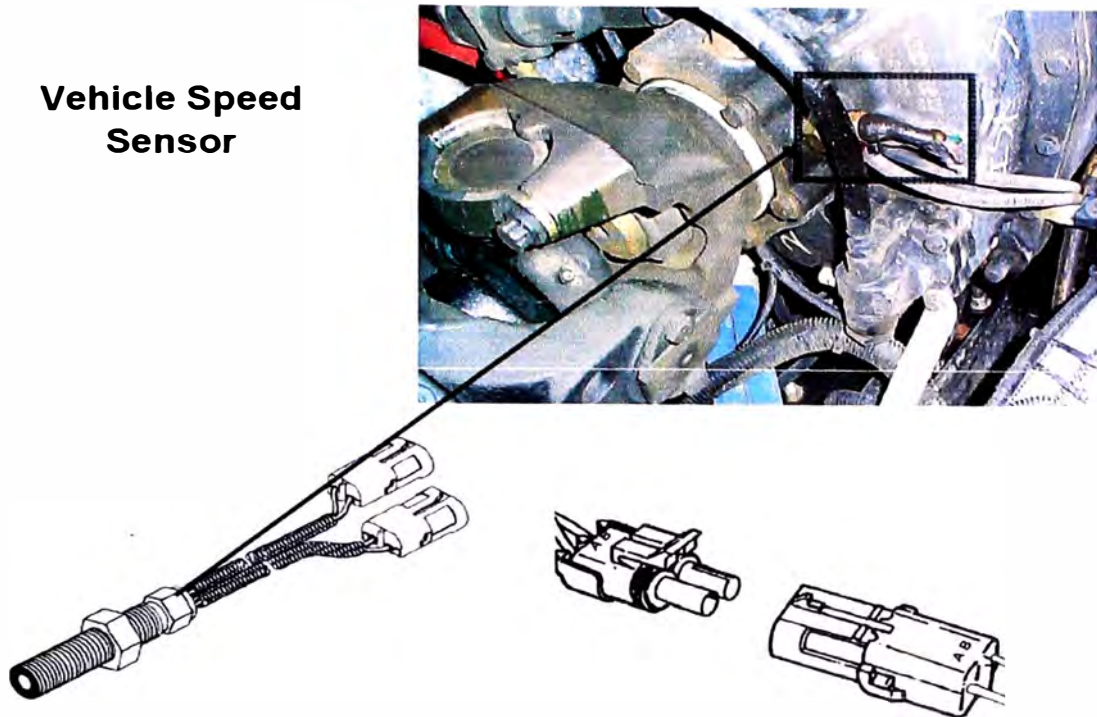


Foto 3.13. Sensor de velocidad del camión

**Exhaust Gas  
Oxygen (EGO)  
Sensor**

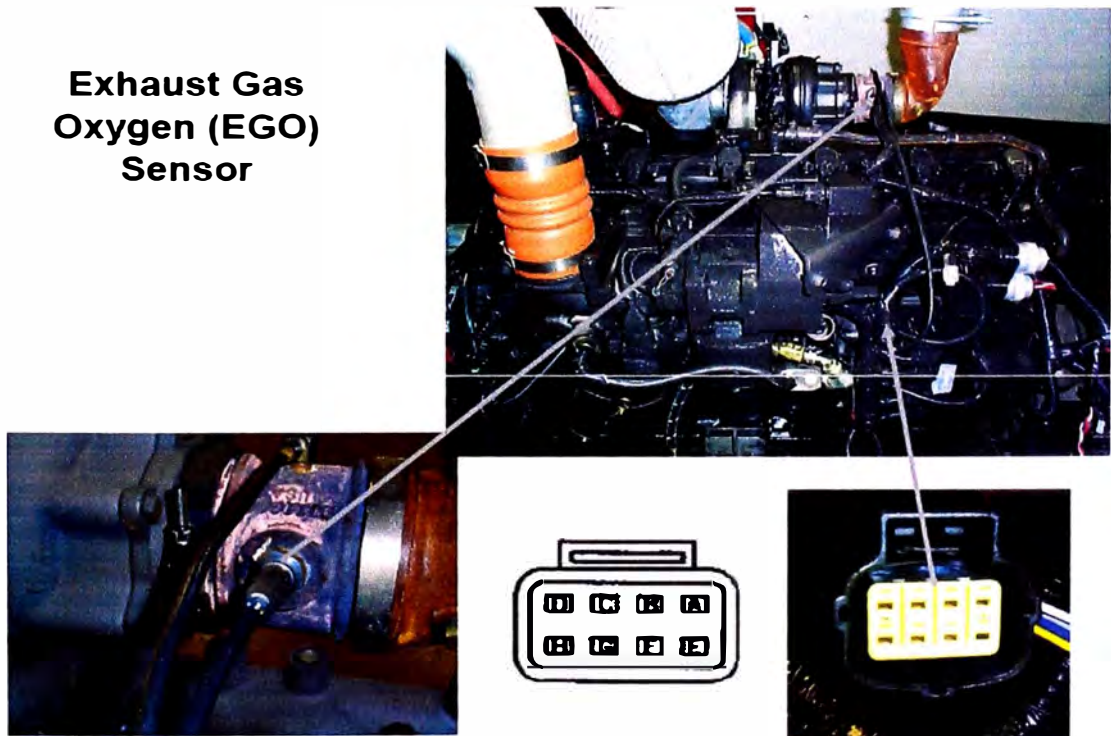


Foto 3.14. Sensor de oxigeno en los gases de escape

**Coolant Level Sensor**

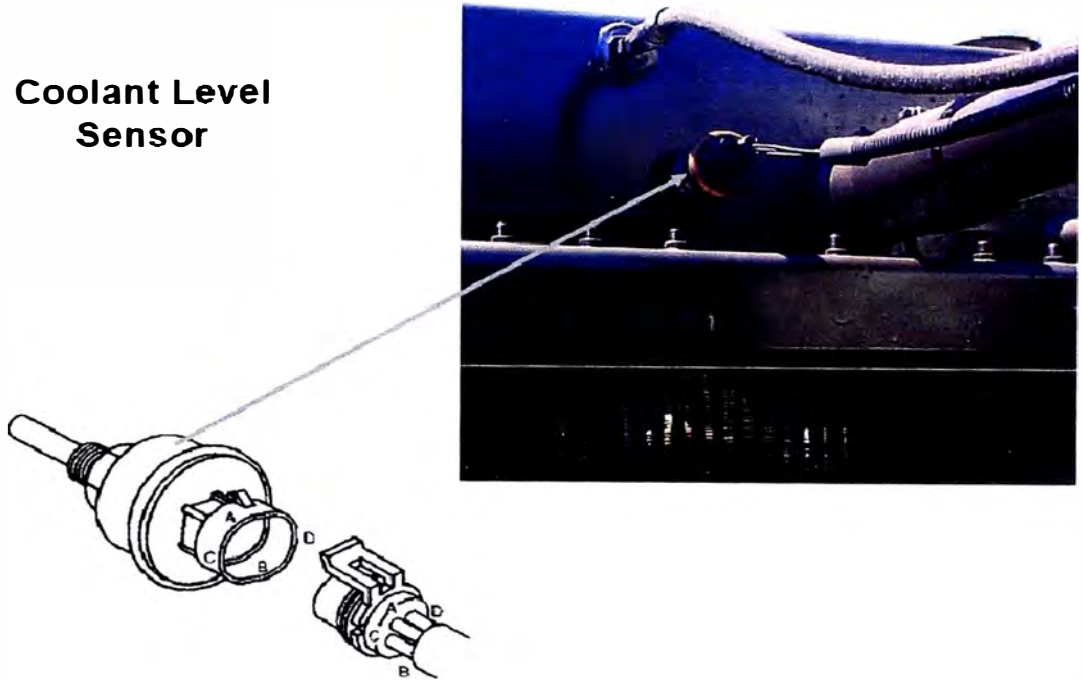


Foto 3.15. Sensor del nivel del refrigerante

**Accelerator Pedal Position Sensor /  
Idle Validation  
Switch**

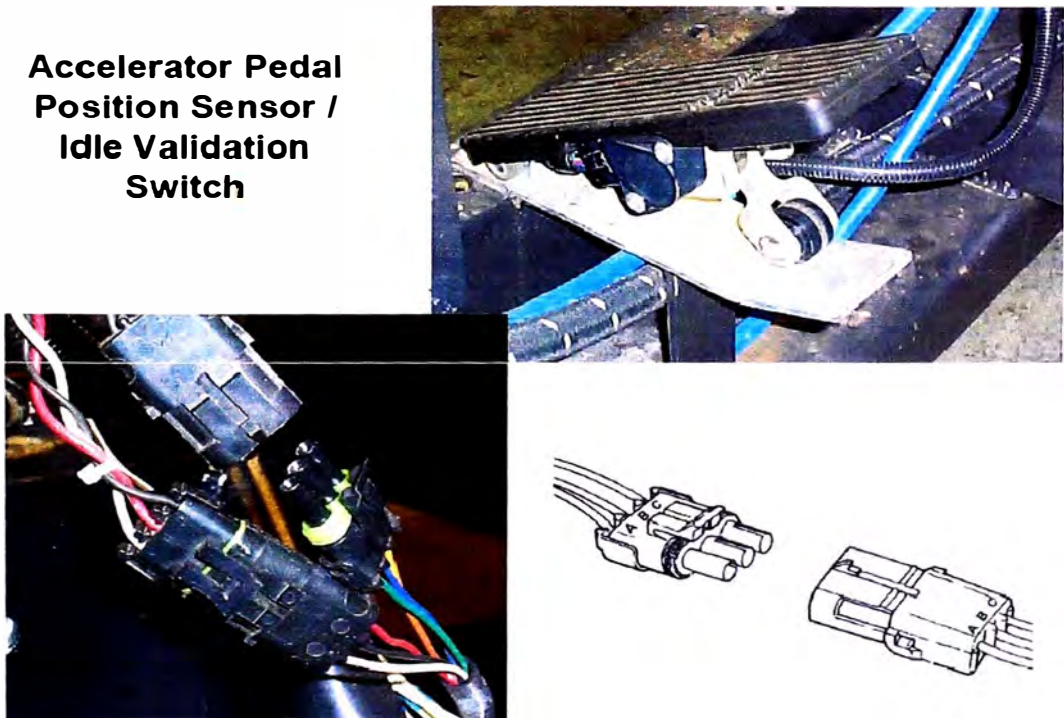


Foto 3.16. Sensor de aceleración ubicado en el pedal de aceleración de la cabina del conductor

## OEM Connectors

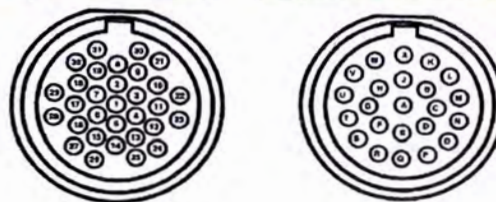
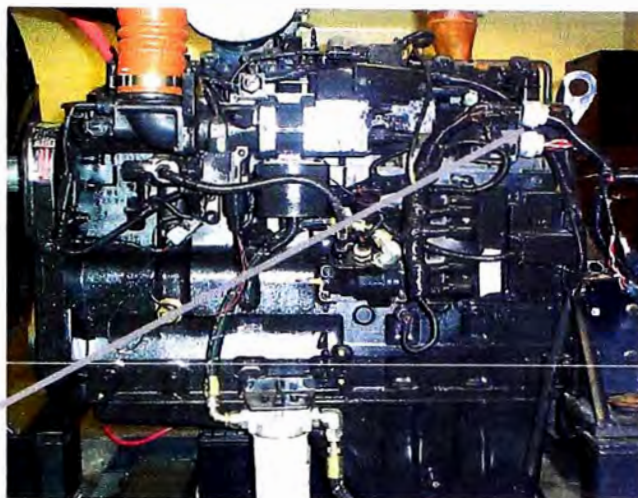
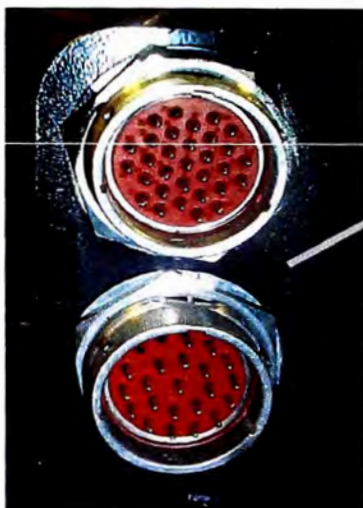


Foto 3.17. Conector del motor a los cables o arnés.

Nota: El arnés transmite la información de la computadora del motor a la cabina del conductor. El esquema Eléctrico se puede observar en el Plano N° 2

### **3.5.2 Componentes del sistema a GNV**

Los componentes a utilizar serian:

#### **Filtro de Baja presión**

Estos filtros actúan para prevenir la contaminación del combustible evitando se dañen los componentes del sistema.

Estos filtros no deben de ser montados cerca del escape de gases, ya que las temperaturas extremas pueden reducir la vida útil del filtro.

La instalación de estos filtros debe de ser accesibles para permitir su mantenimiento diario consistente en su drenaje.

#### **Regulador de Alta presión**

Este regulador reduce la presión del sistema de combustible del tanque a los niveles requeridos motor. Se recomienda que se regule de 90 a 120 psi. Estos reguladores suelen requerir refrigeración caliente para evitar la congelación del gas el cual se expande para bajar la presión.

Las consideraciones de las tuberías del refrigerante del actuador son las mismas que para los calentadores de la cabina del vehículo. La temperatura real del líquido refrigerador no es tan relevante, siempre y cuando el flujo que se dispone es suficiente en todas las condiciones para evitar la congelación. El flujo se debe tomar de un punto de la calefacción de la cabina y volver a la entrada de la bomba de agua.

**Válvula Shut Off electrónica**

Esta válvula eléctrica de solenoide alta presión crea un cierre de gas redundante en caso de fugas o daños en el sistema. Debe instalarse lo más cerca posible del tanque para reducir al mínimo la cantidad de tuberías a presión que se mantiene cuando se cierra.

Esta válvula debe ser de un diseño tal que normalmente esté cerrado y dar energía sólo cuando la llave está en ON. Se pueden instalar interruptores adicionales para el control de esta válvula, tales como la presión del aceite, detectores de gas metano, etc.,

Se debe tener cuidado para que esta válvula solo se abra durante el arranque y puesta en marcha inicial o para advertir a operador de una condición que impide el flujo de combustible.

Estas válvulas son accionadas mediante el modulo electrónico del motor.

**Filtro de alta presión**

Este filtro previene la contaminación de combustible que puedan dañar al regulador de alta presión.

**Válvula manual Shut Off**

Esta válvula se requiere para un cierre positivo del suministro de combustible al motor para el servicio y/o uso de emergencia.

## Válvulas de tanques de GNV

Son válvulas manuales que controlan las salidas del gas del tanque al sistema.

Ver esquema Gráfico 3.9.

