

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ESCUELA DE INGENIERÍA

DIMENSIONAMIENTO DE UN BANCO PARA PRUEBAS DE MOTORES A DIESEL

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

**DIEGO ALEXIS MORALES BALLADARES
ANDRÉS HUMBERTO RIBADENEIRA ORTI**

DIRECTOR: ING. ÁNGEL PORTILLA A.

Quito, Agosto de 2007

DECLARACIÓN

Nosotros, Diego Alexis Morales Balladares y Andrés Humberto Ribadeneira Orti, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentada para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Diego Alexis Morales Balladares

Andrés Humberto Ribadeneira Orti

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Diego Alexis Morales Balladares y Andrés Ribadeneira Humberto Orti, bajo mi supervisión.

Ing. Ángel Portilla A.
DIRECTOR DE PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

Al Ing. Ángel Portilla A. sobre todo por su amistad, por su confianza depositada en mí, por sus consejos y por la dirección acertada en este proyecto.

A mis profesores de Ing. Mecánica por ser los artífices de la educación de los jóvenes ecuatorianos.

A los compañeros del CCICEV, en especial a mis colegas del Proyecto Retrofit Quito (Eli, Santiago, Andrés).

A mi compañero “de fórmula” Andrés por ser mi amigo, por su paciencia, sus consejos, por ser mi apoyo.

Diego

A Dios por la salud, el coraje, y las bendiciones derramadas, por ser la verdadera esencia de mi vida.

Al Ing. Ángel Portilla A. por su acertada dirección en la realización de nuestra tesis, por su amistad y confianza y por la oportunidad de participar en proyectos que se ejecutan en el CCICEV.

A mis amigos por las aventuras vividas, a mis compañeros de trabajo (Eli, Santi, Mayra y Andrés) con quienes hemos compartido buenos y malos momentos en las diferentes actividades que desarrollamos.

A mi amigo y compañero Diego por su incondicional apoyo, por la solidaridad, y sobre todo por saber ser un amigo.

Andrés

DEDICATORIA

A la Dolorosa del Colegio mi “mama Loli” por su amor, protección y bendiciones, por ser mi vida, mi fuerza de ser más para servir mejor.

A mis padres May y Jorge, mi hermana Joha, mi prima Carito por su amor, amistad... por ser mi orgullo.

A mis compañeros de aula, gracias muchachos por su amistad, por ser unos bacanes, por estar en las buenas y en las malas, por ser solidarios y esforzarse para sacar adelante a mi país.

Diego

A Dios por la vida!... por la gracia de haberme hecho su hijo, porque con Él siempre permanece la fe, la esperanza y el amor.

A mis padres Rita y Humberto, a mis hermanos Anilu, Santi y Tfani quienes con su cariño, comprensión y amor han sabido ser el “oasis” en los momentos difíciles.

A mis amigos y ahora colegas por ser los panas de lucha, por el esfuerzo y dedicación a la carrera y para forjar un futuro mejor.

A mis amigos y hermanos que con sus oraciones han sabido llegar y hacerme sentir respaldado y querido.

André

RESUMEN

El presente estudio tiene como finalidad el dimensionamiento de un banco de pruebas para motores diesel; el equipo es necesario para probar bajo parámetros controlados el desempeño del motor diesel a condiciones de laboratorio; además, es necesario el estudio del motor a condiciones atmosféricas que presenta la ciudad de Quito debido a la gran cantidad de emisiones ambientales características del motor diesel como lo son el dióxido de azufre, monóxido de carbono, material particulado entre otros, la solución empieza desde el diseño de motores y sistemas de alimentación de combustible, búsqueda de combustibles ecológicos, dispositivos de post-combustión y motores con tecnologías alternativas.

En el capítulo I, se presenta la termodinámica de los motores de combustión interna, se estudian los distintos sistemas termodinámicos existentes como son cerrados, abiertos, adiabáticos, aislados; se analiza las propiedades de dichos sistemas, transformaciones termodinámicas. Se estudia el ciclo Otto de aire estándar de dos y cuatro tiempos, se presenta las diferencias existentes en cada ciclo como es el ciclo real y el ciclo ideal. Se estudia el rendimiento térmico del ciclo Otto, los trabajos existentes en dicho ciclo, el par motor generado, temperaturas, presiones en el ciclo de combustión.

Posteriormente, se estudia el ciclo diesel de aire estándar, los distintos rendimientos observados en éste motor, su ciclo real; a manera de comparación dentro del motor diesel se presenta el ciclo semi-diesel o ciclo Sabathe, y su rendimiento.

Se analiza las potencias generadas en el motor alternativo, los rendimientos y se establecen las diferencias en los motores de combustión interna tanto en motores ciclo Otto y motores diesel.

En el capítulo II, se estudia aspectos generales de los motores diesel, su configuración física, se estudia las curvas características que presenta el motor

como son: par motor, potencia y consumo específico de combustible. En cada una de dichas curvas se recalca los factores que influyen al tipo de curva, cómo se obtiene cada curva con su respectiva modelación matemática, influencias de condiciones atmosféricas sobre los valores de potencia en función de parámetros que definen las condiciones ambiente como lo son presión barométrica, temperatura y humedad del aire.

Se estudia los sistemas del motor diesel, como el sistema de inyección, sistema de sobrealimentación de aire, el encendido en el motor diesel; los circuitos de cada sistema, elementos que lo conforman. Se analiza el mecanismo de combustión, sus períodos y la combustión diesel tanto completa, incompleta, real e ideal.

Además, se estudia el combustible diesel, sus propiedades, generalidades sobre emisiones vehiculares diesel, contaminantes y la normativa ambiental que rige en el Distrito Metropolitano.

Finalmente, se estudia los distintos tipos de frenos dinamométricos para determinar la potencia entregada, se enfatiza el freno de corrientes parásitas de Foucault debido a que el banco de pruebas que cuenta el CCICEV se basa en este tipo de freno.

En el capítulo III, se diseña la estructura y se selecciona el motor ideal para acoplar al dinamómetro marca Weinlich que cuenta el CCICEV.

Primero, se estudia el banco de pruebas que está acoplado a un motor ciclo Otto, se presenta los distintos tipos de pruebas que se puede realizar en el banco; bajo éstos parámetros y bajo un estudio de motores predominantes que circulan en la ciudad se selecciona el motor teniendo en cuenta los requerimientos del banco.

Se diseña la estructura que soportará el motor diesel con sus respectivos sensores; se estudia primero los estados de carga, se determina las cargas y

con el uso del programa de informática SAP 2000 se modela por resistencia de materiales y por pruebas de vibración.

Además se selecciona los pernos de ajuste a la base del motor, la soldadura de los perfiles, se diseña una junta universal para acoplar el dinamómetro al eje del motor y se diseña finalmente el conducto del sistema de alimentación de aire y sistema de escape.

En el capítulo IV, se analizan los costos del banco de pruebas para motores diesel. Estos costos son básicamente de orden estructural como la compra de perfiles, costos de soldadura, costos de maquinado para la brida acople, costos de accesorios del banco necesarios para sensar los principales indicadores del motor diesel, costos de actualización de software para que el panel existente en el CCICEV se pueda acoplar a pruebas diesel. Costos del motor diesel seleccionado con su respectiva caja de cambios y su sistema de turbo alimentación.

PRESENTACIÓN

Un artículo reciente del periódico español El País¹ (06-09-03) contenía una revisión de los nuevos motores diesel y concluía que los motores de gasolina son cosa del pasado, prediciendo que el futuro pertenecerá a los motores diesel. Esta afirmación es un reflejo de las tendencias del mercado mundial observadas durante la última década, en donde las ventas de nuevos vehículos diesel, por ejemplo, en la Unión Europea se están aproximando al 50% de la cuota de mercado, con un crecimiento de varios puntos porcentuales cada año.

El atractivo del motor diesel es una combinación de varios factores, pero con un fuerte componente tecnológico. Desde el punto de vista del usuario, el rendimiento de un motor diesel moderno es similar al que cabría esperar de un motor de gasolina. Ya no es una máquina lenta y pesada; el combustible es generalmente más barato que la gasolina y su consumo es más bajo debido a la mayor eficiencia del motor diesel. Así para el usuario el motor diesel es la mejor solución.

La cuota de mercado de los vehículos diesel despegó hacia 1997-1998 con la introducción de una serie de mejoras del motor diesel, centradas principalmente en el sistema de inyección. El desarrollo y el ensayo de la tecnología así como la modificación de las fábricas para producir motores diesel en mayor cantidad tuvo que comenzar necesariamente algunos años antes. Por ello se puede suponer con seguridad que las posibilidades de la tecnología ya habían sido reconocidas por la industria.

A pesar de su costo inicial superior, la popularidad del motor diesel sigue aumentando, debido al ahorro de combustible, al robusto diseño, a la compatibilidad del combustible con otros equipos del parque automotor ya que

¹ Baeza, Marcos. Nuevos Turbodiesel Imbatibles, Diario El País, sección "El Viajero", 2003.

actualmente equipa no sólo la casi totalidad de los pesos pesados, sino que cada día es más utilizado en obras públicas, en las industrias como motor fijo y a su capacidad para cumplir las normativas sobre emisiones ambientales.

En la actualidad, el Laboratorio de Motores de Combustión Interna cuenta con un banco de pruebas equipado con un motor a gasolina, pero las necesidades de formación en motores a diesel y la creciente demanda de investigaciones encaminadas a disminuir el impacto ambiental de los motores a diesel, obligan a que el laboratorio cuente con un banco equipado con un motor a diesel representativo del parque automotor que circula en Quito.

Evaluando el funcionamiento de un motor mediante un banco de pruebas, se puede mejorar el rendimiento del mismo, sometiéndolo a la calibración especificada por el fabricante o realizando ajustes que se acomoden a una aplicación particular.

CONTENIDO

CAPÍTULO I

<i>CICLOS DEL MOTOR ALTERNATIVO</i>	1
1.1 FUNDAMENTOS DE LA TERMODINÁMICA	1
1.2 SISTEMAS TERMODINÁMICOS	1
1.3 PROPIEDADES DE UN SISTEMA	2
1.4 TRANSFORMACIONES TERMODINÁMICAS	2
1.5 CICLO OTTO DE AIRE ESTÁNDAR.....	3
1.5.1 MOTOR DE 4 TIEMPOS	3
1.5.2 MOTOR DE 2 TIEMPOS	5
1.5.3 CICLO REAL	6
1.5.4 RENDIMIENTO TÉRMICO.....	7
1.5.5 TRABAJOS EN EL MOTOR OTTO.....	10
1.5.5.1 Trabajo de compresión.....	10
1.5.5.2 Trabajo de expansión.....	12
1.5.5.3 Trabajo útil del ciclo.....	12
1.5.6 PAR MOTOR.....	13
1.5.7 TEMPERATURA Y PRESIÓN EN LA COMBUSTIÓN EN EL CICLO OTTO	13
1.5.8 PRESIÓN MEDIA DEL CICLO	15
1.6 CICLO DIESEL DE AIRE ESTÁNDAR	15
1.6.1 RENDIMIENTO TÉRMICO.....	17
1.6.2 RENDIMIENTO TEÓRICO	18
1.6.3 CICLO REAL DIESEL	18
1.7 CICLO SEMI - DIESEL.....	18
1.7.1 RENDIMIENTO TEÓRICO CICLO SEMI – DIESEL.....	21
1.8 POTENCIAS EN EL MOTOR ALTERNATIVO	23
1.8.1 POTENCIA INDICADA	23

1.8.2	POTENCIA EFECTIVA.....	23
1.8.3	POTENCIA VOLUMÉTRICA	25
1.8.4	POTENCIA TEÓRICA	25
1.8.5	POTENCIA MÁSCICA	26
1.8.6	POTENCIA ABSORBIDA POR RESISTENCIAS PASIVAS	26
1.8.7	POTENCIA FISCAL.....	26
1.9	RENDIMIENTOS EN EL MOTOR ALTERNATIVO.....	27
1.9.1	RENDIMIENTO TERMODINÁMICO.....	27
1.9.2	RENDIMIENTO INDICADO.....	27
1.9.3	RENDIMIENTO MECÁNICO	27
1.9.4	RENDIMIENTO EFECTIVO	28

CAPÍTULO II

<i>EL MOTOR DIESEL</i>	29	
2.1	INTRODUCCIÓN.....	29
2.2	SISTEMAS DEL MOTOR DIESEL	30
2.2.1	SISTEMA DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE EN EL MOTOR DIESEL	30
2.2.2	SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN DE AIRE	32
2.3	ENCENDIDO EN EL MOTOR DIESEL.....	34
2.4	MECANISMO DE COMBUSTIÓN.	34
2.5	PROCESOS DE COMBUSTIÓN EN EL MOTOR DIESEL.....	36
2.6	PROPIEDADES DEL DIESEL.....	38
2.7	GENERALIDADES SOBRE LAS EMISIONES VEHICULARES.....	39
2.8	CURVAS CARACTERÍSTICAS.....	41
2.8.1	PAR MOTOR.....	41
2.8.2	POTENCIA	44
2.8.3	CONSUMO ESPECÍFICO.....	47