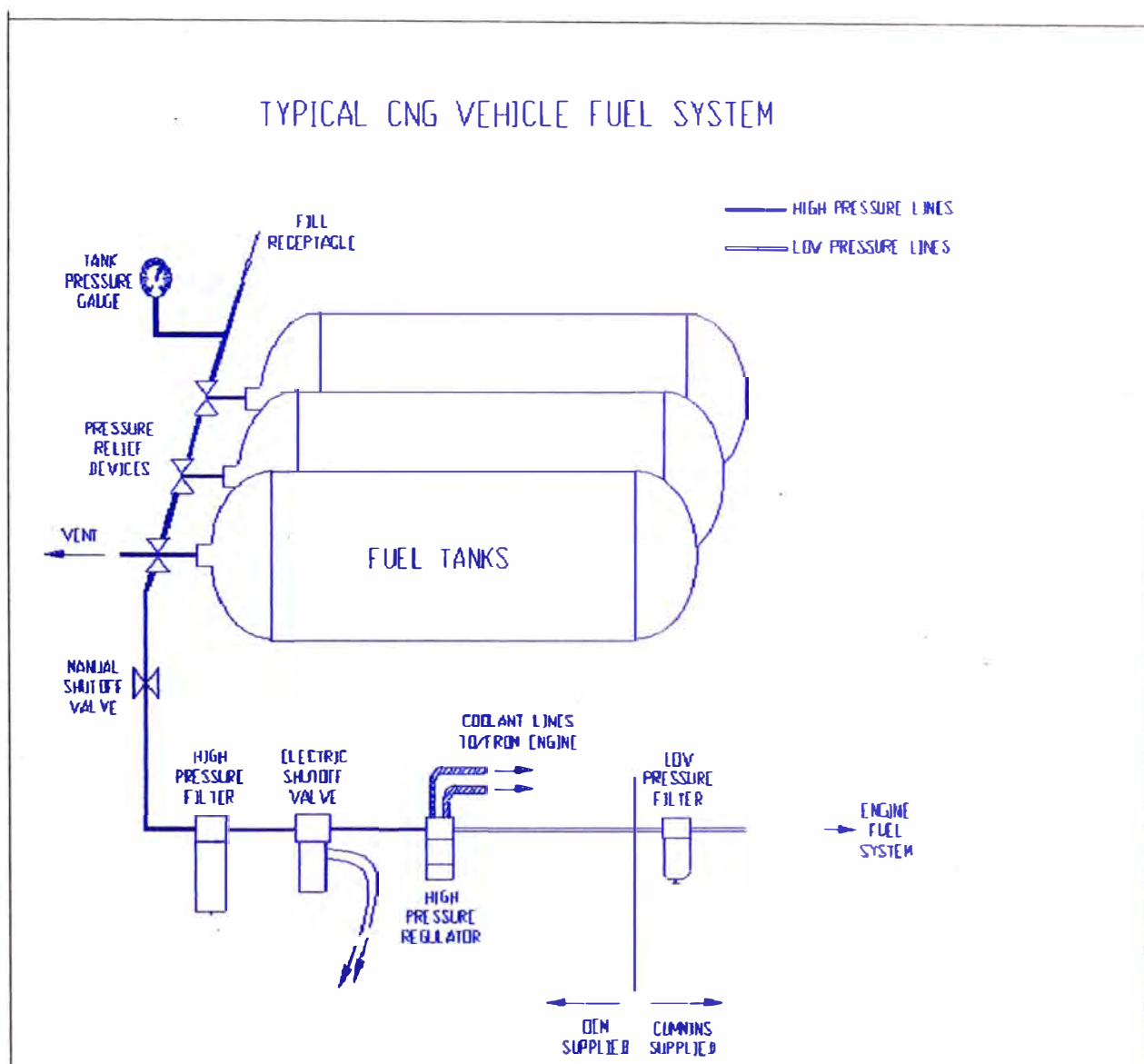


Gráfico 3.9. Esquema de Distribución de los Componentes del Sistema a GNV.



### 3.6. CONSIDERACIONES DE INSTALACIÓN DEL MOTOR Y COMPONENTES DEL SISTEMA A GNV

#### 3.6.1 Instalación del motor a GNV

Para el montaje del motor vamos a tomar como referencia las consideraciones que exige Cummins al respecto. Para ello nos basamos en los Boletines de Ingeniería de Aplicación o AEB especificada por Cummins. Los detalles de este boletín en los Apéndices N°1 y N°2.

En el referido boletín están anotadas las consideraciones de angularidad, juego axial y otras recomendaciones que se debe tener en cuenta para el montaje del motor en el chasis del vehículo.



Foto 3.18. Vista Frontal del Camión VW 26.260

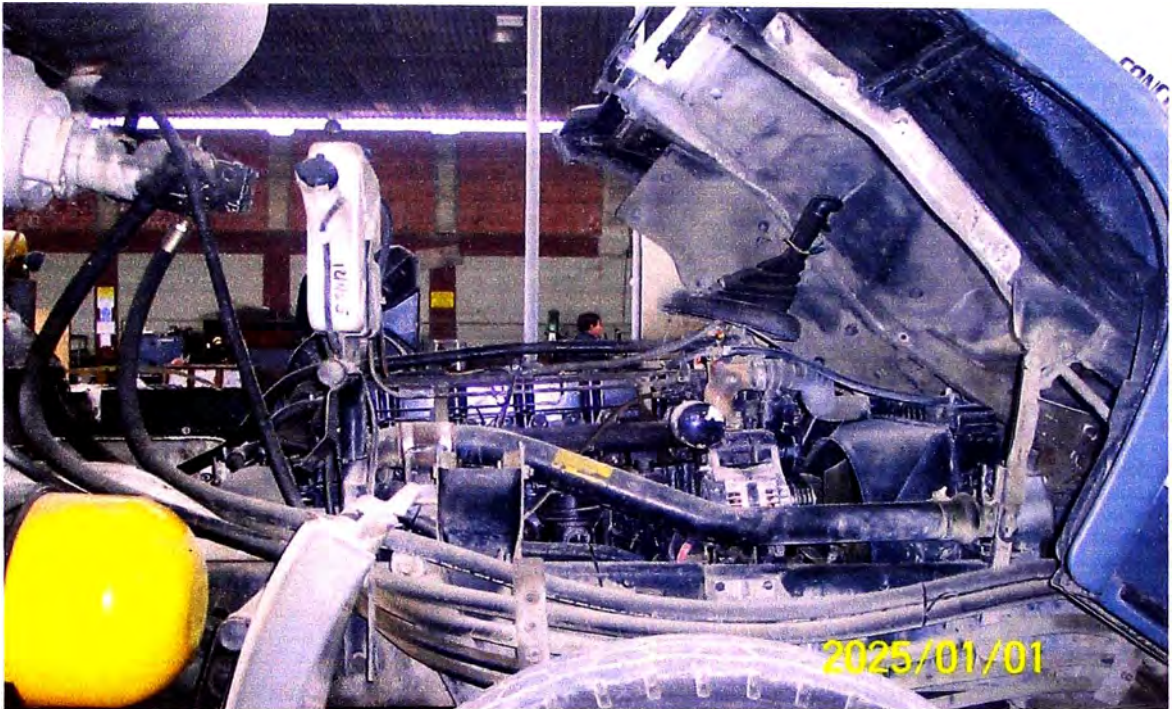


Foto 3.19. Motor Cummins CG 280 montado sobre el camión VW 26.260

### 3.6.2. Instalación de los componentes del sistema a GNV

**Tanques:**



Foto 3.20. Instalación de los Tanques

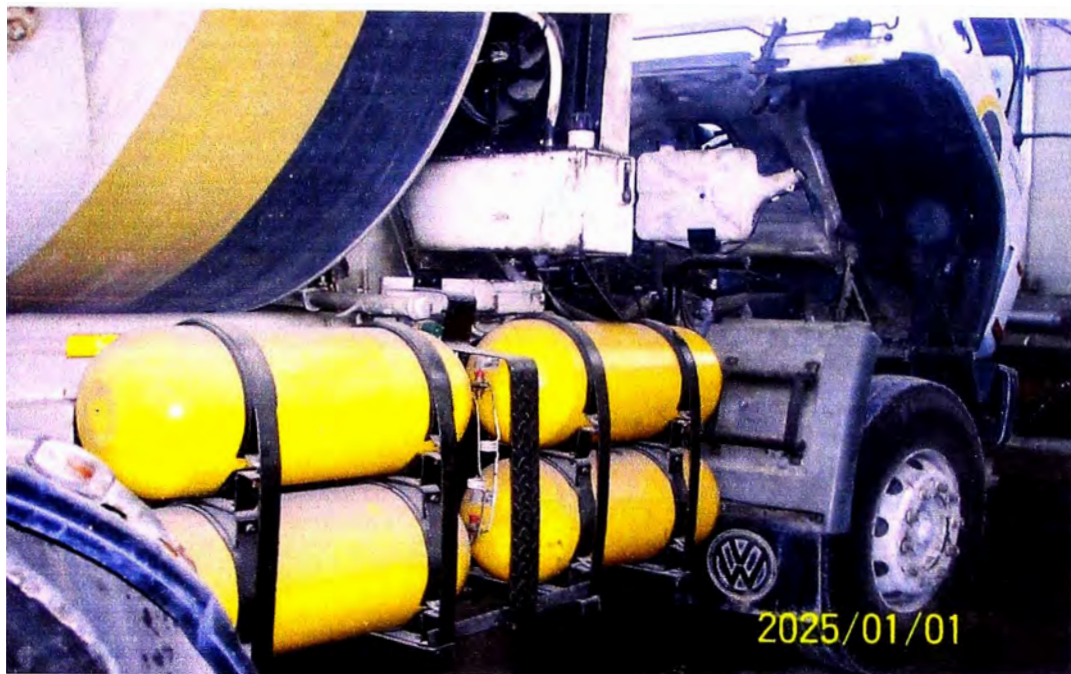


Foto 3.21. 04 Tanques ubicados lado derecho del camión

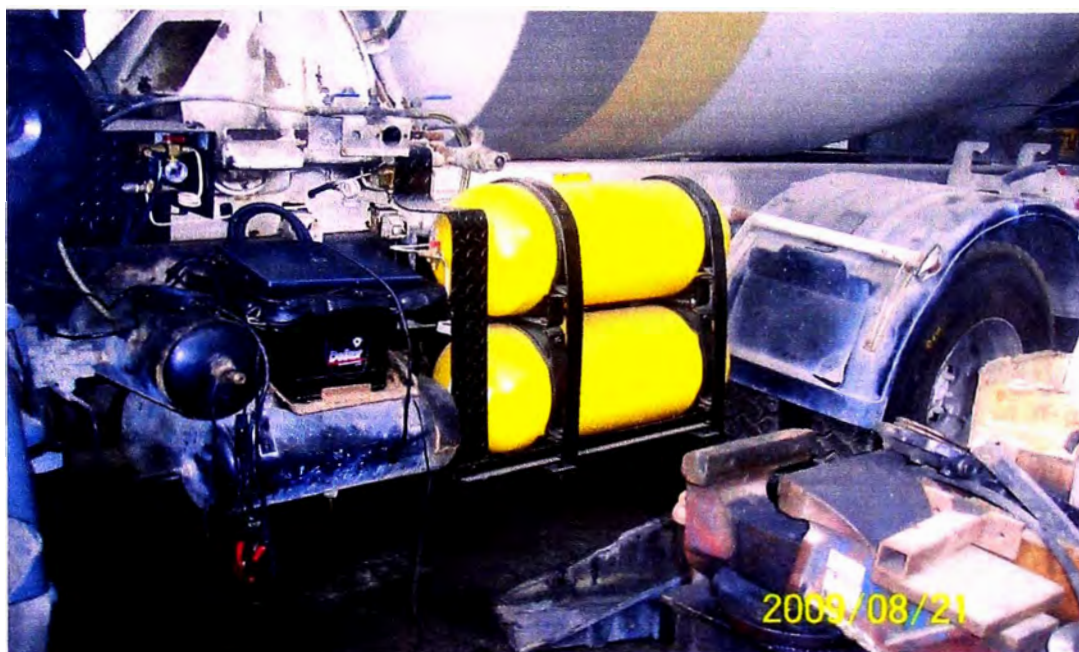


Foto 3.22. 02 tanques ubicados lado izquierdo del camión

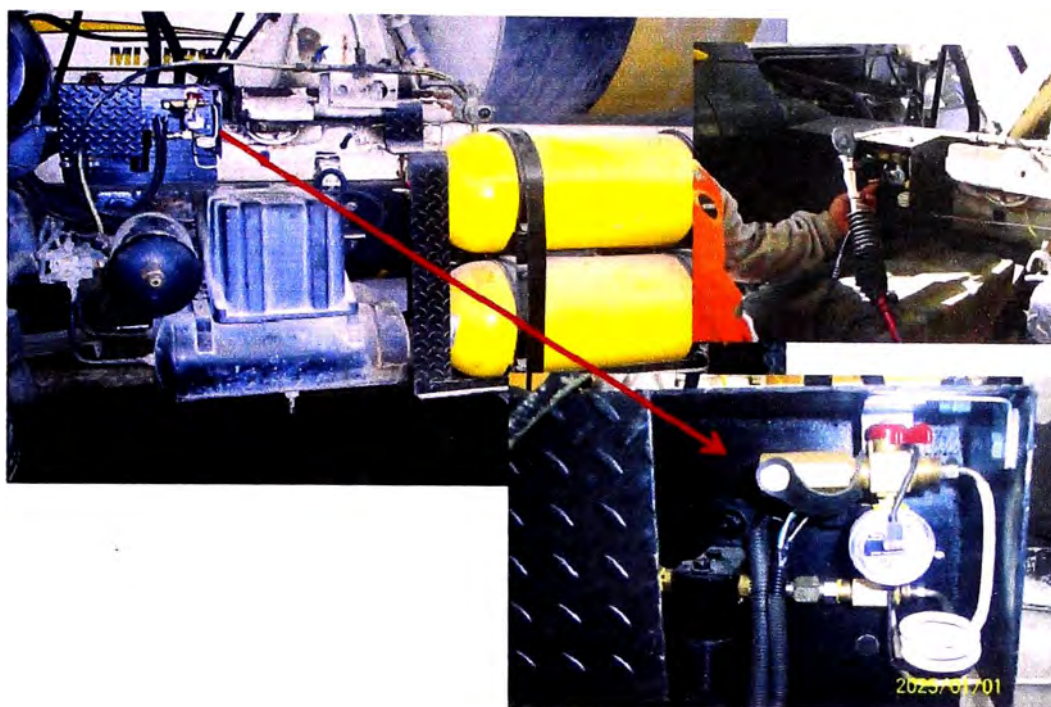


Foto 3.23. Instalación de la válvula electrónica Shutt Off



Foto 3.24. Instalación de las válvulas manuales de los tanques

## CAPITULO IV.-

### RESULTADOS

#### 4.1 RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Luego de un año de operación de la unidad repotenciada con un motor a GNV modelo CG 280, se obtiene los resultados operativos según el cuadro 4.1.

Cuadro 4.1. Resultados de las Pruebas de Funcionamiento

	<b>Unidad</b>	<b>Camión VW 26.260 con motor Diesel</b>	<b>Camión VW 26.260 con motor a GNV CGe 280</b>
Horas de funcionamiento diario	Horas	10	10
Funcionamiento mensual	Días	24	24
Funcionamiento Anual	Días	288	288
Consumo diario	Soles / Día	120	275
Costo operativo Mntto	Soles / Día	35	30
<b>COSTO OPERATIVO DIARIO</b>	<b>Soles / Día</b>	<b>135</b>	<b>305</b>

Para ello se están considerando los costos de Mantenimiento constante cada 1000 horas de operación. El costo del mantenimiento del motor a GNV es de 1,200.0 cada mil horas de funcionamiento, mientras el costo de Mantenimiento del motor Diesel es de USD 1,000.0 por cada mil horas.

La diferencia básicamente es por el costo del aceite lubricante, pues el motor a GNV utiliza un aceite especial que es el Shell Rimula R3 ND 15W-40 para GNV.

**CAPITULO V.-  
ANALISIS DE COSTOS**

**5.1 COSTOS DEL CAMBIO**

Haciendo una evaluación de los componentes a utilizar algunos de los cuales no los provee el fabricante del motor, hicimos un estudio de los proveedores locales para poder hacerlos participe de esta labor.

Finalmente hemos trabajado con los siguientes proveedores. Cuadro 5.1.

Cuadro 5.1. Listados de Proveedores

DESCRIPCION	PROVEEDOR	RUC
Motor Cummins CG 280	KOMATSU MITSUI MAQUINARIAS	20302241598
Labores de instalación del motor CG280 - Incluye suministros como mangueras, ductos etc	MECATRONICA PERUANA EIRL	20513997656
Pedal con sensor de posición	RST REPRESENT Y SERVS TRACKLESS EIRL	20100775833
Instalación del sistema a GNV - Incluye todos los componentes del sistema como tanques, reguladores, filtros cañerías etc	SERPEGAS S.A.	20512630813

Finalmente luego de realizar las respectivas negociaciones y cotizaciones con cada uno de los proveedores, elaboramos un cuadro con todos los costos a tomar en cuenta para esta repotenciación. Ver Cuadro 5.2.