2.9 INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES ATMOSFÉRICAS SOBRE LOS VALORES DE POTENCIA.....	49
2.10 TIPOS DE FRENOS DINAMOMÉTRICOS.....	51
2.10.1 FRENOS DE FRICCIÓN.....	52
2.10.2 FRENOS HIDRÁULICOS.....	52
2.10.3 FRENO DE PALETAS.....	54
2.10.4 FRENOS ELÉCTRICOS.....	54

CAPÍTULO III

DISEÑO DE ESTRUCTURA Y SELECCIÓN DE MOTOR.....	60
3.1 INTRODUCCIÓN.....	60
3.2 EL BANCO COMPRENDE.....	60
3.2.1 VENTAJAS DEL BANCO EXISTENTE EN EL CENTRO DE TRANSFERENCIA DE TECNOLOGÍA PARA LA CAPACITACIÓN E INVESTIGACIÓN EN CONTROL DE EMISIONES VEHICULARES (CCICEV).....	63
3.2.2 TIPOS DE PRUEBAS.....	64
3.3 SELECCIÓN DEL MOTOR.....	64
3.3.1 CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN DEL MOTOR.....	64
3.3.2 INVENTARIO DE PARQUE DIESEL DEL DISTRITO METROPOLITANO DE QUITO.....	65
3.4 REQUERIMIENTOS PARA LA DETERMINACIÓN DEL MOTOR A UTILIZARSE.....	68
3.4.1 RELACIÓN MOTOR – DINAMÓMETRO.....	68
3.4.2 RELACIÓN DE CARGA TOTAL SOBRE EL MOTOR.....	69
3.5 DISEÑO DE ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA EL MOTOR.....	74
3.5.1 REQUERIMIENTOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO.....	74
3.5.2 ESTADOS DE CARGA.....	75
3.5.3 DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS.....	76

3.5.4	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS SOPORTES DEL MOTOR..	78
3.6	UTILIZACIÓN DEL PROGRAMA SAP 2000 V9.....	79
3.6.1	CARGAS APLICADAS EN LA ESTRUCTURA	81
3.6.2	ANÁLISIS DE ESTRUCTURA POR VIBRACIONES.....	86
3.6.2.1	Vibración Libre	86
3.6.2.2	Vibración Forzada	87
3.6.2.3	Formas de Reducir la Amplitud de la Vibración	87
3.6.2.4	Equilibrado	88
3.6.2.5	Desintonizado	88
3.6.3	AMORTIGUAMIENTO.....	88
3.6.4	AISLAMIENTO	88
3.6.4.1	Aisladores	89
3.7	ANÁLISIS DE RESULTADOS POR VIBRACIONES.....	90
3.8	ELASTÓMEROS (CAUCHOS O HULES).....	92
3.8.1	NEOPRENO.....	93
3.9	SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE AJUSTE DE LAS BASES	94
3.9.1	RELACIÓN DEL PAR DE TORSIÓN DEL PERNO CON LA TENSIÓN DEL PERNO.....	99
3.9.2	FACTOR DE SEGURIDAD EN PERNOS	100
3.10	SELECCIÓN DE PERNO DE AJUSTE DE SOPORTE.....	100
3.10.1	FACTOR DE SEGURIDAD A ESFUERZO CORTANTE	103
3.11	SELECCIÓN DE GARRUCHAS PARA LA ESTRUCTURA	103
3.12	DISEÑO DE JUNTA UNIVERSAL PARA ACOPLÉ ENTRE EJE DEL MOTOR Y DINAMÓMETRO	104
3.12.1	DISEÑO DE LA BRIDA	104
3.12.2	DISEÑO DE LA CHAVETA	108
3.13	ANÁLISIS DE CONDUCTOS PARA EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE AIRE Y SISTEMA DE ESCAPE	109
3.13.1	CONDUCTOS PARA EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE AIRE	109

3.13.2 CONDUCTOS PARA EL SISTEMA DE GASES DE ESCAPE....	110
---	-----

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE COSTOS	111
4.1 INTRODUCCIÓN	111
4.2 COSTOS DE EQUIPO MOTRIZ	111
4.3 COSTOS DE ACCESORIOS BANCO DE PRUEBAS	112
4.4 COSTOS DE MATERIALES	113
4.5 COSTOS DE MANO DE OBRA	114

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	115
5.1 CONCLUSIONES.....	115
5.2 RECOMENDACIONES	116

INDICE DE TABLAS

CAPÍTULO I

TABLA 1.1 Rendimiento térmico en función de la relación de inyección	18
TABLA 1.2 Valores usuales de pme y la relación de compresión volumétrica para diversos motores	24

CAPÍTULO II

TABLA 2.1 Contaminantes de origen vehicular y la causa de su generación.....	41
--	----

CAPÍTULO III

TABLA 3.1: Capacidad de carga máxima por intervalos cortos de tiempo	62
TABLA 3.2: Carga Mínima de Ajuste.	63
TABLA 3.3 Vehículos de Transporte Urbano. Principales marca de motores existentes.....	65
TABLA 3.4 Datos Técnicos de las diferentes marcas de vehículos seleccionadas para el estudio. (Fuente: EMSAT).....	67
TABLA 3.5: Datos de Potencia y Torque de Diferentes Motores Diesel Hino.....	68
TABLA 3.6: Capacidad de carga a más de 4000 r.p.m.....	70
TABLA 3.7: Características principales del motor seleccionado.....	74

CAPÍTULO IV

TABLA 4.1 Costo de componentes motor Hino	112
TABLA 4.2 Costo de componentes del banco de pruebas Weinlich.....	113
TABLA 4.3 Costo de componentes sistema estructural.....	113
TABLA 4.4 Costo operaciones de mecanizado	114
TABLA 4.5. Resumen de costos.....	114

INDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

Fig. 1.1 Esquema de un motor Otto	3
Fig. 1.2 Ciclo Otto ideal.....	4
Fig. 1.3 Tiempos de un motor de gasolina.....	5
Fig. 1.4 Esquema de motor Otto de dos tiempos.....	6
Fig. 1.5 Ciclos de motor Otto trabajando en condiciones distintas:	7
Fig. 1.6 Cilindro de trabajo	10
Fig. 1.7 Diagrama de un ciclo diesel	16
Fig. 1.8 Diagrama del ciclo Semi - diesel.....	19

CAPÍTULO II

Fig. 2.1 Esquema de un motor diesel	29
Fig. 2.2 Esquema del sistema de inyección con válvula de descarga en la bomba de inyección.....	32
Fig. 2.3 Elementos del compresor	33
Fig. 2.4 Principio de funcionamiento de un turboalimentador	34
Figura 2.5 Curva presión vs. Ángulo de cigüeñal.....	37
Fig. 2.6 Diagrama de presiones en un motor de cuatro tiempos	43
Fig. 2.7 Variación del brazo del par en función de la inclinación de la biela	44
Fig. 2.8 Diagrama del par en un motor de cuatro cilindros	45
Fig. 2.9 Ejemplos de curvas del par motor:.....	45
a) y b) son motores otto; c) motor diesel.....	45
Fig. 2.10 Curvas de potencia motor Volvo	46
Fig. 2.11 Curva de consumo específico de combustible en un motor a gasolina .	50

Fig. 2.12 Balanza de combustible del banco de pruebas Weinlich	51
Fig. 2.13 Freno tipo prony	54
Fig. 2.14 Freno de agua tipo Froude.....	55
Fig. 2.15 Esquema de un motor con freno de paletas	56
Fig. 2.16 Freno dinamoeléctrico.....	57

CAPÍTULO III

Fig. 3.1: Parque automotor a diesel del Distrito Metropolitano de Quito.	66
Fig. 3.2: Torque en el Eje del Motor vs Revoluciones por Minuto	71
Fig. 3.3: Torque en el Eje del Dinamómetro vs Revoluciones por Minuto.....	71
Fig. 3.4: Potencia del Banco vs Revoluciones por Minuto	73
Fig. 3.5: Esquema de la Estructura.....	75
Fig. 3.6: Diagrama de Cargas	76
Fig. 3.8: Esquema de Diseño de Estructura en SAP	79
Fig. 3.9: Asignación y Edición de Perfiles	80
Fig. 3.10: Diagrama de Cargas Distribuidas	82
Fig. 3.11 Reacciones en los Apoyos de la Estructura.....	83
Fig. 3.12: Diagrama Colores por Resistencia	84
Fig. 3.13: Diagrama de Cortante y Momento (Soporte Izquierdo)	85
Fig. 3.14: Transmisibilidad de Vibraciones	89
Fig. 3.15: Montaje sobre Aisladores de Caucho	90
Fig. 3.16: Asignación de Masas Concentradas.....	91
Fig. 3.17: Definición de Función de Aceleración.....	91
Fig. 3.18: Taco de caucho extrapolado de utilización en Motores	93
Fig. 3.19: Utilización de Pernos para Ajuste	94

Fig. 3.20: Articulación de Soportes	95
Fig. 3.21: Diagrama de Cuerpo Libre (Soporte)	96
Fig. 3.22 Diagrama de cuerpo libre de carga del soporte	101
Fig. 3.22 Acople cardán del banco de pruebas a gasolina del CCICEV	104
Fig. 3.23 Acople tipo brida	105
Fig. 3.24 Análisis brida del dinamómetro	106
Fig. 3.25 Estados de fuerza en la chaveta.....	108

CAPÍTULO I

CICLOS DEL MOTOR ALTERNATIVO

1.1 FUNDAMENTOS DE LA TERMODINÁMICA

“Termodinámica es la rama de las ciencias físicas que trata de diversos fenómenos de energía y las propiedades relacionadas de la materia, especialmente en lo que se refiere a las leyes de transformación de calor a otras formas de energía, y viceversa.”⁸

Una de las leyes fundamentales de la naturaleza es el principio de la conservación de la energía. El cual establece que, durante una interacción, la energía puede cambiar de una forma a otra, pero la cantidad total de energía permanece constante, es decir la energía no puede crearse o destruirse.

Los dispositivos empleados en producir una salida de potencia neta reciben el nombre de máquinas, y los ciclos termodinámicos que operan se denominan ciclos de potencia.

Los estudios teóricos termodinámicos tienen como aplicación fundamental estudiar los sistemas físicos cuyas aplicaciones industriales más importantes son las máquinas térmicas, entre las que se incluyen las máquinas de vapor y los motores de combustión interna.

1.2 SISTEMAS TERMODINÁMICOS

“Un sistema termodinámico es una cantidad de materia o una región en el espacio elegida para el estudio”⁹. La masa o región fuera del sistema recibe el nombre de alrededores. La superficie real o imaginaria que separa el sistema de sus alrededores recibe el nombre de frontera.

⁸ Faires, Virgil M. Termodinámica. 4ta Ed. México. Uteha. 1970. p. 1.

⁹ Cengel, Yanus A. Termodinámica. 2da Ed. México. McGraw-Hill, S.A. 1996. p. 8.

1.3 PROPIEDADES DE UN SISTEMA

Son aquellas propiedades que definen el espacio termodinámico y pueden ser intensivas o extensivas.

Intensivas.- Son independientes del tamaño de un sistema, éstas son: temperatura, presión y densidad.

Extensivas.- Dependen de la extensión del sistema como lo son la masa, el volumen y la energía total.

1.4 PROCESOS TERMODINÁMICOS

“En las máquinas térmicas, el sistema evoluciona en su interior a través de una serie de procesos que forman una línea cerrada, denominada ciclo.

El estudio de estos ciclos se realiza descomponiendo en varios procesos teóricos, tales como:

- Procesos adiabáticos, suceden sin intercambio de calor con el límite del sistema.
- Procesos politrópicos, cumplen con la ley: $pv^n = cte$.
- Procesos a volumen constante o isocoras.
- Procesos a presión constante o isobaras.
- Procesos a temperatura constante o isotermas.”¹⁰

1.5 CICLO OTTO DE AIRE ESTÁNDAR

El ciclo de Otto es el ciclo ideal para las máquinas reciprocantes de encendido de chispa. Reciben ese nombre en honor a Nikolaus A. Otto, quien en 1876 construyó una máquina de cuatro tiempos utilizando el ciclo propuesto por Beau de Rochas. (Fig. 1.1)

¹⁰ Jóvac, M. S. Motores de Automóvil. 1era Ed. URSS. MIR. 1982. p. 68

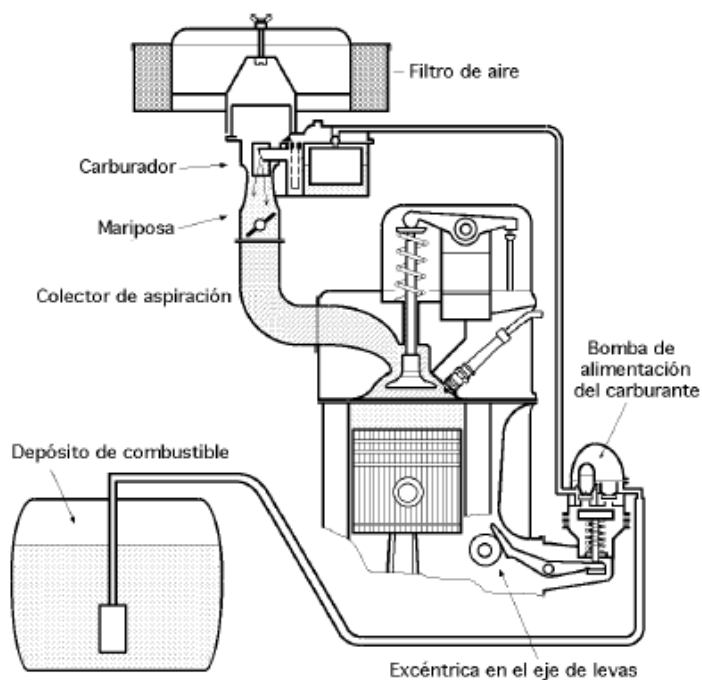


Fig. 1.1 Esquema de un motor de gasolina

El ciclo se compone de los siguientes procesos (Fig. 1.2):

- 1-2: Compresión adiabática y reversible
- 2-3: Calor añadido a volumen constante
- 3-4: Expansión adiabática y reversible
- 4-1: Calor rechazado a volumen constante

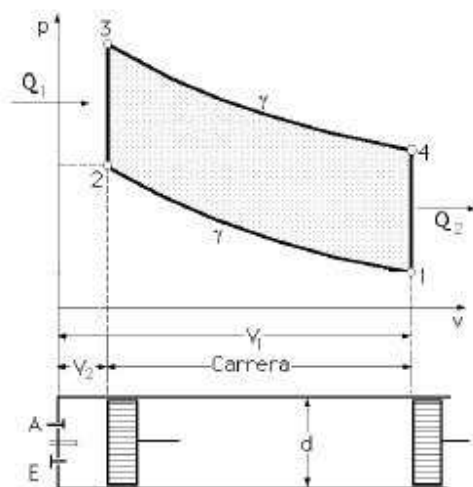


Fig. 1.2 Ciclo Otto ideal

1.5.1 CICLO DE TRABAJO DEL MOTOR DE 4 TIEMPOS

Para un motor de 4 carreras o tiempos (Fig. 1.2) se tienen:

Primer tiempo (1-2): Se produce la compresión adiabática de la mezcla carburada. Con las válvulas cerradas el émbolo pasa de 1 a 2 recibiendo un trabajo que le permite realizar la compresión adiabática, al final de la cual el volumen de la mezcla (aire-combustible) se ha reducido al de la cámara de combustión aumentando la presión teórica hasta un máximo que depende de la relación de compresión ε , de la forma:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \quad (1.1)$$

La relación de compresión, varía en motores de gasolina de 6-11.5 para gasolina sin plomo.

Segundo tiempo (2-3): Llegado el émbolo a 2 se provoca el encendido de la mezcla carburada comprimida mediante una chispa y se efectúa la explosión (2-3) a volumen constante, aumentando la temperatura a ($1500^\circ\text{C} < T_3 < 2200^\circ\text{C}$) y la presión a ($30 \text{ atm} < p_3 < 40 \text{ atm}$), recibiendo el fluido Q_1 calorías de la fuente caliente por liberación de la energía química de la mezcla carburada durante el proceso de la combustión.

Tercer tiempo (3-4): A continuación, el sistema constituido por los productos de la combustión realiza la expansión adiabática (3-4) hasta alcanzar el punto muerto inferior 4 que se corresponde con el volumen máximo V_1 .

Cuarto tiempo (4-1): Se abre la válvula de escape y se produce un descenso de presión según (4-1) con el consiguiente enfriamiento a volumen constante en el cual se ceden energía en forma de calor a la fuente fría; a continuación el émbolo realiza la operación de expulsión o escape de los productos de la combustión, para volver a introducir en el punto muerto superior 0 una nueva mezcla de aire y combustible en condiciones similares a la anterior, que permiten reanudar un nuevo ciclo.

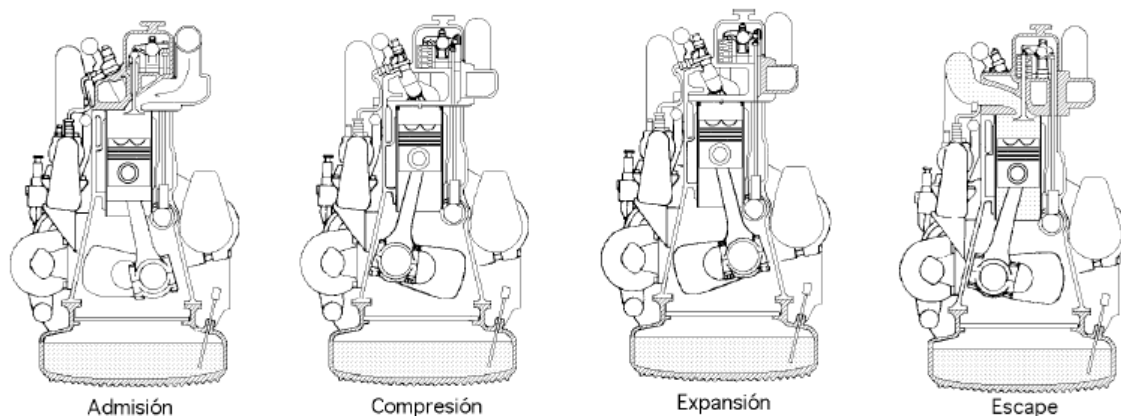


Fig. 1.3 Tiempos de un motor de gasolina

1.5.2 MOTOR DE 2 TIEMPOS

Con un diseño adecuado puede conseguirse que un motor de gasolina o diesel funcione en dos tiempos, con un tiempo de potencia cada dos carreras en lugar de cada cuatro carreras. (Fig. 1.4)

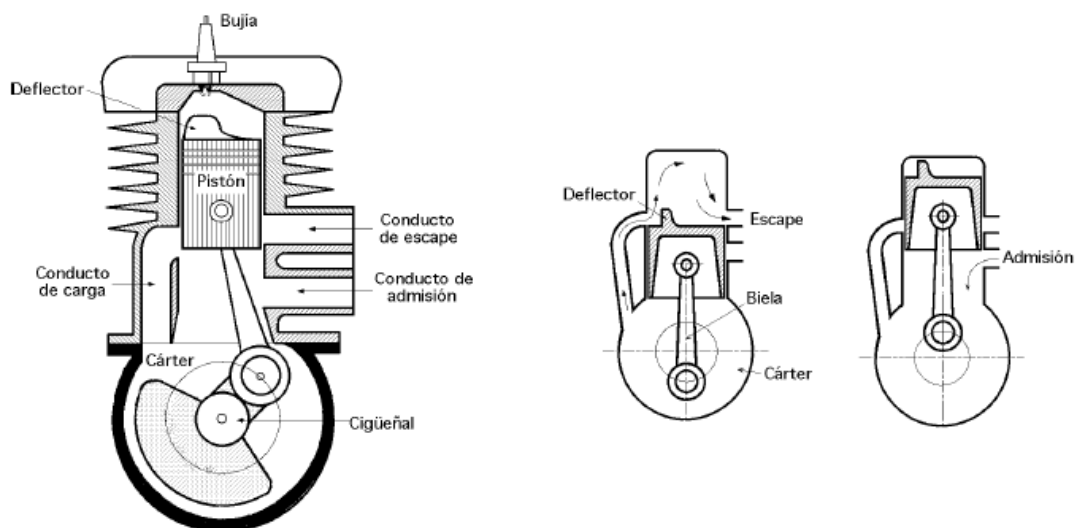


Fig. 1.4 Esquema de motor Otto de dos tiempos

“Sin embargo, el motor de ciclo de dos tiempos, en lugar de desarrollar una potencia 100% mayor, sólo desarrolla 70% a 90% mas que el motor de cuatro tiempos de la misma cilindrada o desplazamiento, debido a:

- Un barrido más pobre o incompleto.
- Una menor masa de mezcla de combustible para un desplazamiento dado del émbolo.
- Una mayor pérdida de combustible no quemado.
- Un pequeño consumo de energía para comprimir el aire que barre el cilindro.
- La pérdida de presión debida al escape prematuro.”¹¹

Para un motor de 2 tiempos, la diferencia radica en que las operaciones (0-1) y (1-0) de admisión y escape no se realizan en dichas emboladas, por cuanto en estos motores de 2 tiempos existe un sistema de compresión que comunica con las lumbreras colocadas cerca del punto muerto inferior.

El émbolo las descubre en su movimiento hacia dicho punto y los cierra en su carrera de vuelta, habiendo sustituido previamente los productos de la combustión por una nueva carga fresca carburada.

1.5.3 CICLO DE TRABAJO REAL DEL MOTOR

En la práctica, la combustión teórica a volumen constante no se puede realizar (Fig. 1.5a), ni tampoco sería aconsejable hacerlo por el golpe brusco que ello significa. En el ciclo real, la admisión se hace a una presión algo inferior a la atmosférica y el barrido de los gases de la combustión a una presión algo superior.

Este ciclo es con encendido retrasado (Fig. 1.5b). El encendido de la mezcla se verifica cuando el aire está en el mínimo volumen, es decir, en 2. De 2 a 3 pasa un intervalo de tiempo en el que el combustible se quema con el oxígeno del aire.

Como el proceso real debe aproximarse al ideal, es necesario que se produzca el encendido antes de llegar el émbolo al PMS 2. Con este avance en el encendido se logra un mejor rendimiento. (Fig. 1.5c)

¹¹ FAIRES V. M; Termodinámica; Ed. UTEHA, México; 1970, p. 256,257.

Además, para tener bajas temperaturas en las superficies del pistón en contacto con la camisa del émbolo y lograr una buena lubricación disminuyendo el rozamiento, el cilindro va rodeado de un sistema de refrigeración; además, como las transformaciones (1-2) y (3-4) no son del todo adiabáticas, no se llegan a alcanzar las temperaturas que corresponderían al ciclo ideal.

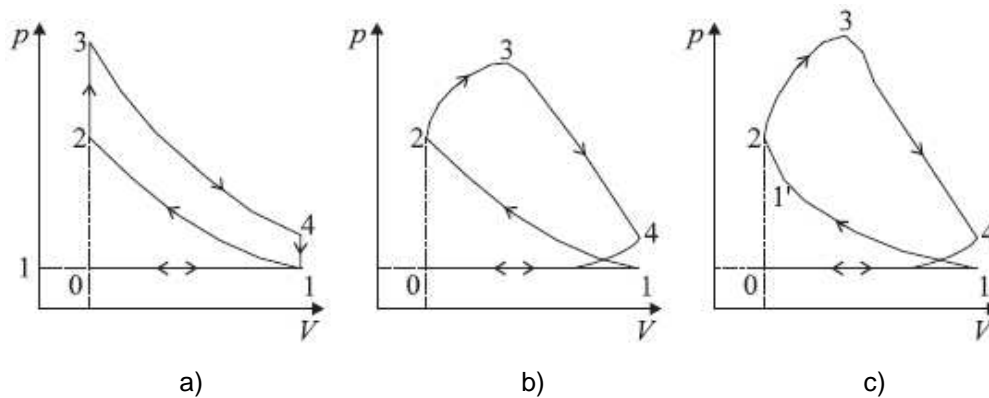


Fig. 1.5 Ciclos de motor de gasolina trabajando en condiciones distintas:

a) ciclo de motor ideal; b) ciclo con encendido retrasado; c) ciclo con avance en el encendido

1.5.4 RENDIMIENTO TÉRMICO

A lo largo de los diferentes procesos del ciclo termodinámico (Fig. 1.5 a), las cantidades de calor intercambiadas considerando calores específicos constantes son:

$$\text{Proceso 2-3: } Q_1 = c_v (T_3 - T_2) \quad (1.2)$$

Donde:

Q_1 : Cantidad de calor en el punto 1, [kJ/kg]

C_v : Calor específico a volumen constante, [$\text{kJ}/\text{kg}\text{K}$]

T_3 : Temperatura en el punto 3, [K]

T_2 : Temperatura en el punto 2, [K]

$$\text{De igual manera, en el proceso 4-1: } Q_2 = c_v (T_4 - T_1) \quad (1.3)$$

El rendimiento térmico es:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1.4)$$

Si se toma en cuenta que $v_3=v_2$, y $v_4=v_1$ (Fig. 1.5 a), se tiene que:

$$T_1 V_1^{k-1} = T_2 V_2^{k-1} \quad (1.5)$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}$$

Donde:

T_1 : Temperatura en el punto 1, [°K]

T_2 : Temperatura en el punto 2, [°K]

V_1 : Volumen en el punto 1, [m³]

V_2 : Volumen en el punto 2, [m³]

k : Relación de calor específico, $\left(k = \frac{c_p}{c_v} \right)$

De igual manera se obtiene que:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} \quad (1.6)$$

Dividiendo ambas ecuaciones:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = \frac{T_3}{T_4} \quad (1.7)$$

Entonces:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (1.8)$$

Reemplazando en la ecuación de rendimiento térmico:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_3 \left(\frac{V_2}{V_1} \right)^{k-1} - T_1}{T_3 - T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1}} = 1 - \frac{T_3 \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)^{k-1} - T_1}{T_3 - T_1 \varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.9)$$

Donde:

n_t : Rendimiento termodinámico

ε : Relación de compresión

k : Relación de calor específico

Por lo tanto, el rendimiento térmico depende de la relación de compresión y del coeficiente adiabático k llegándose a alcanzar rendimientos del orden del 40% al 54%.¹²

No se pueden alcanzar mayores rendimientos ya que implicarían mayores relaciones de compresión y altas temperaturas al final de la compresión, lo que daría lugar a una preignición de la mezcla carburada, con lo que se produciría un mal funcionamiento; existe, por lo tanto, un límite por encima del cual no se puede elevar la relación de compresión ε por cuanto la mezcla de combustible y aire explotaría sin control, con el consiguiente perjuicio para la máquina y malfuncionamiento.