Cuadro 5.2. Resumen de Costos necesarios para la repotenciación

**CUADRO DE COSTOS****MOTOR**

DESCRIPCION	PRECIO (US\$)	PROVEEDOR
MOTOR CG280	28,000.00	CUMMINS
<b>COSTO DE MOTOR + ACCESORIOS</b>	<b>28,000.00</b>	

**REPUESTOS**

DESCRIPCION	PRECIO (US\$)	OBSERVACIONES
ACCESORIOS PARA ARNES	1,054.15	REPUESTOS CUMMINS
ARRANCADOR	795.98	REPUESTOS CUMMINS
ALTERNADOR	284.99	REPUESTOS CUMMINS
REPUESTO PARA TURBO (BRAKET)	114.38	REPUESTOS CUMMINS
PEDAL DE ACELERACION	1,100.00	RST
<b>COSTO DE REPUESTOS Y ACCESORIOS</b>	<b>3,349.51</b>	

**INSPECCION, ALISTAMIENTO, ARRANQUE INICIAL E IQA**

DESCRIPCION	PRECIO (US\$)	OBSERVACIONES
INSPECCION INICIAL	102.00	AREA DE SERVICIOS
ARRANQUE INICIAL - INCLUYE IQA	1,400.00	AREA DE SERVICIOS
OTROS	40.00	LIMPIEZA Y EMBALAJE
TRASLADO DE MOTOR	150.00	TRANSPORTE
<b>COSTO</b>	<b>1,692.00</b>	

**INSTALACIÓN - TERCEROS**

DESCRIPCION	PRECIO (US\$)	OBSERVACIONES
INSTALACION GAS	7,000.00	SERPEGAS
INSTALACION MECANICA Y ELEC	3,500.00	MECATRONICA
<b>COSTO DE INSTALACION</b>	<b>10,500.00</b>	
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>43,541.51</b>	

Nota: Cabe mencionar que estos costos no está incluido el IGV

## 5.2. PROYECCIÓN DE RETORNO DE INVERSIÓN

Modelo del motor	Motor a GNV		Motor Diesel	
	CG280		6CTAA8.3	
Tipo de cambio	2.81		2.81	
Consumo Diario SOLES	135.00		305	
Consumo Diario DOLARES	48.0		108.5	
Consumo Mensual (24 días)	USD	1,153.02	USD	2,604.98

**Diferencia Mensual** **1,452.0** \$

**Diferencia Anual** **17,423.5** \$

**COSTO DEL PROYECTO** **43,541.0** \$

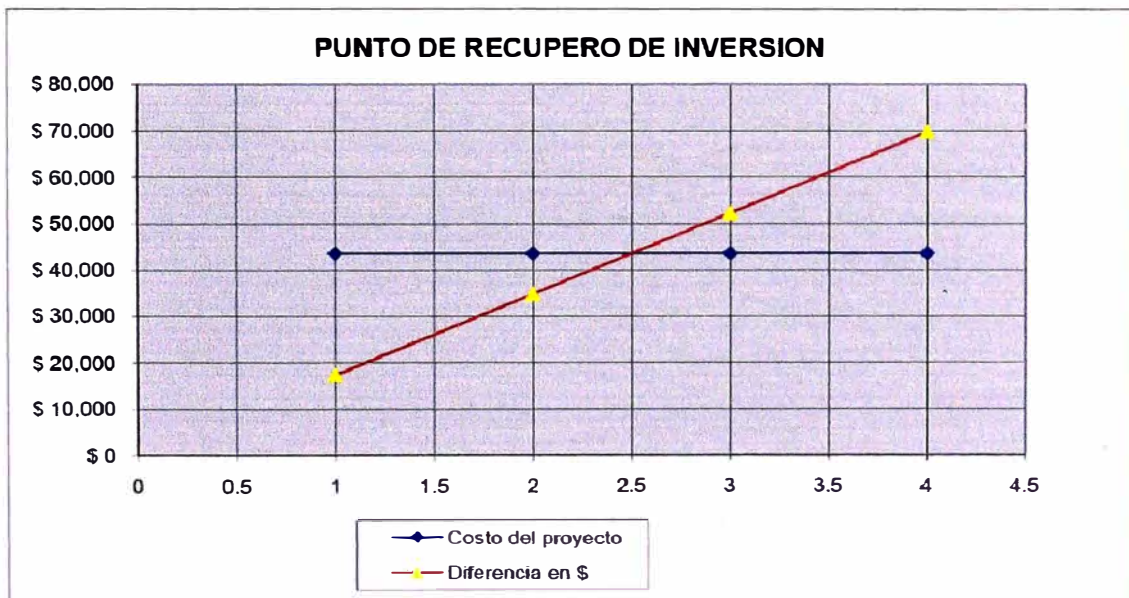


Gráfico 5.1. Proyecciones y Retorno de Inversión.

El Gráfico muestra Tiempo (años) Vs USD

Considerando los costos invertidos en este proyecto (USD 43,541) y del ahorro en por consumos y costos de Mantenimiento, se concluye que el retorno de inversión según muestra el gráfico se realizaría en 02 años y 06 meses. A partir de esta fecha el ahorro se incrementará según la recta de la diferencia de \$.



Los costos adicionales que no están contemplados son:

Los trámites para la certificación elaborada por una certificadora designada por el Ministerio de la Producción,

Cambio en la tarjeta de propiedad exigida por el Ministerio de Transportes para la libre circulación.

Ambos costos por el momento al termino del presente informe no está definido totalmente, esto debido a que aún se está implementando el uso del GNV en los camiones de Carga, cuyo régimen de trabajo es diferente a los Buses.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. El uso del GNV en nuestro país se está dando de forma un poco informal, debido a la falta de conocimiento información y difusión de su buen aprovechamiento.
2. En un camión de carga según sus condiciones de trabajo pueden poseer motores Diesel de potencias de diferentes, y si deseamos repotenciarlo con un motor a GNV debemos tener en cuenta de las limitaciones de potencias que por ahora tienen estos motores (GNV).
3. El segundo paso una vez seleccionado el motor a GNV para reemplazar al Diesel, es analizar la configuración del camión según las consideraciones técnicas del motor a GNV.
4. La instalación del sistema a GNV se debe de realizar tomando las consideraciones exigidas por el fabricante del motor a GNV. En este caso Cummins.
5. Hoy en día son pocas las Empresas especializadas en las instalaciones a GNV en camiones, debido a que deben poseer certificaciones de taller y personal, y debido a la poca demanda aún no se ve una oportunidad de inversión.
6. En lo que va del año empresas como PGN que posee estaciones de servicio de Gas Natural, ha creado un contrato de suministro para asumir el costo de instalación, y financiarlo con el pago del consumo de gas. Sin embargo esto dependería mucho de la cantidad de unidades a repotenciar por flota.

## BIBLIOGRAFÍA

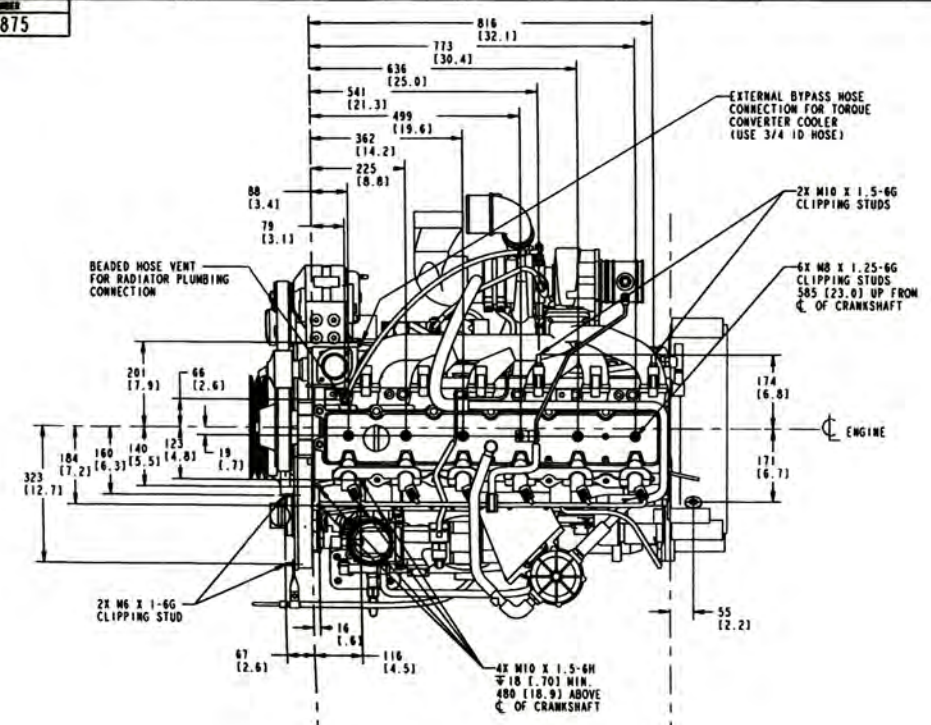
1. CAMARA PERUANA DE GAS NATURAL EN EL PERU  
Revista informativa
2. MOTORES ENDOTERMICOS  
Autor Dante Giacosa
3. INFORME QUINCENAL DE LA SNMPE  
Sociedad Nacional de Minería Petróleo y Energía.
4. DESARROLLO TECNOLÓGICO EN MOTORES DEDICADOS (GNV)  
Ernesto Kindler, Cummins Wesport.
5. ESPECIFICACIONES TECNICAS CUMMINS
6. PAGINAS WEBS:  
<http://fesziq.ace.st/actualidad-f8/combustible-diesel-1ra-parte-t160.htm>  
<http://html.rincondelvago.com/gas-natural-vehicular.html>  
<http://www.uamerica.edu.co/motores/images/curvas.htm>

## PLANOS

**PLANO N° 1. MOTOR CUMMINS A GNV MODELO CGE280**

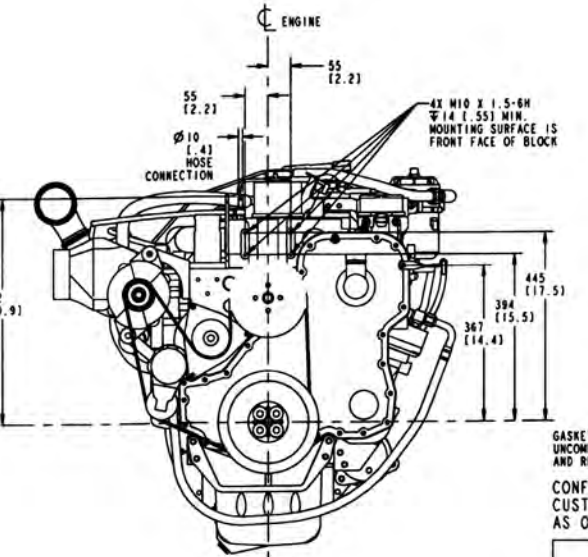
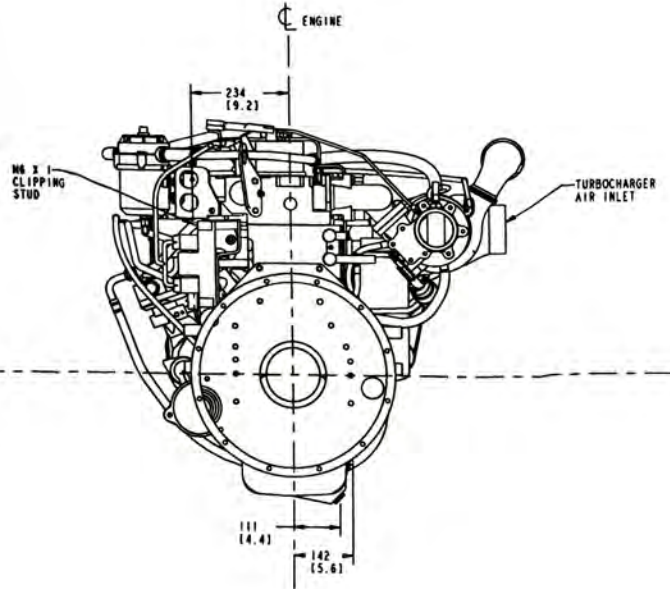
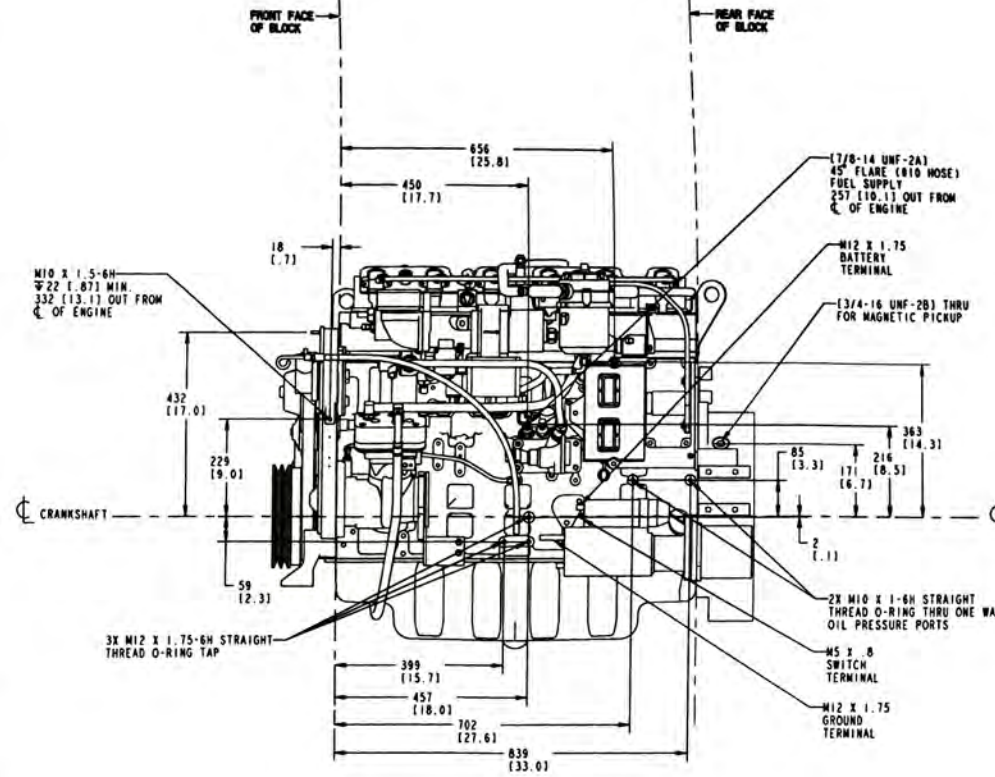
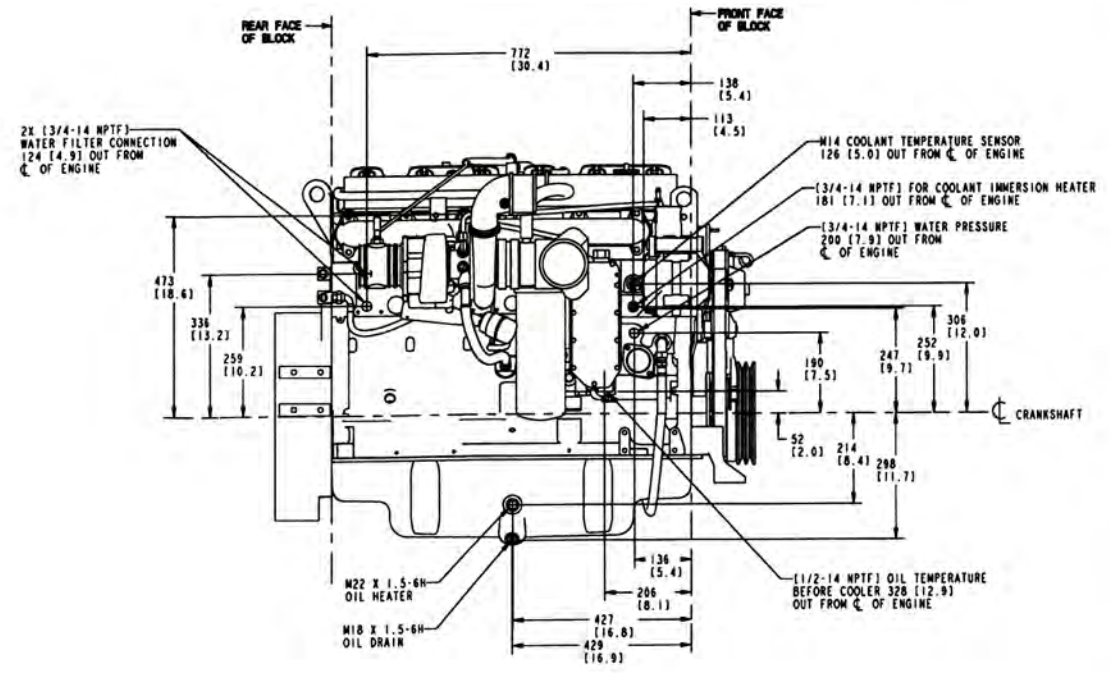
ITEM NUMBER  
4953875