¹² MARTÍNEZ DE VEDIA, R; Teoría de los Motores Térmicos; Ed. Pagani Hnos; Argentina; 1966

1.5.5 TRABAJOS EN EL MOTOR DE GASOLINA

1.5.5.1 Trabajo de compresión

La compresión de la carga necesita de un cierto trabajo. Si se llama d al diámetro interior del cilindro, l a la carrera del pistón, m a la distancia de la cámara de combustión y ε a la relación de compresión (Fig. 1.6), se tiene:

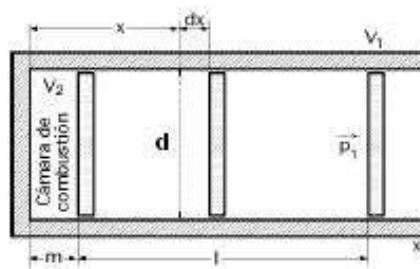


Fig. 1.6 Cilindro de trabajo

$$\varepsilon = \frac{l + m}{m} \quad (1.10)$$

Donde:

ε : Relación de compresión

l : Carrera del pistón, [m]

m : Distancia de la cámara de combustión, [m]

Despejando m :

$$m = \frac{l}{\varepsilon - 1} \quad (1.11)$$

Donde m se considera como una prolongación del cilindro de expansión o el espacio muerto.

Cuando se inicia la fase de compresión se tiene una presión en el cilindro igual a p_1 siendo la distancia desde la culata del cilindro a la cabeza del émbolo igual a:

$$l + m = l + \frac{l}{\varepsilon - 1} = \frac{\varepsilon * l}{\varepsilon - 1} \quad (1.12)$$

El volumen es:

$$v_1 = \frac{\pi d^2}{4} * \frac{\varepsilon * l}{\varepsilon - 1} \quad (1.13)$$

Donde:

v_1 : Volumen en el punto 1, [m³]

ε : Relación de compresión

l : Carrera del pistón, [m]

d : Diámetro interior del cilindro, [m]

La fuerza total que inicialmente se ejerce contra el émbolo, desde el interior del cilindro es:

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} * p_1 \quad (1.14)$$

Donde:

F_1 : Fuerza en el punto 1, [N]

d^2 : Diámetro interior del cilindro elevado al cuadrado, [m²]

p_1 : Presión en el punto 1, [Pa]

Si cuando empieza a moverse el pistón, éste se encuentra en un momento determinado en una posición x , la presión interior es:

$$p_1 v_1^k = p_x v_x^{\gamma+k} \quad (1.15)$$

De donde:

$$p_x = p_1 \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^k = p_1 \left(\frac{\varepsilon * l}{x} \right)^k = p_1 \left(\frac{\varepsilon * l}{\varepsilon - 1} \right)^k x^{-k} \quad (1.16)$$

Donde:

p_x : Presión en un punto x, [Pa]

p_1 : Presión en el punto 1, [Pa]

ε : Relación de compresión

l : Carrera del pistón, [m]

k : Relación de calor específico

x : Posición x, [m]

Si se mueve el émbolo una distancia infinitesimal $-dx$ (venciendo la presión interior) el trabajo es:

$$dT_{comp} = F_x dx = p_x * Area * dx = p_1 \left(\frac{\varepsilon * l}{\varepsilon - 1} \right) x^{-k} * \frac{\pi d^2}{4} dx \quad (1.17)$$

$$T_{comp} = p_1 \left(\frac{\varepsilon * l}{\varepsilon - 1} \right)^k \frac{\pi d^2}{4} \int_{\varepsilon * l / (\varepsilon - 1)}^{l / (\varepsilon - 1)} x^{-k} dx = p_1 \left(\frac{\varepsilon * l}{\varepsilon - 1} \right) \left(\frac{\pi d^2}{4(k-1)} \right) (\varepsilon^{k-1} - 1) \quad (1.18)$$

Donde:

T_{comp} : Trabajo de compresión, $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

p_1 : Presión en el punto 1, [kPa]

ε : Relación de compresión

l : Carrera del pistón, [m]

d^2 : Diámetro interior del cilindro elevado al cuadrado, [m²]

k : Relación de calor específico

Se observa que no se toma en cuenta la acción de la atmósfera sobre el pistón. Este efecto se puede despreciar, ya que la energía aportada por la presión

atmosférica exterior durante la compresión se disipa durante la fase de expansión siguiente.

1.5.5.2 Trabajo de expansión

Al terminar la fase de compresión la carga se inflama con lo que su presión se multiplica varias veces. Si δ es un factor multiplicador de la presión p_2 , el trabajo de expansión es:

$$T_{\text{exp}} = p_1 \frac{\varepsilon * l}{\varepsilon - 1} \frac{\pi d^2}{4(k-1)} (\varepsilon^{k-1} - 1) \delta \quad (1.19)$$

Donde:

T_{exp} : Trabajo de expansión, $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$

p_1 : Presión en el punto 1, [kPa]

ε : Relación de compresión

k : Relación de calor específico

l : Carrera del pistón, [m]

d^2 : Diámetro interior del cilindro elevado al cuadrado, [m²]

δ : Factor multiplicador de la presión p_2

1.5.5.3 Trabajo útil del ciclo

El área del diagrama del indicador representa el trabajo útil del ciclo realizado por los gases de la combustión sobre el émbolo durante la fase de expansión, menos la energía absorbida en la compresión de la mezcla carburada.

$$T_{\text{útil}} = T_{\text{exp}} - T_{\text{comp}} = p_1 \frac{\varepsilon * l}{\varepsilon - 1} \frac{\pi d^2}{4(k-1)} (\varepsilon^{k-1} - 1) (\delta - 1) = p_1 \frac{(\varepsilon^k - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \frac{\pi d^2 l}{4(k-1)} (\varepsilon^{k-1} - 1) \quad (1.20)$$

Donde:

$T_{\text{útil}}$: Trabajo útil, $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

p_1 : Presión en el punto 1, [kPa]

ε : Relación de compresión

k : Relación de calor específico

l : Carrera del pistón, [m]

d^2 : Diámetro interior del cilindro elevado al cuadrado, [m²]

Puesto que el diagrama real, al ser un movimiento continuo, tiene suprimidos los ángulos vivos, es necesario introducir un factor de corrección, coeficiente de calidad ($\eta_g \approx 0,9$) que tiene en cuenta lo siguiente:

- Las pérdidas originadas por el suministro no instantáneo de calor a la carga.
- La apertura anticipada de la válvula de escape.
- La resistencia de los conductos de admisión y escape durante las fases de admisión y escape, que viene representada por la superficie comprendida entre las líneas de admisión y escape correspondientes del diagrama.

Por lo tanto, el trabajo útil del indicador queda en la forma:

$$T_{\text{indicador}} = p_1 \frac{(\varepsilon^k - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \frac{\pi d^2 l}{4(k-1)} (\delta - 1) \eta_g \quad (1.21)$$

El trabajo útil en el eje de la máquina:

$$T_{\text{útil}} = p_1 \frac{(\varepsilon^k - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \frac{\pi d^2 l}{4(k-1)} (\delta - 1) \eta_g \eta_{\text{mec}} \quad (1.22)$$

Donde:

$T_{\text{útil}}$: Trabajo útil, $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

p_1 : Presión en el punto 1, [kPa]

- ε : Relación de compresión
- k : Relación de calor específico
- l : Carrera del pistón, [m]
- d^2 : Diámetro interior del cilindro elevado al cuadrado, [m²]
- δ : Factor multiplicador de la presión p_2
- n_g : Coeficiente de calidad
- n_{mec} : Rendimiento mecánico

1.5.6 PAR MOTOR

El trabajo útil de la fase de expansión proporciona el par motor cada dos revoluciones completas del cigüeñal. Para el par motor, C , en el cigüeñal, el trabajo realizado durante dos revoluciones es:

$$\text{Trabajo} = \text{fuerza} * \text{distancia} = F * 2\pi R n = (FR)2\pi n = C * 2\pi * 2 = 4\pi C \quad (1.23)$$

Donde:

- F : Fuerza, [N]
- n : Número de revoluciones, ($n = 2$)
- R : Longitud de manivela, [m]
- C : Par motor, [N.m]

El mismo que tiene que ser igual al producto del trabajo indicado por el rendimiento mecánico η_{mec}

$$4\pi C = p_1 \frac{(\varepsilon^k - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \frac{\pi d^2 l}{4(k-1)} (\delta - 1) \eta_g \eta_{mec} \quad (1.24)$$

Finalmente, despejando el par motor:

$$C = p_1 \frac{(\varepsilon^k - \varepsilon)}{\varepsilon - 1} \frac{d^2 l}{16(k-1)} (\delta - 1) \eta_g \eta_{mec} \quad (1.25)$$

Donde:

C : Par motor, [N.m]

p_1 : Presión en el punto 1, [Pa]

ε : Relación de compresión

k : Relación de calor específico

l : Carrera del pistón, [m]

d^2 : Diámetro interior del cilindro elevado al cuadrado, [m²]

δ : Factor multiplicador de la presión p_2

n_g Coeficiente de calidad

n_{mec} Rendimiento mecánico

1.5.7 TEMPERATURA Y PRESIÓN EN LA COMBUSTIÓN EN EL CICLO OTTO

Para un ciclo ideal a volumen constante cuyo fluido motor está formado por aire y combustible, si se llama G al peso del aire que entra en el cilindro por 1 kg de combustible, en combustión estequiométrica, el número de kg de combustible x por 1 kg de mezcla carburada es:

$$x = \frac{1}{1 + G} \quad (1.26)$$

Siendo el valor del calor aplicado en función del poder calorífico inferior del combustible $P_{c.i.}$:

$$Q_1 = 1[\text{kg}] * c_v * \Delta T = \frac{1}{1 + G} * P_{c.i.} \quad (1.27)$$

Donde:

- Q_1 : Cantidad de calor en el punto 1, [kJ/kg]
 C_v : Calor específico a volumen constante, [kJ/kgK]
 ΔT : Variación de temperatura entre T_3 y T_2 , [K]
 $\frac{1}{1+G}$: kg de combustible por mezcla carburada, [kg]
 $P_{c.i.}$: Poder calorífico inferior de combustible, [kJ/kg]

Despejando ΔT :

$$\Delta T = \frac{P_{c.i.}}{(1+G) * 1[\text{kg}] * c_v} = T_3 - T_2 \quad (1.28)$$

La temperatura máxima del ciclo es:

$$T_3 = T_2 + \frac{P_{c.i.}}{(1+G)c_v} = T_1 \epsilon^{k-1} + \frac{P_{c.i.}}{(1+G)c_v} = T_1 \epsilon^{k-1} + \frac{Q_1}{c_v} \quad (1.29)$$

La presión máxima es:

$$p_3 = p_2 \frac{T_3}{T_2} = p_1 \epsilon^k * \frac{\frac{P_{c.i.}}{(1+G)c_v} + T_1 \epsilon^{k-1}}{T_1 \epsilon^{k-1}} = \frac{p_1}{T_1} \left(\frac{\epsilon P_{c.i.}}{(1+G)c_v} + T_1 \epsilon^{k-1} \right) \quad (1.30)$$

Los resultados obtenidos con las ecuaciones teóricas se apartan de los valores reales en base a que:

- La compresión y la expansión no son adiabáticas.
- Los calores específicos son variables.
- Los gases en la combustión se disocian.
- La mezcla que se introduce en la cámara de combustión es una mezcla aire-combustible-gases residuales.

1.5.8 PRESIÓN MEDIA DEL CICLO

La presión media del ciclo se define en la forma:

$$\text{Presión media} = \frac{\text{Trabajo ciclo}}{\text{Volumen barrido por el pistón}} = \frac{Q_1 - Q_2}{V_1 - V_2} \quad (1.31)$$

$$Q_1 = c_v(T_3 - T_2) = c_v T_2(\mu - 1) = c_v \varepsilon^{k-1} T_1(\mu - 1) \quad (1.32)$$

$$Q_2 = c_v(T_4 - T_1) = c_v(\mu T_1 - T_1) = c_v T_1(\mu - 1) \quad (1.33)$$

Si se utiliza un artificio μ :

$$\mu = \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \quad (1.34)$$

Trabajo ciclo:

$$T_u = c_v T_1(\mu - 1)(\varepsilon^{k-1} - 1) \quad (1.35)$$

Volumen barrido:

$$v_1 - v_2 = v_1 - \frac{v_1}{\varepsilon} = \frac{RT_1}{p_1} \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \quad (1.36)$$

Donde:

v_1 : Volumen en el punto 1, [m³]

v_2 : Volumen en el punto 2, [m³]

p_1 : Presión en el punto 1, [kPa]

T_1 : Temperatura en el punto 1, [K]

R : Constante universal de los gases, $\left[\frac{kJ}{kg^\circ K} \right]$

ε : Relación de compresión

Finalmente, la presión media es:

$$p = \frac{c_v T_1 (\mu - 1) (\varepsilon^{k-1} - 1)}{\frac{RT_1}{p_1} \varepsilon - 1} = \frac{\mu - 1}{k - 1} \frac{\varepsilon^k - \varepsilon}{\varepsilon - 1} p_1 \quad (1.37)$$

Donde:

p : Presión, [Pa]

ε : Relación de compresión

μ : Relación de temperaturas

k : Relación de calor específico

1.6 CICLO DE TRABAJO DEL MOTOR DIESEL DE 4 TIEMPOS

El ciclo Diesel se diferencia del ciclo Otto en que permite obtener relaciones de compresión más elevadas, generalmente de 14 a 20.