REVISIONS		DATE	BY	APP'D
00	REQUEST NO. 25402			



ITEM NO.	ITEM NAME	IDENTIFIER	PRELIM
BB9323	BLOCK, CYLINDER	DEPENDENT	
BB9324	HOUSING, FRONT GEAR	DEPENDENT	
BR9332	BREATHER, CRANKCASE	MAJOR	
CA9084	PLUMBING, AIR CLEANER	MAJOR	
CC9402	PLUMBING, CPR COOLANT	MAJOR	
CH9087	PLUMBING, COO HTR STG AID	DEPENDENT	
CP9441	COMPRESSOR, AIR	MAJOR	
DA9132	DAMPER, VIBRATION	DEPENDENT	
EE9247	ALTERNATOR	MAJOR	
EHR7559	MOUNTING, ALTERNATOR	MAJOR	
EM9308	SUPPORT, FRONT ENGINE	MAJOR	
FA9310	DRIVE, FAN	MAJOR	
FB9322	HOUSING, FLYWHEEL	MAJOR	
FM9125	MODULE, FUEL CONTROL	DEPENDENT	
FS9011	REGULATOR, FUEL PRESSURE	DEPENDENT	
GG9822	COVER, FRONT GEAR	DEPENDENT	
HC9130	PLUMBING, CABIN HEATER	MAJOR	
IC9377	CONNECTION, AIR INTAKE	MAJOR	
IM9150	MANIFOLD, AIR INTAKE	DEPENDENT	
IS9082	SYSTEM, IGNITION	DEPENDENT	
IT9046	CONNECTION, AIR TRANSFER	MAJOR	
LA9068	ARRANGEMENT, LIFTING	MAJOR	
LC9210	COOLER, ENGINE OIL	DEPENDENT	
LF9130	FILTER, LUBRICATING OIL	DEPENDENT	
LG9603	GAUGE, OIL LEVEL	MAJOR	
OB9517	ARRANGEMENT, OIL FILL	MAJOR	
OP9350	PAN, OIL	MAJOR	
PH9284	PLUMBING, SENSOR	DEPENDENT	
PH9288	MODULE, ENGINE CONTROL	DEPENDENT	
PP97192	TURBOCHARGER	DEPENDENT	
PP98527	HEAD, CYLINDER	DEPENDENT	
RP9143	VENT, ENGINE COOLANT	MAJOR	
SM9034	ATTACHMENT, STG MTR MTG	MAJOR	
ST9287	MOTOR, STARTING	MAJOR	
TB91700	ARRANGEMENT, TURBOCHARGER	MAJOR	
TB91707	MANIFOLD, EXHAUST	DEPENDENT	
TK9031	COOLER, TOR CONVERTER OIL	MAJOR	
TP97530	PLUMBING, TURBOCHARGER	DEPENDENT	
VC9256	ARRANGEMENT, VALVE COVER	MAJOR	
WI9100	CONNECTION, WATER INLET	MAJOR	
WO9119	CONNECTION, WATER OUTLET	MAJOR	
WP9254	TENSIONER, BELT	DEPENDENT	
WP9915	PUMP, WATER	DEPENDENT	
WP9962	WATER PUMP DRIVE	DEPENDENT	
WR9509	ACCESSORIES, WIRING	DEPENDENT	
X59501	CONNECTION, EXHAUST	MAJOR	

\*X = THESE OPTION(S) ARE PRELIMINARY AND SUBJECT TO DESIGN CHANGE

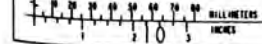
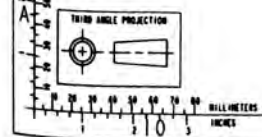


GASKET THICKNESS USED IN THIS DRAWING IS UNCOMPRESSED IN ORDER TO CLAIM MAXIMUM SPACE AND REPRESENT A WORST CASE SITUATION.  
CONFIGURATION NUMBER D553016BX03  
CUSTOMER PRICING SPEC. PRIC4989  
AS OF 13AUG2008

PRODUCT GRAPHICS FILE  
NO ORIGINAL DRAWING EXISTS FOR THIS ITEM. THE ENGINEERING GRAPHICS DATA FOR THIS ITEM RESIDES IN THE PRODUCT GRAPHICS FILE AND IS CONTROLLED BY THE AGENCY DESIGNATED AS HAVING ITEM CONTROL.

LAST SECTION LETTER USED: <b>A</b>	REV. DRAWING STANDARDS: ANSI Y14.3M-1993 ISO 9010	ITEM NAME: <b>C GAS PLUS EURO</b>
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN INCHES 1:1 UNLESS NOTED OTHERWISE	ITEM NUMBER: <b>J</b>	ITEM NUMBER: <b>4953875</b>
DATE: <b>08/13/08</b>	BY: <b>JIM COLES</b>	SCALE: <b>1:1</b>
APP'D: <b>JIM COLES</b>	DATE: <b>08/13/08</b>	SHEET: <b>2 OF 2</b>

DO NOT SCALE THIS DRAWING  
THIS DRAWING/IMAGE FILE (AND THE INFORMATION SHOWN THEREIN) IS CONFIDENTIAL AND PROPRIETARY AND SHALL NOT BE USED, DISCLOSED TO OTHERS, OR REPRODUCED BY ANY MEANS FOR ANY PURPOSE IN HARD COPY FORM OR IN MACHINE READABLE FILES, WITHOUT WRITTEN CONSENT OF CUMMINS INC., MARKETING CAD SERVICES DEPARTMENT.





**PLANO N° 2. ESQUEMA ELÉCTRICO DEL MOTOR CUMMINS A GNV MODELO  
CGE280.**



# OEM Harness

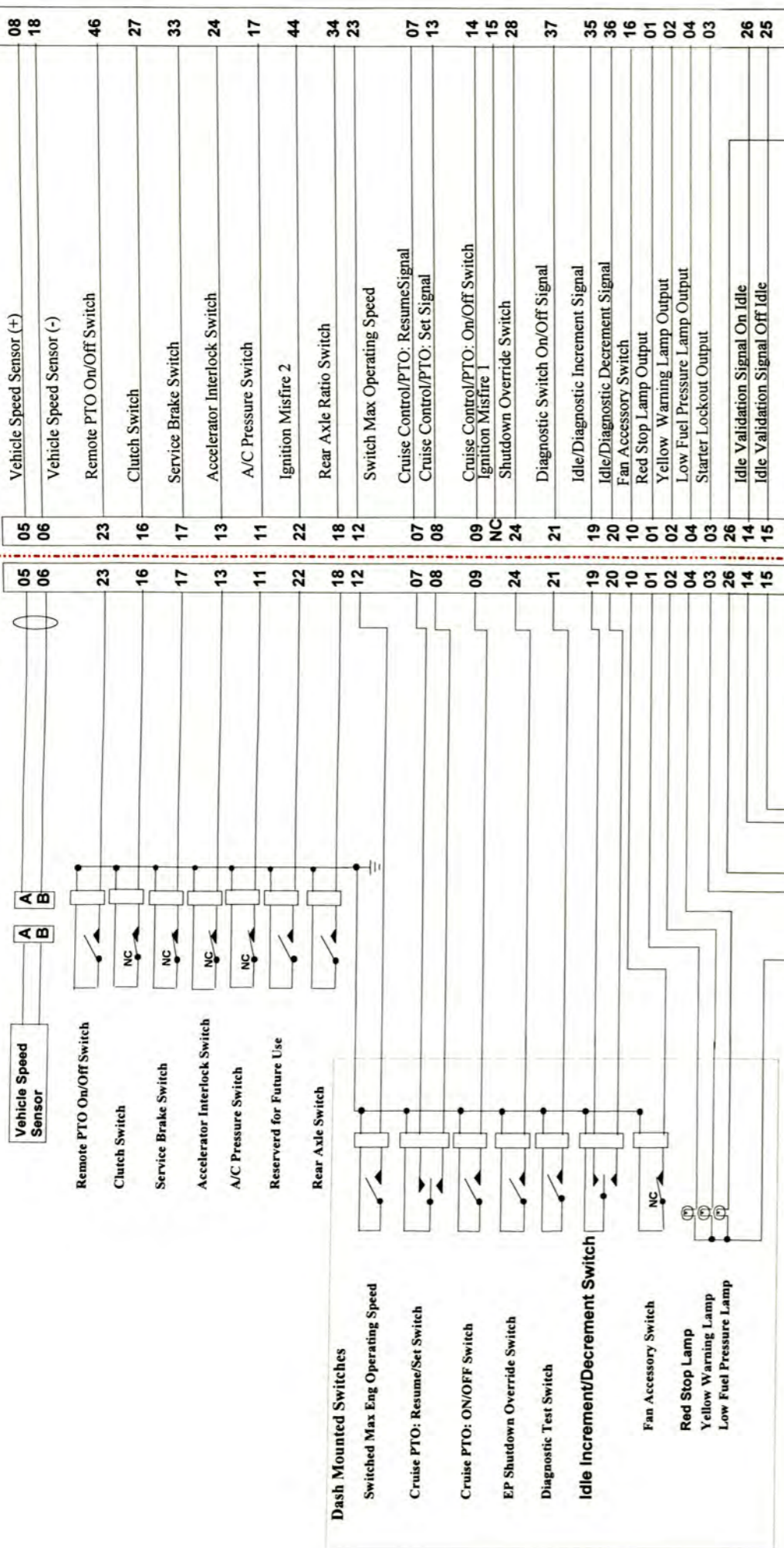
OEM Responsibility

Deutsch HD36-24-3ISE 31 Pin Connector

Cummins Responsibility

Deutsch HD36-24-3IPT 31 Pin Connector

ECM 50-Pin Connector



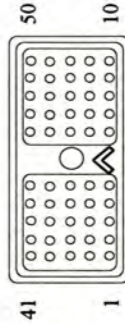
- M1 = METRIPACK CONNECTOR
  - M2 = METRIPACK CONNECTOR
  - M3 = METRIPACK CONNECTOR
  - 3 WAY DEUTSCH RECEPTACLE
  - 3 WAY DEUTSCH PLUG
  - 4 WAY DEUTSCH PLUG
  - WT = WEATHERPACK TOWER
  - WS = WEATHERPACK SHROUD
  - A1 = AUGAT 4 PIN PLUG
  - EC1 = DEUTSCH 50 PIN PLUG KEY 07
  - EC2 = DEUTSCH 50 PIN PLUG KEY 08
  - ⏏ = BATTERY GROUND
  - ⊃ = TWISTED WIRES
  - ⊃ = TWISTED WIRE
  - ⊃ = TWISTED SHIELDED WIRES
- All Wires are 18 AWG unless noted

Deutsch HD36-24-3ISE 31 Pin Connector



OEM Responsibility

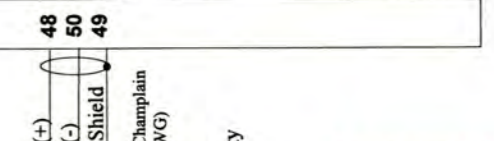
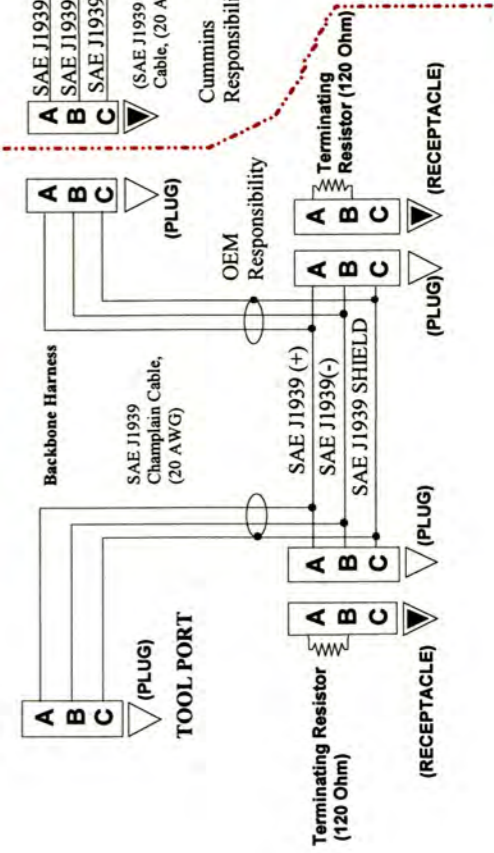
Engine 50-Pin Connector (EC2) - 08 Key



Cummins Responsibility

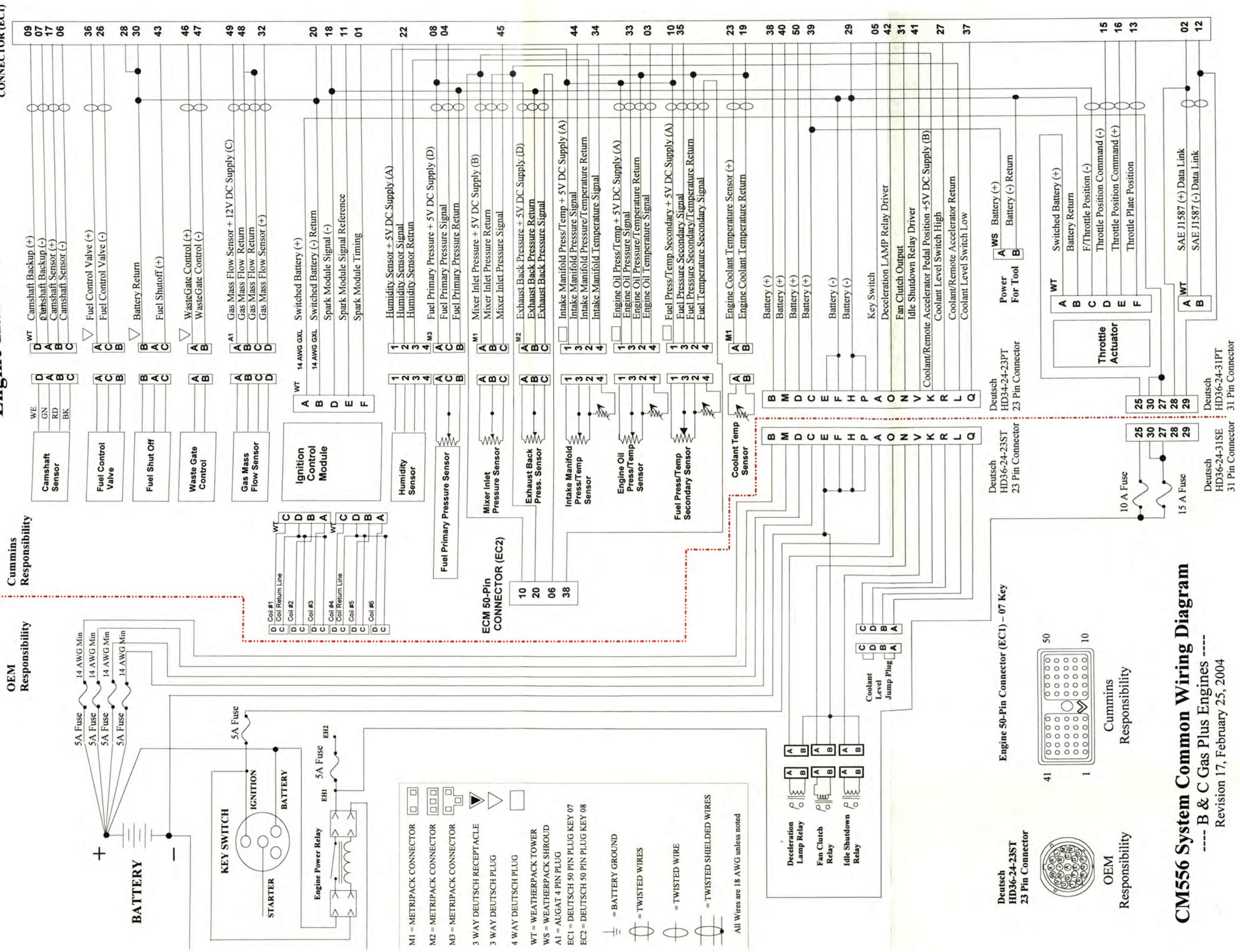
# CM556 System Common Wiring Diagram

---- B & C Gas Plus Engines ----  
Revision 17, February 25, 2004



# Engine Harness

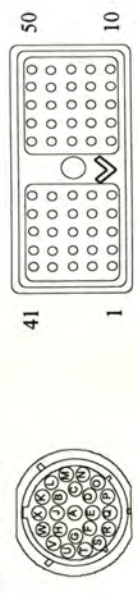
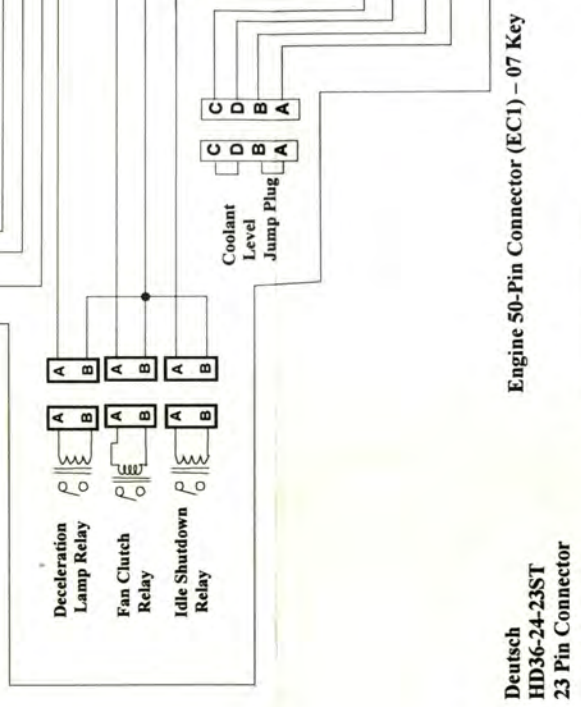
ECM 50-Pin  
CONNECTOR (EC1)