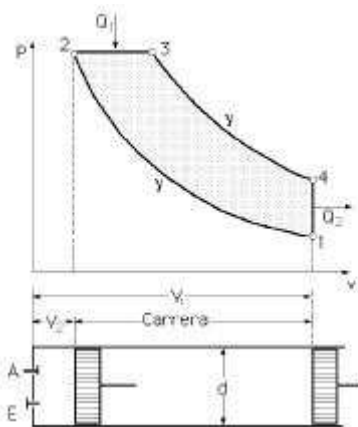


Fig. 1.7 Diagrama de un ciclo diesel

El ciclo teórico (Fig. 1.7) se compone de dos transformaciones adiabáticas (1-2) y (3-4), una isobara (2-3) y una isócara (4-1):

- Proceso 1-2: Compresión isentrópica

- Proceso 2-3: Adición de calor a presión constante
- Proceso 3-4: Expansión isentrópica
- Proceso 4-1: Rechazo de calor a volumen constante

1.6.1 RENDIMIENTO TÉRMICO

Las cantidades de calor intercambiadas (Fig. 1.7) son:

$$\text{Proceso de (2 -3): } Q_1 = c_p (T_3 - T_2)$$

(1.38)

Donde:

Q_1 : Cantidad de calor en el punto 1, [kJ/kg]

c_p : Calor específico a presión constante, [$\text{kJ}/\text{kg}\text{K}$]

T_3 : Temperatura en el punto 3, [K]

T_2 : Temperatura en el punto 2, [K]

$$\text{Proceso de (4 -1): } Q_2 = c_v (T_4 - T_1)$$

(1.39)

Donde:

Q_2 : Cantidad de calor en el punto 2, [kJ/kg]

c_v : Calor específico a volumen constante, [$\text{kJ}/\text{kg}\text{K}$]

T_4 : Temperatura en el punto 4, [K]

T_1 : Temperatura en el punto 1, [K]

Teniendo en cuenta que ($v_3 = r_c * v_2$) y ($v_4 = v_1$), siendo r_c la relación del cierre de admisión, se tiene:

$$\text{Compresión adiabática (1-2): } T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1} \quad (1.40)$$

Donde:

T_1 : Temperatura en el punto 1, [°K]

T_2 : Temperatura en el punto 2, [°K]

V_1 : Volumen en el punto 1, [m³]

V_2 : Volumen en el punto 2, [m³]

k : Relación de calor específico, $\left(k = \frac{c_p}{c_v}\right)$

Despejando T_2 , se tiene:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 \epsilon^{k-1} \quad (1.41)$$

Combustión a presión constante (2-3):

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2} = r_c * \epsilon^{k-1} T_1 \quad (1.42)$$

Donde:

T_3 : Temperatura en el punto 3, [°K]

T_1 : Temperatura en el punto 1, [°K]

ϵ : Relación de compresión

r_c : Relación de cierre de admisión, $\left(r_c = \frac{v_3}{v_2}\right)$

k : Relación de calor específico

Expansión adiabática (3-4): $T_3 v_3^{k-1} = T_4 v_4^{k-1} \quad (1.43)$

Despejando T_4 , se tiene:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{k-1} = T_3 \left(\frac{r_c}{\varepsilon} \right)^{k-1} = r_c^k * T_1 \quad (1.44)$$

El rendimiento teórico del ciclo diesel es:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{r_c^k T_1 - T_1}{k(r_c * \varepsilon^{k-1} T_1 - \varepsilon^{k-1} T_1)} = 1 - \frac{r_c^k - 1}{k \varepsilon^{k-1} (r_c - 1)} \quad (1.45)$$

Donde:

- n : Rendimiento teórico ciclo diesel
- ε : Relación de compresión
- r_c : Relación de cierre de admisión
- k : Relación de calor específico

1.6.2 MODIFICACIONES DEL CICLO DIESEL

El ciclo de trabajo real del motor diesel difiere del ideal en:

- a) Las presiones de admisión y escape son algo inferior y superior, respectivamente, a la presión atmosférica exterior.
- b) Es difícil mantener la combustión a presión constante, siendo el ideal de la combustión (2-3) que la velocidad de inyección del combustible se ajuste al movimiento del émbolo para que la combustión se realice lo más aproximadamente posible a la línea de presión constante.

El rendimiento del ciclo Diesel aumenta cuando aumenta la relación ε y cuando disminuye la relación de cierre de admisión.

En la tabla 1.1, se indica el valor del rendimiento térmico para diversos valores de relación de admisión r_c con $k=1,4$. Se puede observar que para grados de inyección comprendidos entre 2 y 5 el rendimiento térmico varía entre un 60% y un 45%.

Tabla 1.1 Rendimiento térmico en función de la relación de cierre de admisión

r_c	2	3	4	5
$\epsilon=13$	0.56	0.53	0.49	0.45
$\epsilon=14$	0.58	0.55	0.51	0.47
$\epsilon=15$	0.59	0.56	0.52	0.58
$\epsilon=16$	0.6	0.57	0.53	0.5

1.7 CICLO DE PRESIÓN LIMITADA - DUAL

También conocido como ciclo Sabathe (Fig. 1.8). Los diagramas de indicadores reales de los motores a gasolina y diesel muestran que parte del combustible se quema casi a volumen constante y otra parte a presión constante. Dicha observación, condujo a la proposición del ciclo dual de combustión.

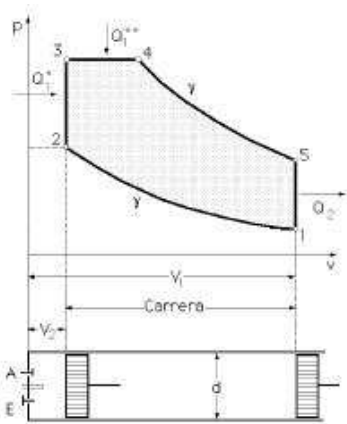


Fig. 1.8 Diagrama del ciclo Semi - diesel

Es un ciclo se compone de los siguientes procesos:

- 1-2: Proceso de compresión adiabática y reversible
- 2-4: Calor añadido mediante dos procesos:
 - 2-3: A volumen constante

- 3-4: A presión constante
- 4-5: Proceso de expansión adiabática y reversible
- 5-1: Calor rechazado

Primer tiempo.- Se comprime el aire adiabáticamente según (1-2) alcanzándose al final de esta compresión una temperatura T_2 menor de 800°C por lo que para obtener la combustión por simple contacto del combustible pulverizado con el aire comprimido, se necesita aportar calor.

La temperatura de ignición se puede conseguir de varias formas, mediante un calentamiento de la cámara de combustión o introduciendo el combustible a mayor temperatura, o haciendo incidir por choque, el combustible contra las paredes de la cámara de combustión, o haciendo saltar en 2 una chispa mediante una bujía, etc.

Segundo tiempo.- Se produce la combustión de la mezcla (aire- combustible) a volumen constante (2-3), donde se obtiene Q_1^* y a presión constante (3-4) donde se obtiene Q_1^{**} , de forma que al comienzo se produzca una combustión violenta (2-3), siendo más suave al final de la misma.

De la figura 1.8 se tiene:

$$\text{A lo largo de (2 -3): } Q_1^* = c_v (T_3 - T_2) \quad (1.46)$$

Donde:

Q_1^* : Cantidad de calor en el proceso 2-3, [kJ/kg]

C_v : Calor específico a volumen constante, [$\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{K}$]

T_3 : Temperatura en el punto 3, [$^\circ\text{K}$]

T_2 : Temperatura en el punto 2, [$^\circ\text{K}$]

$$\text{A lo largo de (3 -4): } Q_1^{**} = c_p (T_4 - T_3) \quad (1.47)$$

Donde:

Q_1^{**} : Cantidad de calor en el proceso 3-4, [kJ/kg]

C_p : Calor específico a presión constante, [$\text{kJ}/\text{kg}\text{K}$]

T_3 : Temperatura en el punto 3, [K]

T_4 : Temperatura en el punto 4, [K]

Sumando ambas ecuaciones, se tiene:

$$Q = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) \quad (1.48)$$

Tercer tiempo.- Los gases producidos en la combustión se expansionan en el cilindro de trabajo generando un trabajo según la transformación adiabática (4-5).

Cuarto tiempo.- Se abre en 5 la válvula de escape y se produce una caída brusca de presión hasta 1, eliminándose Q_2 calorías al exterior a lo largo de (5-1):

$$Q_2 = c_v (T_5 - T_1) \quad (1.49)$$

A continuación, los gases de la combustión se expulsan al exterior según (5-1).

Si se tiene en cuenta que:

$$v_4 = r_c * v_3, v_1 = \epsilon v_2 \text{ y } p_3 = \delta p_2$$

Se tiene:

Compresión adiabática: $(1-2): T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1}$
(1.50)

Despejando T_2 :

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = T_1 \epsilon^{k-1} \quad (1.51)$$

Combustión a volumen constante (2-3):

$$T_3 = T_2 \delta = \delta \epsilon^{k-1} T_1 \quad (1.52)$$

Combustión a presión constante (3-4):

$$T_4 = T_3 \delta = r_c * \delta \epsilon^{k-1} T_1 \quad (1.53)$$

Expansión adiabática (4-5):

$$T_5 = k * r_c * \delta \epsilon^{k-1} T_1 \quad (1.54)$$

1.7.1 RENDIMIENTO TEÓRICO CICLO DUAL

El rendimiento teórico del ciclo semi – diesel es:

$$\eta = 1 - \frac{T_5 - T_1}{(T_3 - T_2) + k(T_4 - T_3)} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{r_c k \delta - 1}{(\delta - 1) + k \delta (r_c - 1)} \quad (1.55)$$

Donde:

- n : Rendimiento teórico ciclo diesel
- ϵ : Relación de compresión
- r_c : Relación de cierre de admisión
- k : Relación de calor específico
- δ : Factor multiplicador de la presión p_2

La presión media del ciclo es la relación entre el trabajo producido T y el volumen barrido por el pistón.

$$presión\ media = \frac{T_{ciclo}}{V_{barrido}} \quad (1.56)$$

La temperatura del ciclo se determina por:

$$T \text{ ciclo} = Q_1 - Q_2 \quad (1.57)$$

De donde:

$$Q_1 = c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3) = c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\delta - 1) + k\delta(r_c - 1) \quad (1.58)$$

$$Q_2 = c_v(T_5 - T_1) = c_v T_1 (r_c k \delta - 1) \quad (1.59)$$

El volumen del barrido se determina por:

$$v_{\text{barrido}} = v_1 - v_2 = v_1 \left(1 - \frac{1}{\varepsilon} \right) = v_1 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon} \quad (1.60)$$

Reemplazando las ecuaciones se tiene:

$$p_{\text{resion}_{\text{media}}} = \frac{[c_v T_1 \varepsilon^{k-1} (\delta - 1) + k\delta(r_c - 1)] - [c_v T_1 (r_c k \delta - 1)]}{v_1 \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}} \quad (1.61)$$

Simplificando la ecuación:

$$p_{\text{resion}_{\text{media}}} = \frac{\varepsilon^k}{\varepsilon - 1} \frac{p_1}{k - 1} \left(\delta - 1 + k\delta(r_c - 1) - \frac{r_c k \delta - 1}{\varepsilon^{k-1}} \right) \quad (1.62)$$

Donde:

$p_{\text{resion}_{\text{media}}}$: Presión media

ε : Relación de compresión

r_c : Relación de cierre de admisión

k : Relación de calor específico

δ : Factor multiplicador de la presión p_2

La presión máxima del ciclo se puede expresar en función de la relación de presiones $\delta = \frac{p_3}{p_2}$, la misma que a su vez depende de los diferentes parámetros y

del calor Q_1 :

$$Q_1 = c_v T_1 \epsilon^{k-1} (\delta - 1 + k \delta (r_c - 1)) \quad (1.63)$$

Despejando δ se tiene:

$$\delta = \frac{Q_1 + c_v T_1 \epsilon^{k-1}}{c_v T_1 \epsilon^{k-1} (1 + k(r_c - 1))} = \frac{1}{1 + k(r_c - 1)} \left(\frac{Q_1}{c_v T_1 \epsilon^{k-1}} + 1 \right) \quad (1.64)$$

Finalmente:

$$p_3 = \delta * p_2 = \frac{p_1 \epsilon^k}{1 + k(r_c - 1)} \left(\frac{Q_1}{c_v T_1 \epsilon^{k-1}} + 1 \right) \quad (1.65)$$

1.8 POTENCIAS EN EL MOTOR ALTERNATIVO

1.8.1 POTENCIA INDICADA

Es la potencia desarrollada por el fluido de trabajo en el interior del cilindro, es transmitida a los pistones debido a la expansión de los gases en el proceso de combustión.