OEM Responsibility

Cummins Responsibility

- M1 = METRIPACK CONNECTOR
  - M2 = METRIPACK CONNECTOR
  - M3 = METRIPACK CONNECTOR
  - 3 WAY DEUTSCH RECEPTACLE
  - 3 WAY DEUTSCH PLUG
  - 4 WAY DEUTSCH PLUG
  - WT = WEATHERPACK TOWER
  - WS = WEATHERPACK SHROUD
  - A1 = AUGAT 4 PIN PLUG
  - EC1 = DEUTSCH 50 PIN PLUG KEY 07
  - EC2 = DEUTSCH 50 PIN PLUG KEY 08
  - = BATTERY GROUND
  - = TWISTED WIRES
  - = TWISTED WIRE
  - = TWISTED SHIELDED WIRES
- All Wires are 18 AWG unless noted



OEM Responsibility

Cummins Responsibility

## CM556 System Common Wiring Diagram

---- B & C Gas Plus Engines ----  
Revision 17, February 25, 2004

## APENDICE

**APENDICE N°1. REQUERIMIENTOS PARA EL MONTAJE DEL MOTOR  
CUMMINS MODELO CGE280.**



# Application Engineering Bulletin

Subject <b>Installation Requirements - Engine Mounting</b>		This AEB is for the following applications: <input checked="" type="checkbox"/> <b>Automotive</b> <input checked="" type="checkbox"/> <b>Industrial</b> <input type="checkbox"/> <b>Marine</b> <input type="checkbox"/> <b>G-Drive</b> <input type="checkbox"/> <b>Genset</b> <input type="checkbox"/> <b>Filtration</b> <input type="checkbox"/> <b>Emissions Solution</b>	
Date: <b>September 22, 2010</b>			AEB Number 21.36
Engine Models included: All Automotive (Diesel & Natural/Propane Gas) and Industrial			
Author: Rick Mason	Approver: per Procedure 9183OPS-04-10-01	Page 1 of 30	

This AEB supersedes AEB 21.36 dated Feb 18, 2009.

The objective of this AEB is to present design guidelines, recommendations and requirements for the engine mounting system.

## Document Overview

In order to obtain Cummins concurrence with an engine mounting system, the system must:

- Isolate the vehicle structures from engine vibrations adequately. In the case of six cylinder engine mounting systems, the calculated roll natural frequency of the mounting should be less than 50% of idle firing frequency. If the isolator system supplier or Cummins does an isolation performance prediction then the indicated transmissibility to the support structure should be less than 50%.
- Adequately isolate the cab from engine vibration. Evidence of a subjective evaluation test must be provided. There are suggested forms for automotive IQA in Appendix D and mobile industrial applications in Appendix C. The equivalent OEM specific document may be substituted.
- Limit the static bending moment at the rear face of the engine block to within the value on the engine data sheet. The AEB21.36 worksheet or equivalent document must be completed.
- Limit the static moment at engine front support or engine side support mounting surface if a limit specification is shown on the engine datasheet.
- Follow the isolator supplier guidelines. The OEM should show evidence that the isolators are approved for the application based on the supplier's guidelines and the calculated reaction forces.
- Have a permanent power angle or tilt of the engine less than 6°. If greater than 6°, Cummins Application Engineering approval is required.
- Follow the applications limits for allowable flywheel housing mounting offsets, moment arm and attachment bolted joint design. This includes limits outlined in this AEB and additional information in the FH option notes.

- Any rigid mounting arrangements for mobile equipment applications must be reviewed by Cummins Engineering. This includes rigid attachment at rear (as in agricultural tractor) and soft or floating front supports.
- Applications that do not use Cummins designed and released flywheel housings or adapters (FH Options) must be reviewed by Cummins Engineering.
- For QSC and QSL engines with large direct mounted devices, over 700 kg. Refer to AEB 140.22 for additional recommendations and requirements. This engine family has additional requirements for these types of applications.

NOTE: Automotive IQA reviews for vehicles with significant variation in powertrain options should be evaluated for worst case situations. Major variants in transmission weight, transmission tail supports, REPTO option, etc. may require re-assessment of the isolator selection and isolation system performance.

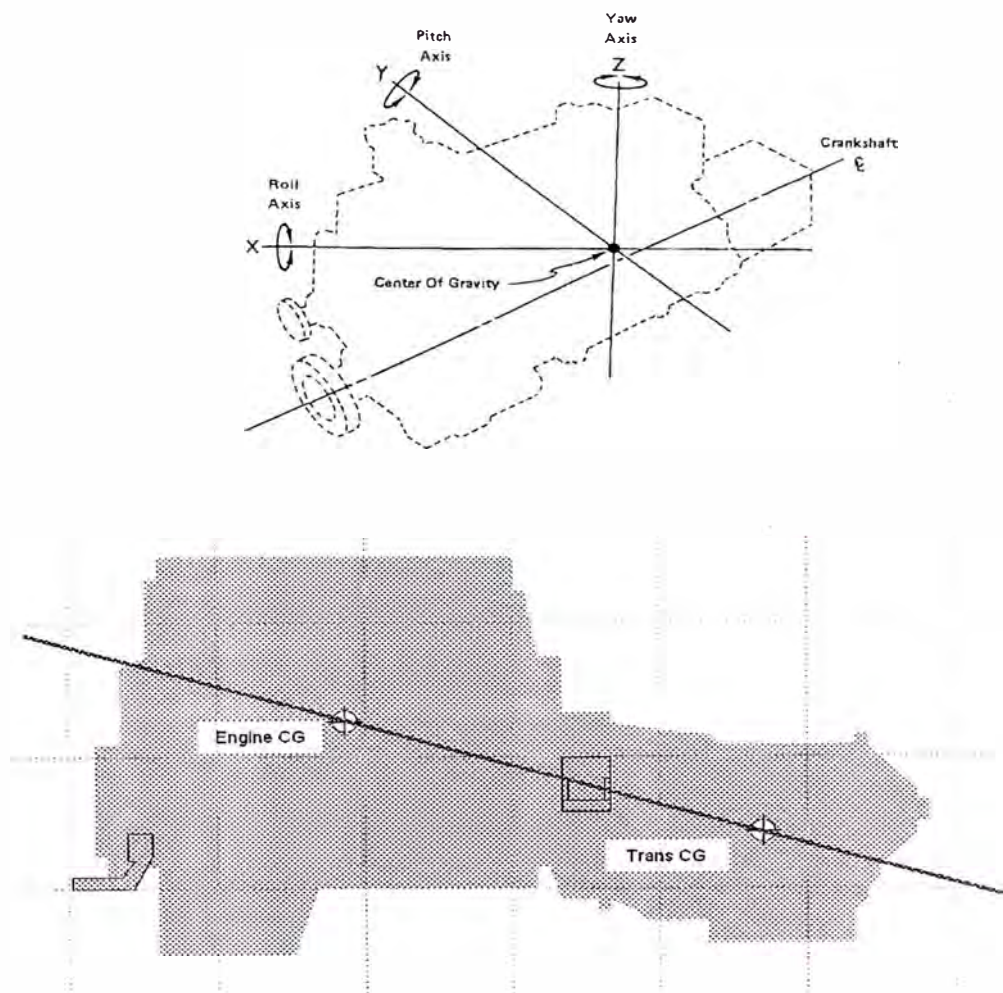
## Engine Vibration Isolation - General

All piston type engines generate vibrations due to the firing forces and reciprocating components. Some of these vibrations are internal to the engine structures and compensated or balanced by opposing forces within the engine. The other vibrations cause whole engine rigid body motions and vibratory forces that act on the engine mounting system. The engine mounting system must isolate these vibrations from the vehicle or machine structures in most cases.

The frequency of the cylinder firing impulses is determined by the number of cylinders, engine design and the engine speed. In a 4-stroke cycle engine each cylinder once every two engine revolutions. For example, in a six cylinder that is idling at 600 rpm, the engine firing frequency is three times per revolution, 1800 firings/minute, 30 firings/second, causing a 30 Hz vibration input (or excitation) to the mounting system.

Depending on the engine design the engine vibrations will cause translation or rotation about three orthogonal axes as shown in figure 1. For the automotive type power train shown, the roll axis is generally close the axis of least inertia and is estimated by a line that passes thru the center of mass of the two largest components, the engine and transmission.

**Figure 1 - Vibration Axes for the Engine Transmission Combination**



## Transmissibility of Mounting System

For the simplest analysis of an engine mounting system the structures that support the engine are treated as a rigid object with infinite mass and stiffness. This allows the performance of the engine isolation system to be estimated with a simple matrix analysis. At each mounting location the isolator between the powertrain and vehicle support structure is modeled as a spring/damper with stiffness and damping properties in three directions in space.

In this simplified case, the effectiveness of an engine mounting system in isolating the vehicle structure from engine vibration depends on the relationship between the frequency of the vibration coming from the engine and the natural frequency of the engine mounting system. The mounting system effectiveness is commonly measured as the transmissibility. Transmissibility is the amount of engine vibration force which is transmitted through the mounting system to the vehicle structure as a percentage. It is a theoretical value that is difficult to measure but useful for basic design and selection of isolators.

Transmissibility values greater than one mean that the engine mounting system is actually transmitting more vibration force into the vehicle structure than is developed by the engine. This is possible if a natural frequency of the mounting system is close to the frequency of the engine vibratory force. This is a condition of resonance or near resonance and is undesirable.

Transmissibility values of less than one indicate that the mounting system is transmitting only a fraction of the vibrational input from the engine, so it is isolating the vehicle from engine vibration. The theoretical relationship between transmissibility and the ratio of the input frequency to the natural frequency for a simple system is shown in Figure 2.

Figure 2 illustrates a simple, single degree of freedom situation. Real mounting systems are more complex so they would have multiple natural frequencies that may respond as separate motions or vibrations modes. Modern six degree of freedom, matrix analysis programs perform the matrix calculations and will report the overall transmissibility of the system for a given vibration input.

As engine speed increases, vibration input frequencies to the mounting system also increase. This increases the frequency ratio in Figure 2, pushing the operating point to the right. For this simple case, the transmissibility decreases (isolation improves) as engine speed increases. Since idle speed is the lowest engine speed commonly used, it is the most critical speed for design of many engine mounting systems.

A calculated transmissibility of 0.4 (40%) or less at engine idle speed is recommended for a good mounting system. Referring to Figure 2, for typical rubber mounts with damping factor of 0.2; this indicates a frequency ratio of 2 achieves this level of transmissibility. AEB21.36 Worksheet on GCE website has a tool to calculate theoretical isolation for a specific frequency ratio and damping factor. The shape of the transmissibility curve changes slightly with damping factor.

For example, a six cylinder engine that idles at 600 rpm, has a firing frequency,  $W$  of 30 Hz, if the mounting system has a natural frequency,  $W_n$  of 15 Hz it gives a frequency ratio of 2. If the engine idle speed is below 600 rpm, a correspondingly lower roll natural frequency will be needed to maintain adequate engine vibration isolation at idle. Likewise higher idle speeds would result in lower calculated transmissibility for the system.

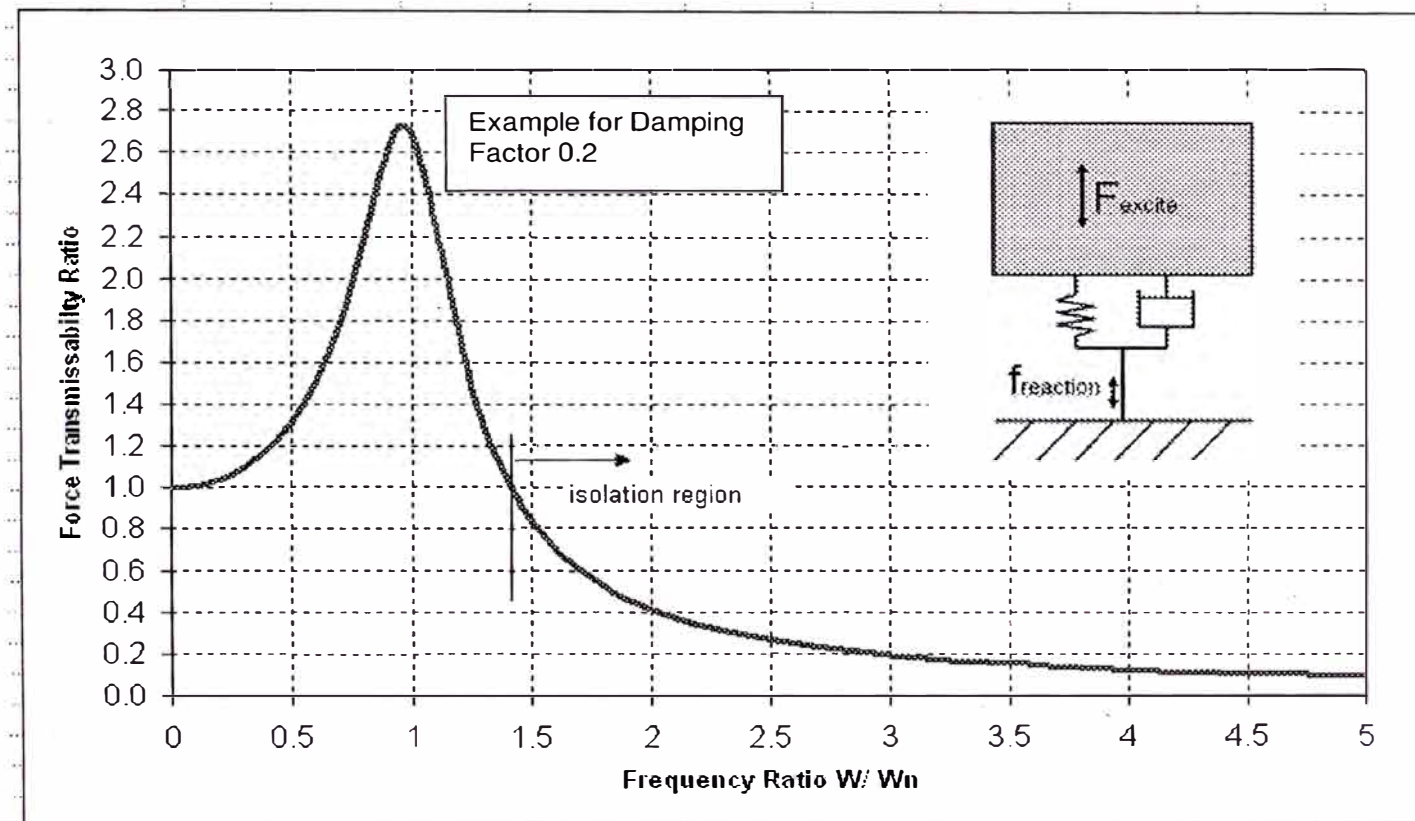
The previous mounting system performance calculations assume that the mounting system is attached to a massive, rigid base structure. This means the base supporting structure movement due to the vibratory load is negligible. This is a necessary assumption to evaluate the isolator selection for a given mounting geometry. It may be quite accurate for some industrial equipment and stationary power applications. Most mobile equipment structures move or deflect in response to vibration forces since they have finite mass and stiffness. A typical on-highway vehicle frame may have relatively low mass and stiffness at the locations of the supports. All of the calculation methods discussed previously report 'force transmissibility'. Low force transmissibility is desirable but it does not guarantee that a supporting structure (vehicle or machine frame) will not move significantly in response to the reduced inputs. This is confusing since the ratio of vibration motion between various parts of a structure is also referred to as 'transmissibility' when structures are tested.



The basic rule of thumb is that isolation levels will generally be improved (transmissibility will be lowered) by increased rigidity and mass in the supporting structures and by lower stiffness in the isolators.

**Figure 2. Transmissibility of Mounting System, SDOF Rigid Base**

Transmissibility Ratio =  $f_{\text{reaction}} / F_{\text{excite}}$  (force ratio)



### Vibrations of Inline Six-Cylinder Engines

Inline six cylinder engines are considered internally balanced by design. This means that the shaking forces due to the reciprocating masses need not be considered for mount design purposes.

The primary vibration concern for a six-cylinder engines is roll due to firing pulsations at three times engines speed (third order). This will cause roll motions about the roll axis that lies closest to a parallel with the crank axis. (Figure 1)

For some fixed operating speed, industrial applications it may be acceptable to allow the engine to drive through a mount resonance at a speed between idle and the operating speed if this occurs only occasionally and the resulting brief vibration event is not destructive.

## Vibrations of Inline Four-Cylinder Engines

Inline four-cylinder engines are not internally balanced like inline six-cylinder engines. The reciprocating pistons have unbalanced inertial forces in the direction of the cylinder axis at two times the engine rotational frequency (second order). These vertical shaking forces increase in magnitude by the square of the engine speed. These forces can be offset with an internal vibration balancer device if available as an option.

Four-cylinder engines also have firing pulsations at two times engine speed (second order) that cause the engine to roll about the roll axis. This is primarily a concern at lowest engine speeds and the discussion for engine isolation to avoid idle roll responses is similar to the previous discussion for six cylinder engines. Isolation of idle roll vibrations at 800 rpm (26.7 Hz firing frequency) would require a system with roll mode natural frequency of 13 Hz or less. Isolation to this level is not always possible due to space limitations. Increased idle speed is sometimes necessary to mitigate idle vibration issues.

At idle speed, the vertical shaking forces are not a concern for most applications since their levels are not significant compared to the roll mode excitations. Vertical shaking forces must be considered when designing the isolation for high speed operation. It is recommended that the isolators be chosen for no more than 20% transmissibility for vertical forces at the maximum operation speed for the application but this is highly dependent on the sensitivity of the application to vibrations. As an example, for a 1800 rpm pump application the vertical shaking force frequency would be 60 Hz. For 20% transmissibility with 0.2 damping that is a frequency ratio of approximately 3 so the isolation system natural frequencies should be at or below 20 Hz in the vertical (bounce) modes.

For some fixed operating speed, industrial applications it may be acceptable to allow the engine to drive through a mount resonance at a speed between idle and the operating speed if this occurs only occasionally and the resulting brief vibration event is not destructive.

All four-cylinder engine applications must be evaluated carefully by the mounting system suppliers. They may suggest advanced isolator designs or arrangements to achieve the OEM design goals. They can also evaluate isolation system durability versus isolation performance tradeoffs.

Isolation of four cylinder engines for low speed operation requires very soft isolators. This reduces vibratory forces transmitted through the isolators but allows for large deflections, this can reduce isolator life unless the isolators are sized appropriately. Four point mount systems are sometimes used to reduce engine motions, but they tend to increase transmissibility at idle. Excess engine motions can cause issues like fan to shroud interference or exhaust piping interference.

Accessory components attached to a four cylinder engine should be carefully designed and validated due to the relatively high vibratory acceleration levels. Critical components such as air intake systems and aftertreatment systems require careful consideration. The application should be reviewed by the component suppliers to see if special validation is required for four cylinder applications. Refer to AEB 21.46 for general guidelines that apply to engine mounted components.

## Other Engine Types/ Applications

Cummins produces a wide variety of engine configurations for worldwide markets. These may include vee and in-line engines with unique vibration characteristics. The proper mounting of these engines can be a complex undertaking. While the general principles in this document still apply, these engine types may require more complex analysis by the OEM. Refer to the specific engine technical package AEB and engine specific AEBs as applicable.

Some applications such as stationary power units, power generation, etc. may have specific vibration and mounting requirements and OEM design considerations to meet industry standards, building codes, etc.

## **Interaction between Engine Mounting and Cab Mounting Systems**

Some designs use cab to chassis isolation mounting systems to further reduce vibration levels at the operator/driver area. The interaction between various structures and isolation systems must be managed to achieve the best overall isolation.

At very high levels of isolation much attention to detail is required to vibration transmission through secondary paths. Possible secondary paths for vibration transmission include hoses, wiring, exhaust, intake piping, and steering shafts. The most likely paths occur along direct connections from the cab to the engine since they may bypass the intended vibration isolation systems.

### **Cab/ Operator Vibration Assessment**

Some customers may have vibration evaluation criteria for the cab and operator's area. Low cab vibration levels are desirable for many OEMs to project a quality image and gain market advantage. Excessive vibrations in the cab can lead to customer complaints and increased cost of coverage even when the engine is not to blame.

The automotive IQA should include the vibration assessment worksheet or equivalent documentation from the OEM.

### **Mounting Forces due to Vehicle or Machine Operation**

The engine mounting system must often be 'soft' for good isolation but also must limit excessive motions to prevent contact between the engine and surrounding vehicle components under all conditions of operation.

For any isolated mounting system, there is relative movement between engine and supporting structures due to torque reactions from the driveline, shock inputs, road inputs, digging forces and frame deflection.

The torque in the driveline is reacted by the side mounts (either to the engine block or flywheel housing) in a typical, on-highway three-point mounting system. The nominal torque level is the engine torque output times the ratio of the transmission gear reduction applied in the direction opposite driveline rotation. The rear mounts and associated mounting hardware must be designed to be able to accept this loading without failure or permanent deformation. Large off highway transmissions often use redundant side mounts to help carry this torque.

Shock loading due to coupling and docking typically occurs in the fore and aft direction and must also be absorbed by the mounting system. Design guidelines for this loading are 6 G in the forward direction and 9 G in the rearward direction. Good design practice is to design the rear mounts to absorb this loading, the engine front support is normally not designed for high loading in the fore aft directions so it should have soft isolators in this direction. This is consistent with the need for isolators at the front of the engine that are soft laterally for roll mode isolation.

Road/ or operational inputs are best understood by the vehicle manufacturer, and the design G loadings they apply for other vehicle components should be applied to the mounting system. The suggested guideline is to allow for at least 6G loads in the vertical direction when designing the mounting components.

The isolation system must minimize stress on the powertrain due to frame deflection; see later discussion under "Overloading Due to Frame Deflection".

Drivelines and suspensions should be designed to minimize forces to the powertrain mounting system from motions of the suspension, steering and articulation components. Significant axial forces can be transmitted by driveline shafts when they are required to extend or collapse while transmitting torque. The most common example is articulated machines like front end loaders, large agricultural tractors and log skidders. Shafts with low friction coatings on the shaft telescoping element are recommended for these applications.

Tracked vehicles may experience large vertical impact loads as the traverse obstacles and uneven terrain. Military equipment applications also may have drop test requirements that require design for shock loads. There are accepted methods for estimation of the moments and forces acting through the mounting/ isolation system under shock loading. Design for shock loading reduction involves use of the isolators to reduce the effect of shock events on the powertrain by spreading the shock force pulse over a longer time period. The isolator suppliers have calculation tools to model this effect. The design target should be to reduce the maximum vertical accelerations at the engine support points to 5G. The customer must define the design target input shock pulse shape and duration, this is commonly converted to a delta velocity that must be dissipated by the mounting system over a longer times span for a reduction in peak acceleration level. The amount of reduction is a function of the mount stiffness characteristics so the isolator supplier is the best reference for proper assessment.

### **Mounting Reactions and Bending Moment at Rear Face of Block**

All engine installations must be designed to limit the vertical bending moment at rear face of the block (RFOB) below the value listed on the engine datasheet. This is a static calculation based on a simple, free body diagram method.

Figure 3 illustrates the method for calculating the bending moment at the rear face of the block for a typical powertrain with transmission and rear tail support (R3). The calculation method can be applied for rear mounts on flywheel housing or transmission housing or a subframe. Distance L4 is the distance to the rear mount isolator centers from the rear face of block. Appendix A shows the bending moment calculation worksheet example. The Excel spreadsheet tool is listed on GCE, see 'AEB 21.36 Worksheet' in the listings.

For applications that do not use the typical mounting arrangement covered by the worksheet calculation a more elaborate analysis using the Six DOF matrix method allow analysis of the forces with any arrangement of spring supports. Some isolator suppliers can perform that estimation. The worksheet tool has a sheet titled 'Redundant' for the most typical off highway systems with one set of redundant rear supports.

Automotive IQA reviews for vehicles with significant variation in powertrain options should be evaluated for worst case situations. Major variants in transmission weight, transmission tail supports, REPTO option, etc. will affect isolator forces and isolation performance.

Mounting systems should be kept reasonably symmetric about the vertical plane of the engine centerline. Systems that are highly asymmetric may require advanced six degree of freedom or FE analysis to evaluate properly.

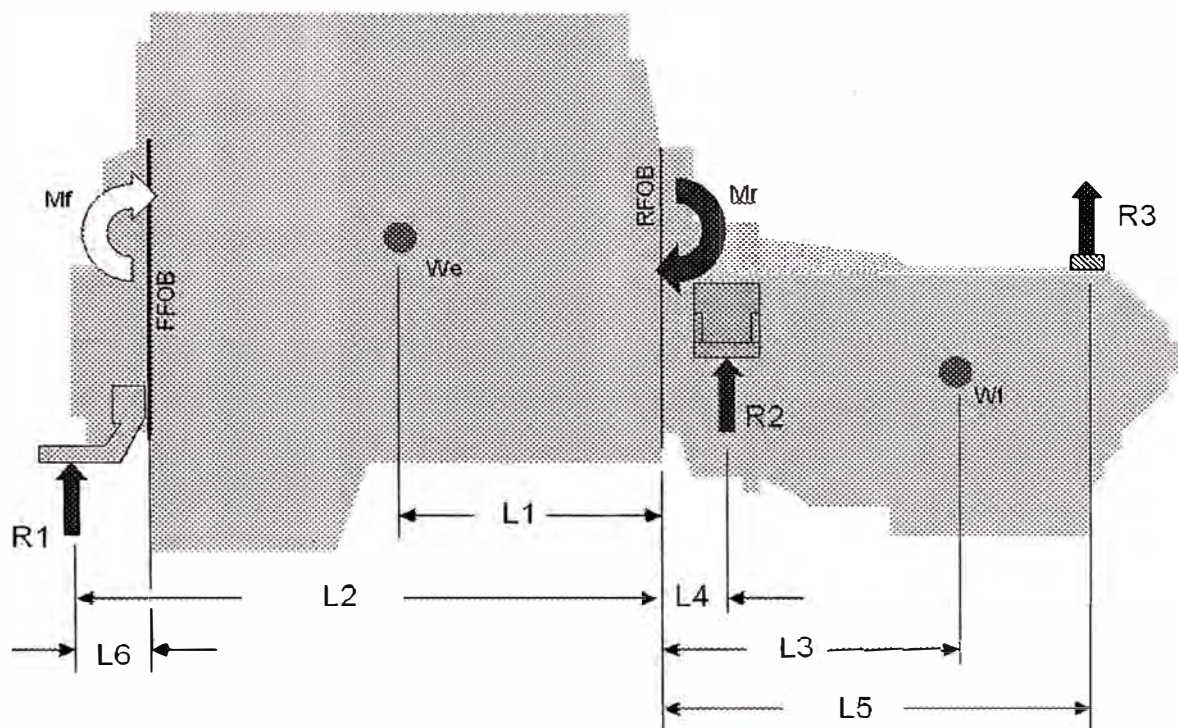


Figure 3 – Bending Moment Calculations

### Front Support Considerations

The calculators in 'AEB 21.36 Worksheet' can calculate the reaction R1 for block front or block side support designs. The bending moment calculation assumes a support attached at a face located as shown in the diagram. FFOB and block side pad bending moment capability are listed on engine family datasheet for most engine families.

Cummins supplied front supports (EM options) are designed for force to be applied through an isolator directly beneath the support attachment points. OEM designs that modify the point of load application by rigidly attached extension brackets to the front or to the sides, as shown in figure 4 are not recommended. The specified moment limits at the engine block mounting faces cannot be exceeded. Reasonable symmetry about the center of the engine should be maintained.

Customer supplied engine front supports (i.e. support brackets that bolt to the engine block in place of the engine EM option) should be reviewed to make sure bending moments at the block attachment faces are not exceeded. Cummins cannot assume responsibility for the adequacy these bracket designs. The OEM must take care to match the capscrew thread engagement to the block mounting locations used.

In highway trucks the engine front mount can be kept relatively stiff in the vertical direction to help reduce frame motions due to vertical road inputs and improve ride.

Note: some engine families are designed for engine supports at the side of the block. When block side supports are used in automotive applications with a flexible frame, a single point rear mounting should be used to create a three point mounting system. This is typical in light vehicle applications.

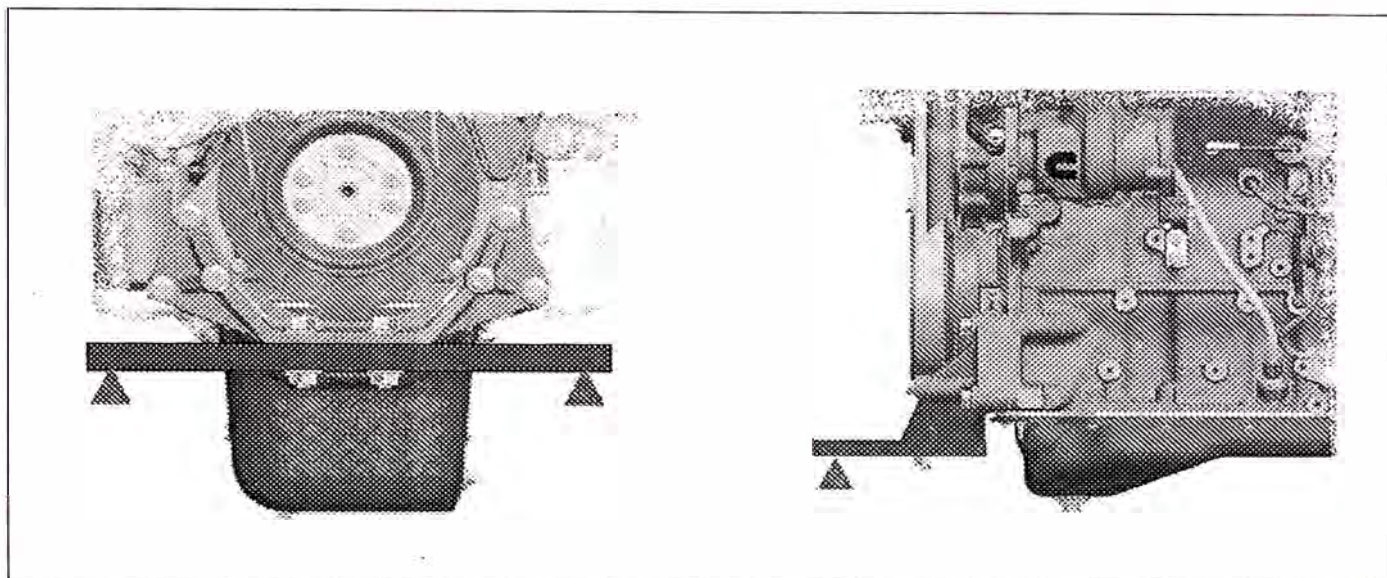


Figure 4 - Examples of Extensions Added to Cummins Front Support

### Transmission Tail Support – Automotive

Transmission tail supports for automotive application are most effective when designed as a very soft spring with initial deflection to apply a controlled upward force  $R_3$ . Unless carefully designed for isolation they often transmit unwanted noise and high frequency vibration into the frame structure. If the preload force can be controlled properly, they reduce bending forces on the flywheel housing and rear face of block.