Si se conoce la presión media indicada (p_{mi}), el trabajo indicado durante un ciclo termodinámico para un cilindro es:

$$W_i = \frac{\pi * D^2}{4} * C * p_{mi} \quad (1.66)$$

Donde:

W_i : Trabajo indicado, $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

D : Diámetro del cilindro, [m]

C : Carrera del cilindro, [m]

pmi : Presión media indicada, [kg/m^2]

Como se sabe: $V = \frac{\pi * D^2}{4} * C$ es la cilindrada.

Entonces, para un motor con "Z" cilindros, el trabajo indicado se puede expresar como:

$$W_i = Z * V * pmi \quad (1.67)$$

La potencia se puede calcular si se introduce la magnitud tiempo a través de las rpm.

Para un motor de cuatro tiempos se tiene:

$$\dot{W}_i = Z * V * pmi * \frac{n}{60} * \frac{1}{2} \quad (1.68)$$

Donde:

\dot{W}_i : Potencia indicada, [$\text{kg.m}/\text{s}$]

Z : Número de cilindros

V : Cilindrada, [m^3]

pmi : Presión media indicada, [kg/m^2]

n : Revoluciones por minuto

Para un motor de dos tiempos:

$$\dot{W}_i = Z * V * pmi * \frac{n}{60} \quad (1.69)$$

1.8.2 POTENCIA EFECTIVA

También conocida como potencia al freno ya que en general esta potencia se mide con un dispositivo colocado en el eje del motor denominado freno. Es la potencia neta disponible a la salida del eje motor.

La potencia efectiva de un motor es la que realmente tiene en un banco de pruebas, pero para comparar motores hay que saber en que condiciones se ha medido cada uno. Hay dos sistemas principales de medir la potencia: el SAE y el DIN

SAE.- De origen estadounidense, la potencia se mide con el motor libre de accesorios que consuman potencia, es decir: sin alternador, sin ventilador, sin bomba de agua, sin filtro de aire, sin silenciador de escape, etc.

DIN.- De origen alemán, la prueba se la realiza con el motor al completo.

Existen diversos tipos de frenos hidráulicos, eléctricos, aerodinámicos entre otros; todos ellos se basan en equilibrar mediante un momento de fuerzas externas en el eje producido por el motor.

Tabla 1.2 Valores usuales de p_{me} y la relación de compresión volumétrica para diversos motores¹³

Tipo de motor	Relación de compresión ϵ	Rendimiento térmico al freno [%]	Presión media efectiva al freno, $[\text{kg}/\text{cm}^2]$	Potencia calorífica superior $\left[\frac{\text{Kcal}}{\text{CVf} - \text{hr}} \right]$	Observaciones
Gasolina	7.1	25.2	9.14	2510	V-8 industrial
Gasolina	8	30	10.5	2110	Aeroplano
Gasolina	7	18.8	13.3	3370	Aeroplano
Diesel 2 tiempos	14.45	35.6	2.67 @ 300 rpm	1780	Barrido desde el cárter
Diesel 2 tiempos	16	35.1	5.98 @ 720 rpm	1810	Émbolos opuestos
Diesel 4 tiempos	12.5	36.7	11.2 @ 450 rpm	1730	Sobrealimentado

¹³ Faires, Virgil M. Termodinámica. 4ta Ed. México. Uteha. 1970. p. 262.

Esta potencia medida se la puede poner en función de la presión media efectiva p_{me} , corresponderá a la presión media que multiplicada por la cilindrada el mismo trabajo útil efectivo, que el medido por los frenos.

$$W_e = \frac{\pi * D^2}{4} * C * p_{me} \quad (1.70)$$

Donde:

W_e : Trabajo efectivo, $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

D : Diámetro del cilindro, [m]

C : Carrera del cilindro, [m]

p_{me} : Presión media efectiva, $[\text{kg}/\text{m}^2]$

Para un motor de 4 tiempos, se tiene:

$$\dot{W}_e = Z * V * \frac{n}{60} * p_{me} * \frac{1}{2} \quad (1.71)$$

Donde:

\dot{W}_e : Potencia efectiva, $\left[\frac{kg.m}{s} \right]$

Z : Número de cilindros

V : Cilindrada, $[\text{m}^3]$

p_{me} : Presión media efectiva, $[\text{kg}/\text{m}^2]$

n : Revoluciones por minuto

Para un motor de 2 tiempos, se tiene:

$$\dot{W}_e = Z * V * \frac{n}{60} * p_{me} \quad (1.72)$$

La presión media efectiva es un término útil para comparar motores y establecer sus límites de prestaciones.

1.8.3 POTENCIA VOLUMÉTRICA

También conocida como potencia específica, es la relación entre la potencia efectiva por cada litro de cilindrada, para motores diferentes pese a tener la misma cilindrada se tiene distintas potencias efectivas máximas.

$$\dot{W}_v = \frac{\dot{W}_e}{V} \quad (1.73)$$

1.8.4 POTENCIA TEÓRICA

Es relativa al combustible, es decir, la que se debería suministrar al motor si toda la energía calorífica se transforma en energía mecánica.

La potencia teórica es función del poder calorífico del combustible y su tiempo de consumo.

1.8.5 POTENCIA MÁSCA

Es la relación existente entre la potencia efectiva y el peso del motor. Es una potencia relativa que da idea del aprovechamiento mecánico

$$\dot{W}_m = \frac{\dot{W}_e}{P_{mot}} \quad (1.74)$$

1.8.6 POTENCIA ABSORBIDA POR RESISTENCIAS PASIVAS

La potencia desarrollada en el interior del cilindro (potencia indicada) no se transmite íntegramente al eje motor de salida (potencia efectiva), si no que parte de esta potencia es absorbida debido a los rozamientos de los diferentes órganos

mecánicos del motor; a esta potencia perdida se la denomina potencia absorbida por las resistencias pasivas.

Por tanto se cumple:

$$\dot{W}_p = \dot{W}_i - \dot{W}_e \quad (1.75)$$

La potencia absorbida por las resistencias pasivas se puede medir haciendo girar el motor sin encendido mediante una fuente externa de potencia, la potencia indicada se calcula si se conoce el ciclo indicado del motor y la potencia efectiva se puede medir colocando un freno especial en el eje de salida.

1.9 RENDIMIENTOS EN EL MOTOR ALTERNATIVO

1.9.1 RENDIMIENTO TERMODINÁMICO

Es la relación entre el trabajo neto del ciclo ideal y el calor suministrado al mismo ciclo:

$$\eta_t = \frac{W_{ideal}}{Q_1} = \frac{W_{netoideal}}{H_u * m_c} \quad (1.76)$$

1.9.2 RENDIMIENTO INDICADO

Es la relación entre el trabajo del ciclo indicado y el trabajo del ciclo ideal.

$$\eta_i = \frac{W_i}{W_{ideal}} \quad (1.77)$$

1.9.3 RENDIMIENTO MECÁNICO

Es la relación entre el trabajo útil o efectivo medido en el eje de salida del motor y el trabajo indicado.

Se la obtiene mediante la relación: $\eta_m = \frac{We}{Wi}$ (1.78)

1.9.4 RENDIMIENTO EFECTIVO

Es la relación entre el trabajo efectivo medido en el eje de salida del motor, y el calor producido por el combustible consumido.

$$\eta_{total} = \frac{We}{Q_1} \quad (1.79)$$

Por lo tanto: $\eta_{total} = \eta_t * \eta_i * \eta_m$ (1.80)

CAPITULO II

EL MOTOR DIESEL

2.1 INTRODUCCIÓN

El motor Diesel es la fuente de poder de vehículos de transporte, de generadores de electricidad y de un sin número de máquinas ya sea de construcción, agrícolas, etc. El liderazgo se lo debe en gran medida a su eficiencia en el consumo de combustible lo que repercute en costos de operación menores que un motor de gasolina comparable. Sin embargo emite gases contaminantes, por lo cual es necesario crear las condiciones para que el impacto medioambiental sea el mínimo posible.

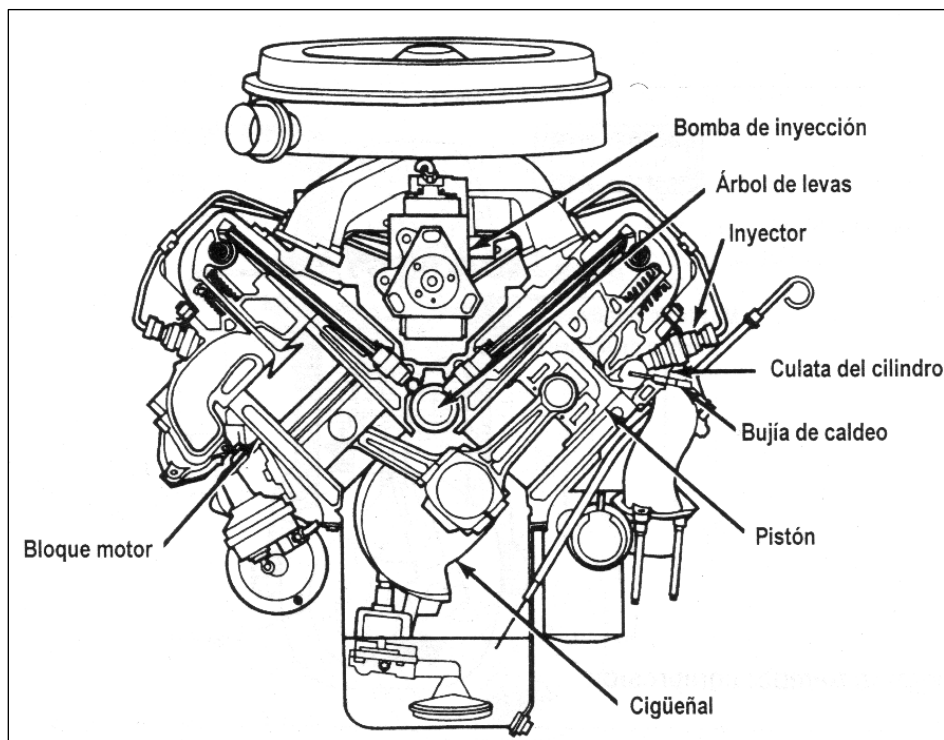


Fig. 2.1 Esquema de un motor diesel

El desarrollo del motor Diesel ha apuntado a obtener mayor potencia por menos combustible. En la actualidad un motor Diesel utiliza solo un 70% del combustible

que utilizaría un motor a gasolina de características similares para una misma potencia.

2.2 SISTEMAS DEL MOTOR DIESEL

2.2.1 SISTEMA DE INYECCIÓN DE COMBUSTIBLE EN EL MOTOR DIESEL

La alimentación en el motor diesel se realiza introduciendo por separado en el interior de los cilindros el aire y el combustible, de forma que el aire se introduce en la admisión, y el combustible, finamente pulverizado, se mezcla con él, en la cámara de combustión, al finalizar la carrera de compresión.

2.2.1.1 Circuito de baja presión

El circuito que se utiliza en los motores de ciclo Diesel para llevar el combustible desde el depósito hasta el interior de la bomba de inyección se denomina circuito de baja presión.

Se compone de depósito, de características similares a los empleados para gasolina, de filtro de malla, que elimina las partículas gruesas, de bomba, que aspira el combustible del depósito y lo envía a cierta presión, de filtro exhaustivo, que realiza un prefiltrado del gasoil, de válvula reguladora de presión, tarada con un valor suficientemente alto como para mantener el flujo de combustible e impedir la entrada de aire, y de una salida que lleva el combustible hasta la bomba de inyección.

2.2.1.2 Circuito de alta presión

Este circuito, que recibe el combustible a presión en la válvula reguladora de presión del circuito de alimentación, está formado por una bomba de inyección, que comprime el combustible a presión llegando a superar las 1250 atm.

Debido a la gran precisión de funcionamiento y a los ajustes entre los elementos constituyentes de la bomba de inyección y de los inyectores, para el correcto funcionamiento de los mismos es fundamental un filtrado exhaustivo del combustible para eliminar todas las partículas que pueda llevar en suspensión.

Los componentes principales del sistema de inyección son:

- Bomba de inyección
- Inyector de combustible
- Cámara de combustión

Bomba de inyección: Es la encargada de enviar el combustible a cada inyector a una presión fijada y a tiempo para cada una de las condiciones de operación.

La potencia desarrollada por el motor se controla con la cantidad de combustible inyectado al cilindro debido a que ingresa siempre una misma cantidad de aire.

Inyector de combustible: Es el elemento encargado de pulverizar el combustible que se introduce en la cámara de combustión y lo distribuye uniformemente en el seno de aire comprimido que la llena. (Fig. 2.2)

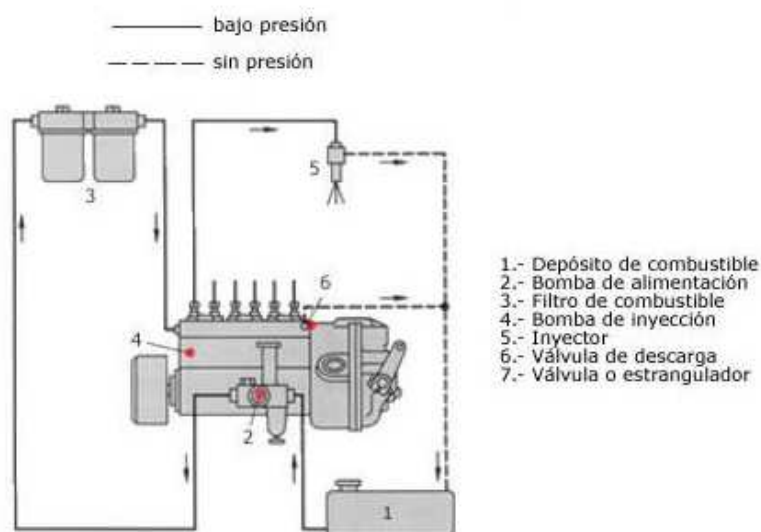


Fig. 2.2 Esquema del sistema de inyección con válvula de descarga en la bomba de inyección

El tiempo disponible para la inyección de combustible es sumamente corto y la inyección debe iniciar y terminar instantáneamente.

Cámara de combustión: Se considera parte del sistema de inyección de combustible y está diseñada para lograr la mejor combustión.

SISTEMA DE SOBREALIMENTACIÓN DE AIRE

La potencia que se obtiene de un motor sobrealimentado es notablemente superior a la de un motor de la misma cilindrada sin sobrealimentar, siendo la tendencia actual el ir elevando progresivamente la presión de sobrealimentación para conseguir mayores potencias.

La sobrealimentación no fatiga más los órganos mecánicos, siendo el ciclo más suave, la presión máxima no se eleva excesivamente, la combustión se desarrolla mejor y el consumo específico disminuye.

Este sistema permite aumentar la potencia dada por el motor, sin cambiar sus características, mejorando únicamente el llenado del cilindro con aire en la admisión, para lo cual, se introduce el aire a una cierta presión, por medio de un compresor o un turboalimentador.

2.2.2.1 Compresor

Los compresores volumétricos son bombas de aire. Este mecanismo puede producir fácilmente un 50% más de potencia que los motores atmosféricos del mismo tamaño¹⁴.

Como ocurre con los alternadores, los compresores volumétricos son accionados por el cigüeñal, generalmente por una correa, pero en ocasiones, por una cadena o conjunto de engranajes.

Giran a una velocidad de 10.000 a 15.000 rpm, por lo tanto son mucho más lentos que los turbocompresores. La presión de sobrealimentación esta limitada por la velocidad del motor. (Fig. 2.3)

¹⁴ <http://mecanicavirtual.iespana.es/turbo-compresores.htm>

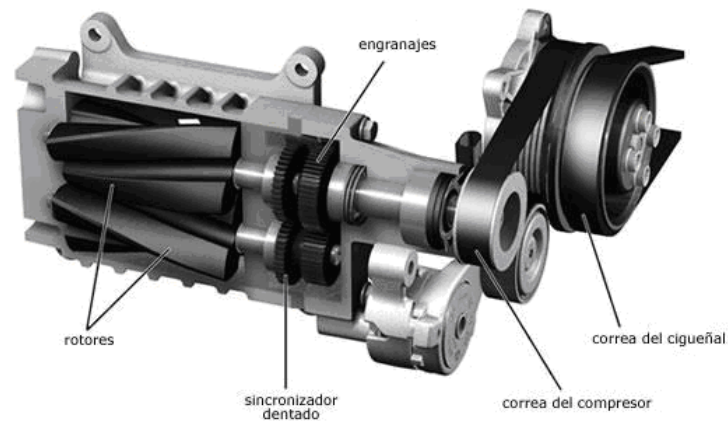


Fig. 2.3 Elementos del compresor

2.2.2.2 Turboalimentador

Tiene la particularidad de aprovechar la energía con la que salen los gases de escape para impulsar una turbina colocada en la salida del colector de escape, dicha turbina se une mediante un eje a un compresor. El compresor está colocado en la entrada del colector de admisión, con el movimiento giratorio que le transmite la turbina a través del eje común, el compresor eleva la presión del aire que entra a través del filtro y consigue que mejore la alimentación del motor. (Fig. 2.4)

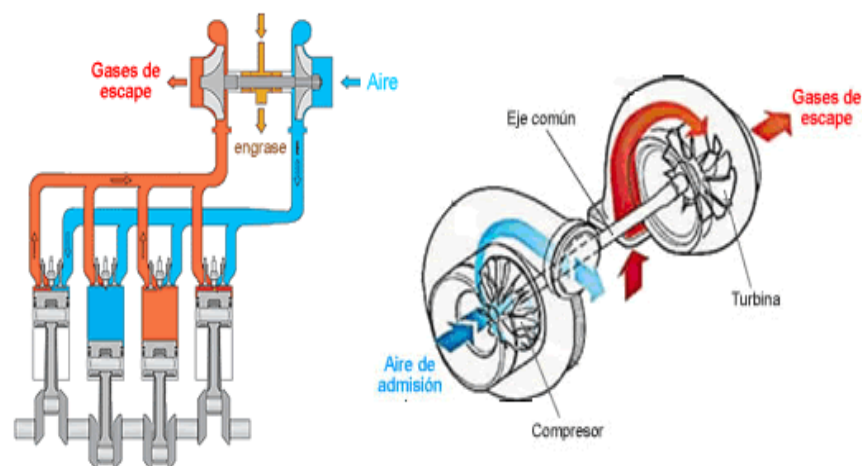


Fig. 2.4 Principio de funcionamiento de un turboalimentador

El turbo impulsado por los gases de escape alcanza velocidades por encima de las 100.000 rpm, por tanto, hay que tener muy en cuenta el sistema de engrase de los cojinetes donde apoya el eje común de los rodets de la turbina y el compresor. También hay que saber que las temperaturas a las que va a estar sometido el turbo en su contacto con los gases de escape van a ser muy elevadas (alrededor de 750 °C).

2.3 ENCENDIDO EN EL MOTOR DIESEL

“El encendido en los motores diesel, se debe a la temperatura alcanzada por el aire al ser comprimido en la carrera de compresión. Al final de esta carrera se inyecta combustible líquido a alta presión, el mismo que es distribuido en forma de chorro o de varios chorros en la cámara de combustión. Debido a la alta presión del chorro, el combustible se rompe en muy finas partículas, permitiendo de esta manera que se establezca la reacción química del combustible con el oxígeno, en forma adecuada.”⁹

2.4 MECANISMO DE COMBUSTIÓN.

La combustión en un motor diesel comienza y finaliza en un periodo de tiempo muy corto, puede ser dividido en 4 partes:

- 1.- Retardo del encendido.
- 2.- Propagación de la llama.
- 3.- Combustión directa.
- 4.- Post-combustión.

⁹ PORTILLA, Angel; “Motores de Combustión Interna”, Carrera de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional

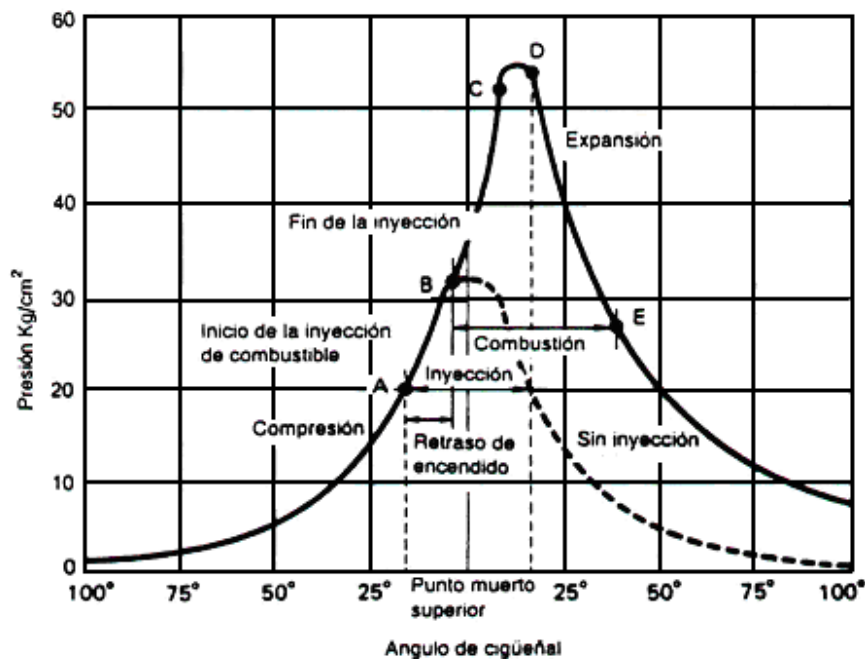


Fig. 2.5 Curva presión vs. Ángulo de cigüeñal

2.4.1 PERIODO DE RETARDO DEL ENCENDIDO

Durante este período (Fig. 2.5 A-B), el combustible es atomizado en el cilindro y calentado a la temperatura de encendido por el aire comprimido caliente. Este período es comparativamente corto, pero la presión no aumenta repentinamente. La longitud de este período afecta considerablemente al proceso de combustión, por lo que debe ser tan breve como sea posible.

El golpeteo en los motores diesel, se elimina haciendo menor el período de retraso al encendido, ya sea utilizando un combustible de número de cetano más alto, incrementando la relación de compresión o rediseñando el equipo de inyección con el propósito de reducir la tasa de inyección de combustible durante el período de retraso.

El tiempo de retraso al encendido depende de algunos factores:

Composición del combustible y sus propiedades: Entre las propiedades la más notable es el número de cetano (NC), cuando mayor es este número, menor es el tiempo de retraso.

Grado de atomización del combustible: Cuando el combustible ha sido fraccionado en finas partículas de diámetro mínimo, el tiempo de retraso al encendido se ve disminuido, puesto que los elementos capaces de oxidarse en el combustible tienen más oportunidad de encontrar el oxígeno dentro de la cámara de combustión.

Grado de turbulencia: La turbulencia en el interior de la cámara de combustión permite una mejor mezcla entre el combustible y el oxígeno del aire, disminuyendo a la vez el tiempo de retraso al encendido, pero un incremento en la turbulencia hace crecer la pérdida de calor a través de las paredes de la cámara, con la consiguiente disminución de la temperatura y un aumento del tiempo de retraso al encendido.

Relación de compresión: Al incrementar la relación de compresión, la temperatura del aire en el momento de la iniciación de la combustión también aumenta, dando lugar a que el tiempo de retraso al encendido disminuya.

Temperatura del aire de alimentación: Si la temperatura a la entrada aumenta, también aumentará la temperatura en el interior del cilindro, y este hecho permite una disminución en el retraso al encendido. Por otro lado la temperatura de admisión del aire no puede ser elevada arbitrariamente puesto que la eficiencia volumétrica disminuye.

Temperatura del fluido de refrigeración: Cuando la temperatura del fluido de refrigeración aumenta, existen menos pérdidas de calor desde el interior de la cámara, por consiguiente la temperatura en su interior es más alta, permitiendo que exista un decremento en el tiempo de retraso al encendido.

2.4.2 PERIODO PROPAGACIÓN DE LA LLAMA

En el período de retraso del encendido, inicia la preparación de la mezcla para la combustión. (Fig. 2.5 B-C).

Conforme la mezcla aire / combustible se enciende en varios lugares, la llama se propaga rápidamente a cada porción de la cámara, causando que la mezcla se queme casi simultáneamente, lo que provoca una elevación repentina de la

presión, la cual se relaciona en este momento con la cantidad del combustible inyectado durante el período de retraso de encendido y su estado atomizado. La mayor parte de combustible inyectado se quema antes de C al fin de este período.

2.4.3 PERIODO DE COMBUSTIÓN DIRECTA

El combustible aún está siendo inyectado después del punto C (Fig. 2.5), pero se quema inmediatamente después de la inyección, por la presencia de una llama en la cámara. En consecuencia, la presión durante este período se puede ajustar a cierto grado, controlando la cantidad de combustible inyectado.

2.4.4 PERIODO DE POST- COMBUSTIÓN

La inyección del combustible termina en el punto D (Fig. 2.5) y los gases quemados se expanden. El combustible remanente, se quema durante el período de propagación. La prolongación de este período provoca un incremento en la temperatura del gas de escape y reduce la potencia para girar el motor; por lo que, este período debe ser breve.

Entre estos cuatro períodos, el de retraso de encendido y el de propagación de la llama se pueden considerar períodos preparativos para la combustión directa, y su calidad influye considerablemente en el proceso de combustión completa del motor.

Se considera que un ajuste apropiado de la presión de inyección inicial de la boquilla, y el estado de inyección, presión de compresión y tiempo de inyección son puntos claves para lograr un excelente mantenimiento del motor diesel.