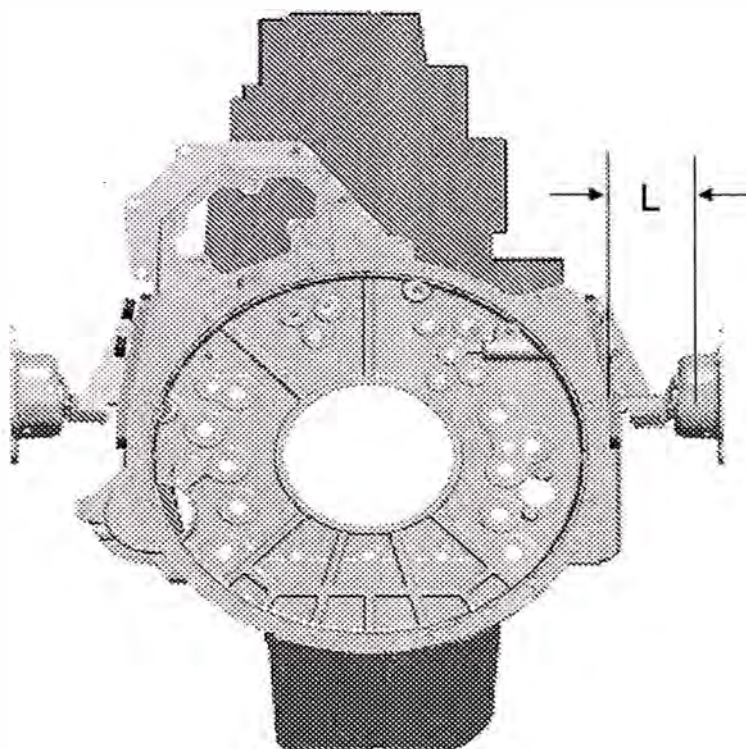
A common transmission tail support design is a transverse leaf spring attached through rubber isolators to the top of the transmission case and resting on the top surface of the frame rails. The tail support must be flexible enough to allow frame deflection without excessive loading of the transmission. Typical tail support deflection rates are 0.75 to 1 inch at the design force of 50 to 200 lbs. Some transmission/component manufacturers may require tail support even when the Cummins requirement does not.

When establishing the design for a tail support it is recommended that the calculated moment at rear face of block be zero to about 30% the maximum value listed on the engine datasheet downward. This avoids additional upward moments at rear face of block that adds load to the front support.

Due to their low stiffness, a typical tail support has limited effectiveness for reducing high G dynamic loads on the flywheel housing. For off highway applications with rigid frames, additional auxiliary rear supports that have isolator deflection rates closely matched to the other isolators in the system are recommended. These are discussed in a later section.

## Rear Mount to Flywheel Housing Attachment Considerations

The horizontal, side to side spacing of the rear mounts determines the vertical bending moment acting at the side pads of the flywheel housing. For industrial applications these moment limits are contained in the Advisor analysis tool. For automotive applications no further analysis is necessary if the isolator center moment arm no more than 3 inches (76 mm) from the mount face for engine below 8 liters and no more than 4 inches (100mm) for larger engines. Greater offsets require review of the resulting moment loading and bolted joint by Cummins Engineering. The isolator moment arm is measured from the isolator load center horizontally to the flywheel housing bolt pad surface. See Figure 5, dimension L.

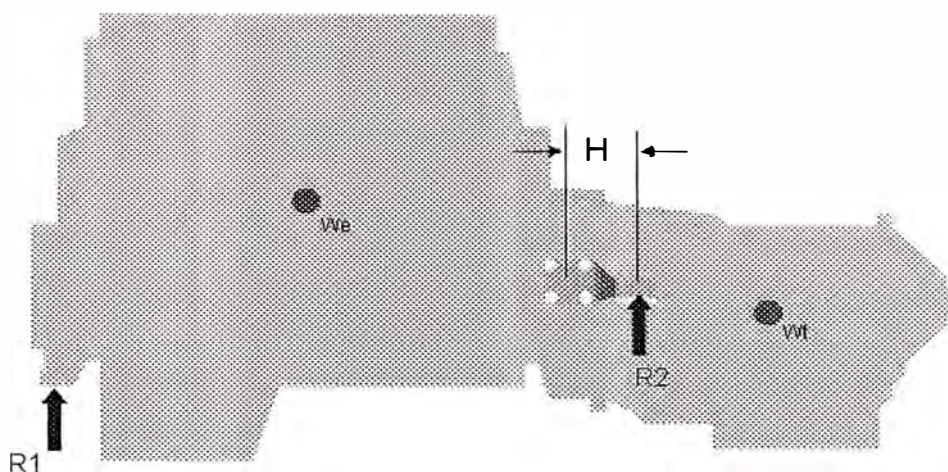


**Figure 5 – Rear Mounting Bracket Moment Arm**

It is sometimes desirable to offset the rear mounting points to the rear of the flywheel housing bolt pad centerline. This may reduce the bending moment at rear face of block but adds shear loading on the flywheel housing attachment bolted joint. An example of offset rear mounts is shown in Figure 6.

Cummins flywheel housing capability to support an offset mount varies widely. The reaction force and the offset distance between the isolator center and the flywheel housing mounting pad impacts the stress in the flywheel housing. This offset dimension is the distance between the center of the isolator (the point of force application) and the center of the flywheel housing attachment bolt pattern (see dim H in figure 6). Offset rear mount designs must be reviewed by Cummins Application Engineering if the offset dimension exceeds 76mm.

Slightly offset rear mounts are most often used in automotive applications to reduce bending moments at rear face of block and avoid the need for a transmission tail support.



**Figure 6 – Offset to Rear Mounting Bracket Example**

Some Cummins flywheel housings have six hole patterns of various layouts as shown in examples in Figure 7. The details vary but the pads are designed to be used for attachment of OEM brackets using at least four bolts in a rectangular pattern formed by either of the tallest spacings as shown. The use of the four bolt patterns with a vertical capscrew spacing less than the horizontal spacing is not intended. If in doubt about use of partial hole patterns, please ask Cummins Applications Engineering for review.

### **Auxiliary Rear Mount Applications**

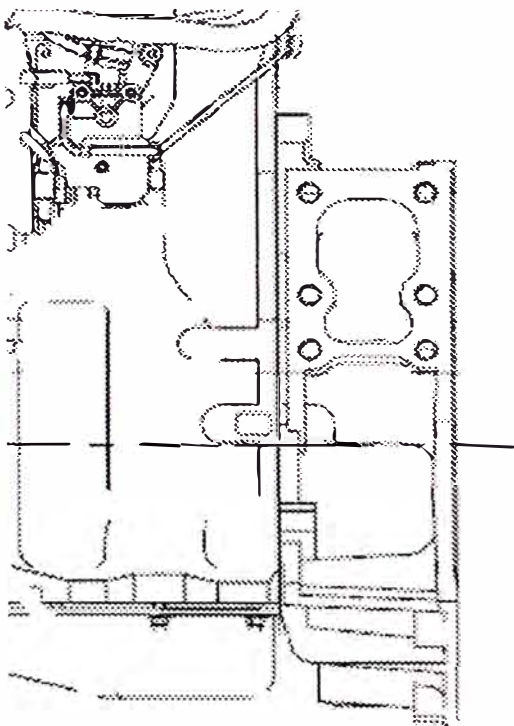
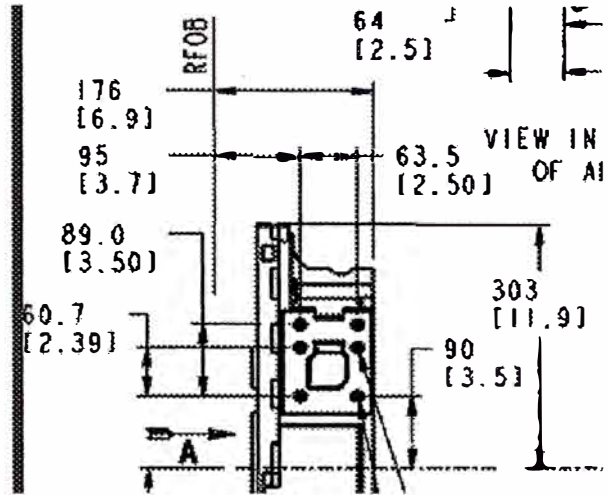
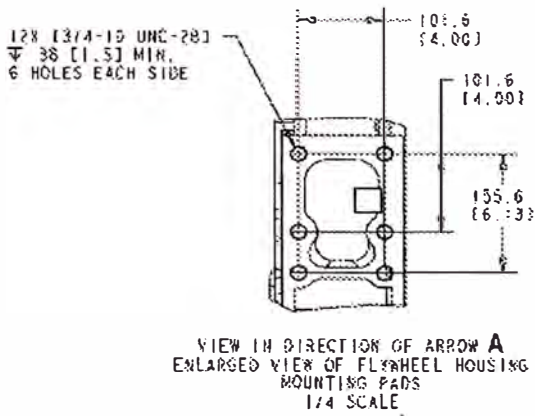
In off-highway and industrial markets the frame designs are sometimes very rigid so the frame deflections due to operational loads are small compared to the engine mounting system stiffness; this allows use of multiple mounting locations as needed without concern for loading due to frame twisting. Large transmissions in these markets typically have provisions for mounting on the transmission housing that can be used for addition support as shown in Figure 8.

For applications of the QSC/ QSL family engines with direct mounted transmissions or similar devices over 700 kg, refer to AEB 140.22 for additional applications recommendations and requirements.

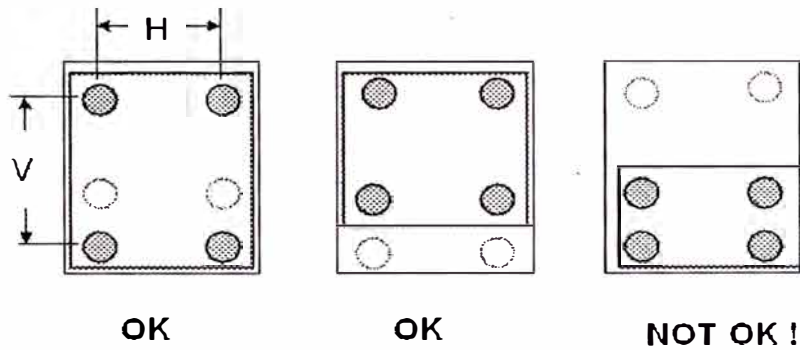
The six DOF calculation tool described in the next in next section can be used to analyze the effect of additional mounting locations on the mounting system natural frequencies and to establish the bending moments at rear face of block. The spring rate of the isolators and initial deflection at each mounting location must be evaluated to establish these moments. This may require a measurement and shimming procedure under the isolators during powertrain installation.

There is an approximation method to check moments and estimate reactions for redundant supports in the 'AEB 21.36 Worksheet' tool. The Excel spreadsheet tool is listed on the GCE Tools Page, See 'AEB 21.36 Worksheet'; The sheet is marked 'Redundant'.



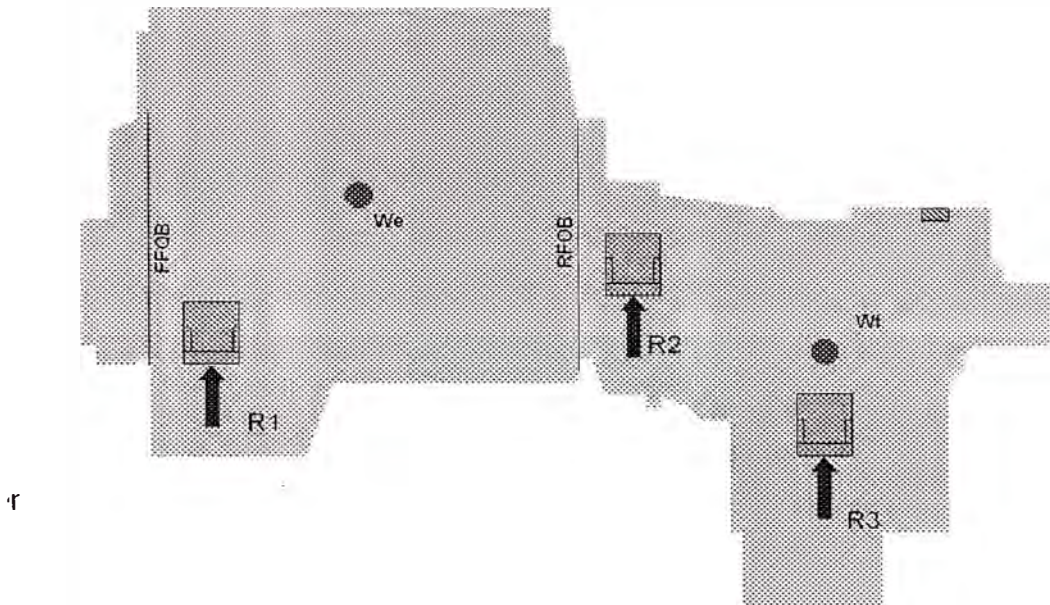


**4 Bolt Attachment Patterns**



Only use patterns where vertical spacing, V is at equal or greater than horizontal, H

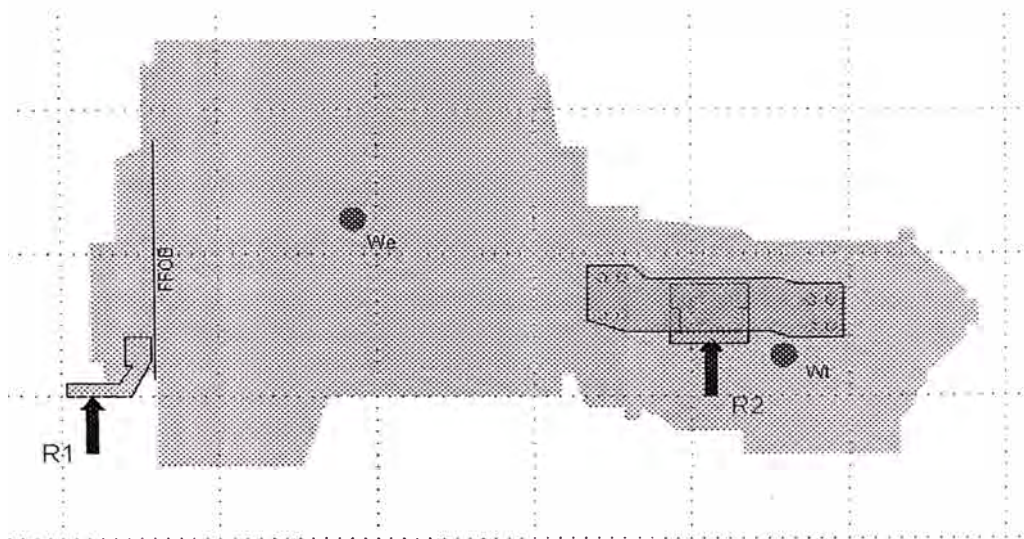
**Figure 7 – Attachment to 6 Bolt Housing Pads**



**Figure 8 – Auxiliary Rear Mounts at R3 on Large Transmission**

### **Cradle Type Supports**

Cradle type supports as shown in Figure 9 that span between multiple attachment points on the engine and transmission must be carefully designed for adequate stiffness and to avoid vibration response at operational speeds. AEB 21.46 has OEM bracket design guidelines that may be used for reference to evaluate such brackets.



**Figure 9 – Cradle Type Rear Support on Large Transmission**

## Overloading Due to Frame Deflection

The engine mounting system must be flexible enough to absorb frame deflection without transmitting forces to the engine and transmission mounting points to a level which causes failure. This is especially important for automotive frames that can have high twist deflections when traveling over uneven road surfaces. Since frame deflection is generally not easily understood, this impact of frame deflection on the mounting system and drivetrain is generally determined through test track durability testing, FE modeling and field experience.

The three point mounting system is most forgiving for frame twist and that is why it is most commonly used for automotive applications. If a four-point mounting system, which uses two, widely spaced front engine mounts is used, it should be carefully designed to prevent overstress due to twist.

## Isolator Selection Considerations

The isolator supplier will normally have a review process to evaluate new applications. An example of such a review is shown in Appendix B. The OEM should review new applications to make sure they have complied with the applications guidelines and limitations for the isolator selected. The supplier may have limits for static loading, dynamic loading and expected use. Most suppliers can also estimate isolation performance for the system and suggest potential improvements.

Isolators can be designed to have very different stiffness characteristics in three directions and progressive or non linear stiffness and damping characteristics. This is why it is important to involve the isolator supplier in any evaluation of the engine mounting system. The supplier may review the isolators for capability to support the static loads and not fail by low cycle fatigue due to operation loading.

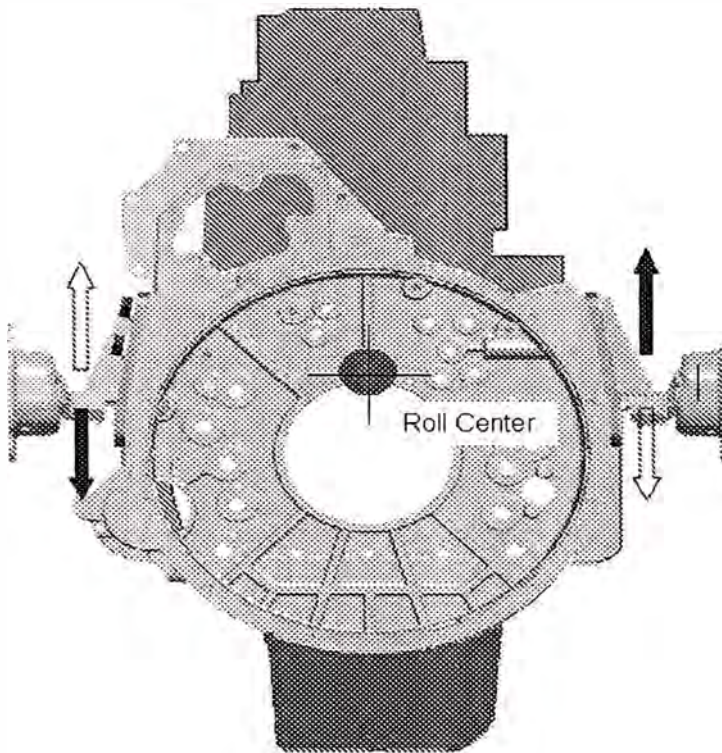
Depending on the location of the isolators relative to the vibration modes to be isolated, the requirements for the isolators at various locations varies. In a typical three point, heavy duty automotive mounting arrangement; the front and rear mounts have very different performance requirements to effectively support the powertrain yet provide best isolation of vibrations in the roll vibration mode.

Figure 10 shows the typical location of rear mounts relative to the roll axis for the typical, heavy duty automotive case. Their location relative to the roll axis causes the engine roll motion to be almost pure vertical motion at these mounts. The isolators used for these locations should have lowest stiffness in the vertical direction to provide good isolation of roll motion. The isolator design for rear mounts is straightforward since the primary force of concern all act in the vertical direction and the location at the sides is usually close to optimum.

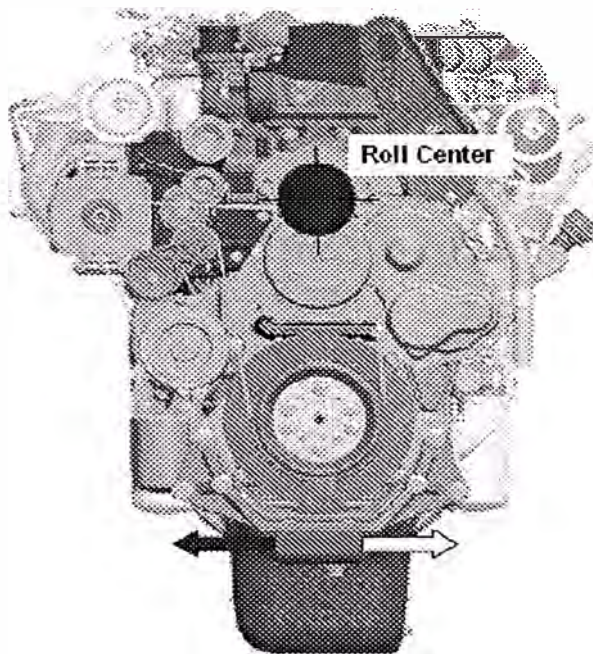
In the same mounting system, the situation at the front mount is very different and requires a different style of isolator for low transmissibility. Figure 11 shows the location of front mounts relative to the roll axis. At the front of the engine the roll axis will usually be well above the crankshaft centerline so when the engine rolls the motions at the front mount location are from side to side. This requires the front mount isolators to have low horizontal stiffness for good isolation of the roll motions.

In most mobile machines it is important to have a design features in the mounting system that retain the powertrain in place in the event of isolator elastomer failures or gross overload events. This could occur in a vehicle crash or machine rollover for example. These features are often rebound washers or backup plates that are normally do not make contact so they do not transmit vibration forces. Figure 12 shows example of a rebound washer type design in a circular cone type isolator.

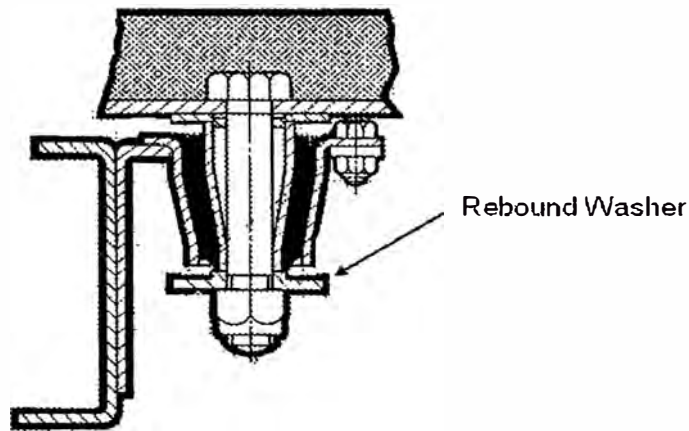
**Figure 10 - Engine Roll Motions at Rear Mounts**



**Figure 11 - Engine Roll Motions at Front Mounts**



**Figure 12 - Cross Section of Cone type Isolator with Rebound Protection Washer**

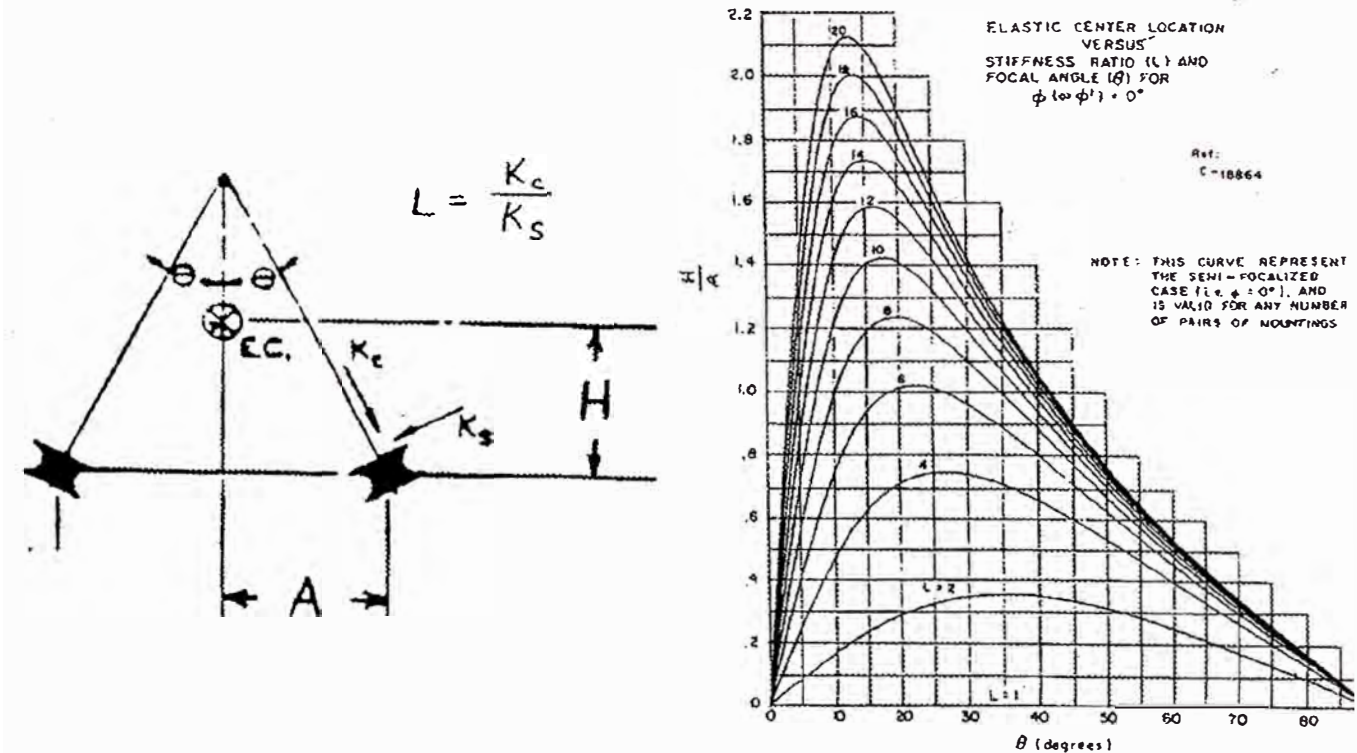


### **Focused Mounting**

When the front mounts are separated at the sides of the engine it would normally increase the roll stiffness of the system and have detrimental effects on isolation performance. If the isolators have low lateral stiffness relative to the axial stiffness then they can be angled to reduce the roll stiffness while increasing the stiffness and stability of the over all system from side to side. This is called a focused design.

The considerations are complex and not all isolator designs can be used effectively in this way. Isolator suppliers can provide assistance for these type designs. An example of a focused mounting design and the calculations is shown in Figure 13. Note that angled isolators may have benefits over conventional flat mounting even if the ideal focal point (elastic center) cannot be achieved.

Figure 13 – Focused Isolator Example



## Six Degree of Freedom Analysis and System Design Assistance

The engine mount manufacturers provide design guidance and application assistance to support their products. They normally will review the calculated loads on the isolator and make suggestions on the proper isolators for the application.

Many isolator suppliers can perform six degree of freedom analyses of the engine mounting system as part of their evaluations. This is the preferred approach to estimate system isolation. An example form with analysis results is in Appendix B.

Some example isolator supplier websites are listed below.

Lord Mechanical Products Division  
[www.lordcorp.com](http://www.lordcorp.com)

Barry Controls  
[www.barrycontrols.com](http://www.barrycontrols.com)

Tech Products Corporation  
[www.novibes.com](http://www.novibes.com)

Trelleborg Industrial AVS (Metalastik)  
[www.trelleborg.com](http://www.trelleborg.com)

## Unintended Paths for Vibration Transmission

All connections between the powertrain and the vehicle or machine must be sufficiently flexible to minimize transfer paths for engine vibration that would compromise the isolation performance of the engine mounting system. In the extreme case, lack of flexibility could also cause damage to the components due to the flexing forces. For example the exhaust connection must allow for engine motions by use of flexible sections or the exhaust system or the connection flanges and exhaust components could fail due to fatigue.

Examples of other components which can be unintended paths are:

- Plumbing and piping for coolant, hydraulics, fuel, compressed air, etc.
- Air intake connections and charge air cooler piping
- Exhaust piping
- Starter and ground wiring
- Frame mounted dipstick or fill tube supports
- Throttle, shift and clutch mechanical control linkages
- Belt drives to off-engine accessories

Systems with belt drives to off engine components are difficult to isolate effectively. The chassis-mounted refrigerant compressor or remote fan drive on a transit bus or coach is an example of this situation; this type of belt drive requires a large tensioning force between the engine and chassis mounted pulleys, if it is acting on the front mount, this can deflect the mount to the end of its travel. Ultimately the isolation performance of the system is usually compromised to some degree by the belt dynamic forces.

Many designs have been used in such remote belt drives, but the accepted practice is to use large, spring type belt tensioning devices and fixed idlers to reduce belt vibration forces. The front isolators are sometimes preloaded or angled to offset the belt tension forces. Another possibility is to use opposing side belt drives to offset the forces or tensioner force links that react against the engine. The belt drive suppliers are most skilled in design consideration for these drives. The photo in Fig 14 shows example of a spring tensioned drive in a transit bus.

Most mounting systems have a design features such as rebound washers in the mounting system that retain the powertrain in place in the event of isolator elastomer failures or gross overload events. This was discussed in previous section and example is shown in Fig 12. These rebound features must not make contact in normal operation so they do not transmit vibration forces.

When the elastomeric element fails or is overloaded in service the hard surfaces of the isolator can make contact and create a path for vibration transmission. Isolator deterioration and the resultant contact under load can cause intermittent vibration issues that are difficult to diagnose.

Complex, multi-piece isolator designs are sometimes assembled incorrectly in the assembly plant or after service events that require engine removal. Simple designs with few loose components and fool proofing features to prevent incorrect assembly are preferred. There is a trend in the industry is toward unitized, enclosed isolator cartridges that require minimal assembly. Another advantage of such unitized designs is they are less likely to allow entry of dirt and chemical contaminants that cause wear and deterioration.

## Installed Power Angle

The engine should not be installed at a permanent power angle or tilt over 6 degrees from level. See AEB 21.10 for further discussion of engine power angle limitations.

**APENDICE N°2. LIMITES DE ANGULARIDAD EN EL MONTAJE DE UN MOTOR  
CUMMINS A GNV.**





# Application Engineering Bulletin

Subject <b>Angularity Limits for Cummins Engines</b>		This AEB is for the following applications: <input checked="" type="checkbox"/> <b>Automotive</b> <input checked="" type="checkbox"/> <b>Industrial</b> <input checked="" type="checkbox"/> <b>G-Drive</b> <input type="checkbox"/> <b>Marine</b>
Date August, 2005		AEB Number 46.02
Engine Models included: All		
Author: Paul Hartstirn	Approver: per Procedure 9183OPS-04-10-01	Page 1 of 1

This AEB supersedes AEB 46.02 dated June, 1994.

The angularity limits published for each oil pan option in the sales handbooks are for INTERMITTENT operation only. That is, the engine may not be installed (power angle/tilt) or operated at the published angle continuously but may operate up to that angle for short periods of time (less than one hour) without engine damage or oil carryover. These options have proven adequate for most mobile and stationary applications known to date.

For applications that require permanent installation (power angle or tilt) or continuous operation at angles greater than 6°, the oil pan, breather system, and/or oil level must be designed such that there is NOT CONTINUOUS rod dipping. The installer must also remember that the permanent installed angle subtracts from the angularity capability in that direction. Full load testing at the desired permanent or continuous operation angle is required to evaluate the engine in the areas of:

1. Oil temperature
2. Oil carryover
3. Oil foaming
4. Oil pressure fluctuation

In a front up/flywheel down installation, Cummins recommends the use of the rear sump oil pan. If a front sump pan is used, severe crank and rod dipping can occur when large quantities of oil flow down to the shallow end of the pan. However, testing would need to be performed as identified above to confirm acceptable performance.

NOTE: Cummins Power Units may not be installed or continuously operated at angles greater than 6° at any time without special approval from Cummins, Inc.

Please consult Application Engineering for recommendations and testing procedures for special applications.

### Change Log

Date	Description	Page(s)
Aug, 2005	Updated format, added breather considerations, and added Auto. Market.	All