2.5 PROCESOS DE COMBUSTIÓN EN EL MOTOR DIESEL¹⁰

Se pueden presentar los procesos de combustión:

- Completa
- Incompleta

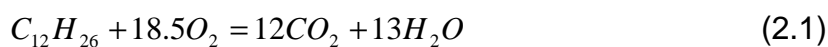
¹⁰ CENGEL Yunus.; “Termodinámica”; 4ta Edición; Editorial Mc. Graw-Hill; México; 1996

- Teórica
- Real

2.5.1 COMBUSTIÓN COMPLETA

Se da cuando todo el carbono contenido en el combustible se transforma en CO_2 , todo el hidrógeno se transforma en H_2O y todo el azufre (si lo hay) se transforma en SO_2 .

La reacción química de este tipo de combustión es:



2.5.2 COMBUSTIÓN INCOMPLETA

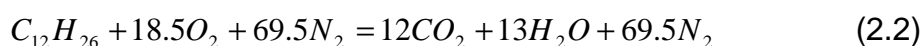
Se da cuando los productos de la combustión contienen componentes no quemados, tales como el C, H_2 , CO, HC. La insuficiencia o excedencia de oxígeno dentro de la cámara de combustión provoca la combustión incompleta.

2.5.3 COMBUSTIÓN TEÓRICA

Se da cuando el combustible se quema por completo con aire teórico, el mismo que se define como la cantidad mínima de aire necesaria para que se genere la combustión completa.

Entonces, cuando un combustible se quema por completo con aire teórico, no existirá oxígeno no combinado en los gases producto de la combustión.

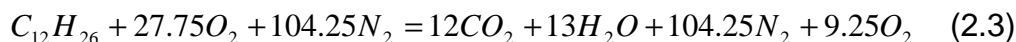
Al reaccionar el hidrocarburo $C_{12}H_{26}$ con oxígeno del aire, se establece la estequiometría real del combustible diesel que es:



2.5.4 COMBUSTIÓN REAL

Se da cuando se utiliza mayor cantidad de aire que la estequiométrica (oxígeno en exceso) para la combustión; esto, con el fin de lograr la quema total del combustible dentro de la cámara de combustión.

La ecuación que cumple la combustión real (150% de aire teórico) es:



2.6 PROPIEDADES DEL DIESEL

2.6.1 ÍNDICE DE CETANO

Así como el octano mide la calidad de inflamación de la gasolina, el índice de cetano mide la calidad de ignición de un diesel. Es una medida de la tendencia del diesel a provocar cascabeleo en el motor. Típicamente los motores se diseñan para utilizar índices de cetano de entre 40 y 55, debajo de 38 se incrementa rápidamente el retardo de la ignición.

2.6.2 DENSIDAD Y VISCOSIDAD

Viscosidad es el rozamiento interno debido a la cohesión molecular en un fluido. La inyección de diesel en el motor, está controlada por volumen o por tiempo de la válvula de solenoide. Las variaciones en la densidad y viscosidad del combustible resultan en variaciones en la potencia del motor y, consecuentemente, en las emisiones y el consumo. Además, la densidad influye en el tiempo de inyección de los equipos de inyección controlados mecánicamente.

2.6.3 LUBRICIDAD

Las bombas de diesel, a falta de un sistema de lubricación externa, dependen de las propiedades lubricantes del diesel para asegurar una operación apropiada. Los procesos de refinación para remover el azufre del diesel tienden a reducir los componentes del combustible que proveen de lubricidad natural. A medida que se reducen los niveles de azufre, el riesgo de una lubricidad inadecuada aumenta.

2.6.4 PUNTO DE INFLAMACIÓN

El punto de inflamación o de encendido, es la mínima temperatura a la cual se desprende suficiente cantidad de vapores como para inflamarse momentáneamente, al aplicarle una llama. El punto de inflamación del diesel es mínimo 51°C ¹¹, lo cual los hace mucho más seguros para el manejo y el almacenamiento que la gasolina, que se vaporiza a todas las temperaturas atmosféricas normales. Está relacionado directamente con la viscosidad, de manera que cuando ésta disminuye, el punto de inflamación también lo hace y viceversa.

2.6.5 CONTENIDO DE AZUFRE

Todos los combustibles diesel contienen cierta cantidad de azufre. Un contenido de azufre demasiado alto produce desgaste excesivo de los cilindros por la formación de ácidos en el aceite lubricante y el TBN.

Además éste contribuye significativamente a las emisiones de material particulado (PM). Los combustibles diesel, no deben contener más de 15 ppm de contenido de azufre para disminuir dichas emisiones.

2.7 GENERALIDADES SOBRE LAS EMISIONES VEHICULARES¹²

Las sustancias reconocidas como contaminantes del aire provienen de innumerables fuentes tanto naturales como antropogénicas, entre estas últimas se reconocen en forma genérica, las denominadas fijas, que son aquellas que permanecen estáticas en un sitio mientras ocurren los procesos que generan emisiones, y las móviles, asociadas a los automotores que circulan en las vías u operan en actividades agrícolas o de construcción.

¹¹ Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1047:1984 "Productos de petróleo. Punto de inflamación en copa cerrada. Método Tag."

¹² Estimación del ahorro de emisiones de monóxido de carbono e hidrocarburos por efecto del proceso obligatorio de revisión técnica vehicular en el Distrito Metropolitano de Quito; Documento Técnico No. 1 CORPAIRE, Abril 2004

Los contaminantes producidos por los vehículos automotores se resumen brevemente en la Tabla 2.1, donde adicionalmente se indica si ellos son generados mayormente por los motores a gasolina o a diesel.

Tabla 2.1 Contaminantes de origen vehicular y la causa de su generación

Contaminante	Origen	Tipo de motor
Monóxido de carbono (CO)	Combustión incompleta	Gasolina, Diesel
Óxidos de nitrógeno (NOx)	Alta temperatura y presión en el motor	Gasolina, Diesel
Hidrocarburos (HC)	Combustión incompleta, pérdida por evaporación	Gasolina
Dióxido de azufre (SO ₂)	Presencia de azufre en los combustibles	Diesel
Material Particulado grueso (PM ₁₀)	Combustión incompleta	Diesel
Partículas Suspendidas Totales (PTS)	Presencia de ceniza en los combustibles	Diesel

Los principales contaminantes son:

2.7.1 MONÓXIDO DE CARBONO (CO), HIDROCARBUROS (HC), Y ALDEHÍDOS

Son generados en el escape debido a la combustión incompleta del combustible. Los hidrocarburos son derivados principalmente del lubricante del motor. Al operar las maquinarias en recintos cerrados, tales como minas subterráneas, edificios en construcción, túneles o talleres, el monóxido de carbono puede acumularse en el ambiente y causar cefaleas, disnea y letargo. En iguales condiciones, los aldehídos e hidrocarburos causan irritación de ojos y sensación de ahogo. Por otra parte, son los mayores contribuyentes del olor característico del diesel. Los hidrocarburos tienen un efecto negativo en el ambiente, es un elemento importante de la niebla.

2.7.2 ÓXIDOS DE NITRÓGENO (NOX)

Se generan por la reacción del oxígeno y del nitrógeno bajo condiciones de alta presión y temperatura en el interior de cilindro del motor. El NOx consiste en óxido nítrico (NO) y un bajo porcentaje de dióxido de nitrógeno (NO₂), muy tóxico. Las emisiones de NOx son también un serio asunto medioambiental, por su participación en la formación de la niebla.

2.7.3 DIÓXIDO DE AZUFRE (SO₂)

Se genera por el azufre presente en el combustible, y su concentración depende de la cantidad de azufre presente. El dióxido de azufre es un gas tóxico incoloro, con la característica de emitir un olor irritante. La oxidación del (SO₂) produce trióxido de azufre, precursor del ácido sulfúrico, responsable de las partículas de sulfato en las emisiones diesel. Los óxidos de azufre tienen un profundo impacto en el medio ambiente es la mayor causa de la lluvia ácida.

2.7.4 EL MATERIAL PARTICULADO DEL DIESEL (PM)

Es un complejo agregado de materiales sólidos y líquidos. Su origen son partículas de carbono, generadas en el cilindro del motor durante la combustión. Las principales partículas de carbono de grandes moléculas, combinadas con otras, ambas orgánicas e inorgánicas, son componentes del escape del diesel.

2.8 CURVAS CARACTERÍSTICAS DE VELOCIDAD

Todos los motores son sometidos a una serie de mediciones alternadas con severas pruebas de durabilidad y de carga, que se repiten hasta que tras una precisa puesta a punto, alcanzan los resultados previstos por el fabricante.

El uso de las curvas características proporciona información inmediata de los valores que adquiere una de las variables al modificarse los valores que toma la otra.

Las curvas características de velocidad que presentan los motores son:

- Par motor
- Potencia
- Consumo específico

2.8.1 PAR MOTOR

En las curvas de par motor, influyen:

a) *La fuerza sobre el émbolo.*- Depende de la presión que haya en la porción de cilindro que queda por encima de él.

En la admisión, existe una depresión que es nula en los PMS y tiene su valor máximo hacia el centro de la carrera del émbolo. Esta depresión da lugar a una fuerza negativa, por ser de sentido contrario a la de explosión, que es positiva, y se hace a costa de la inercia acumulada en las partes giratorias del motor.

En la compresión, la presión varía desde la atmosférica hasta la máxima en el PMS, la fuerza que vence la compresión es variable y se hace a expensas de la energía del motor, siendo negativa.

La explosión empieza con mucha presión y decrece hasta el PMI, la fuerza es positiva para producir el trabajo útil.

El escape comienza con cierta presión pero debe llegar al PMS sin presión por lo que la fuerza producida es negativa.

Las fuerzas sobre el émbolo también dependen del tiempo del ciclo y de la posición que ocupa el émbolo.

b) *La distancia entre el centro del cigüeñal y la dirección de la biela.-* Cuando el émbolo está en el PMS la distancia es nula, ya que la prolongación de la biela pasa por el centro del cigüeñal. Cuando la biela forma un ángulo recto con el brazo del cigüeñal la distancia es igual a la distancia de dicho brazo siendo máxima. Al llegar el émbolo al PMI, la biela pasa por el centro del cigüeñal y dicha distancia vuelve a ser nula. (Fig. 2.6)

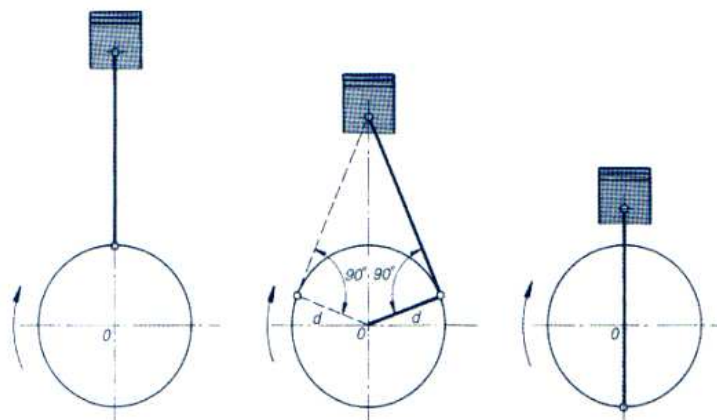


Fig. 2.6 Variación del brazo del par en función de la inclinación de la biela

2.8.1.1 Diagrama del par en un motor de cuatro cilindros

Este diagrama (Fig. 2.7) formado por las cuatro gráficas superpuestas son iguales cada media vuelta (180°). En cada media vuelta se aplican al cigüeñal, simultáneamente, los pares resultantes de admisión, compresión, explosión y escape, uno en cada muñequilla.

Haciendo un balance de dichos pares, el resultado es un par positivo (representado por la curva de trazo grueso) que se repite cada media vuelta. Éste es el par útil que hace girar al cigüeñal y vence las resistencias que se oponen al motor.

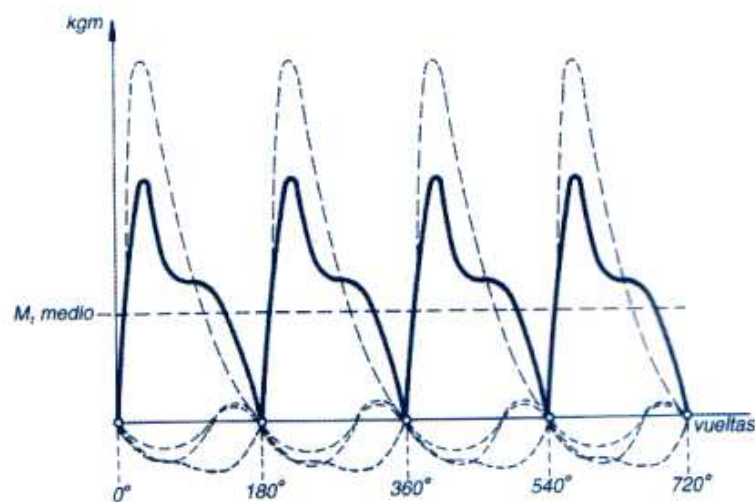


Fig. 2.7 Diagrama del par en un motor de cuatro cilindros

La curva del par motor se obtiene con los valores medios del par para cada número de revoluciones.

Se ha representado tres curvas: a y b son de motores a gasolina, y c de un motor diesel. (Fig. 2.8)

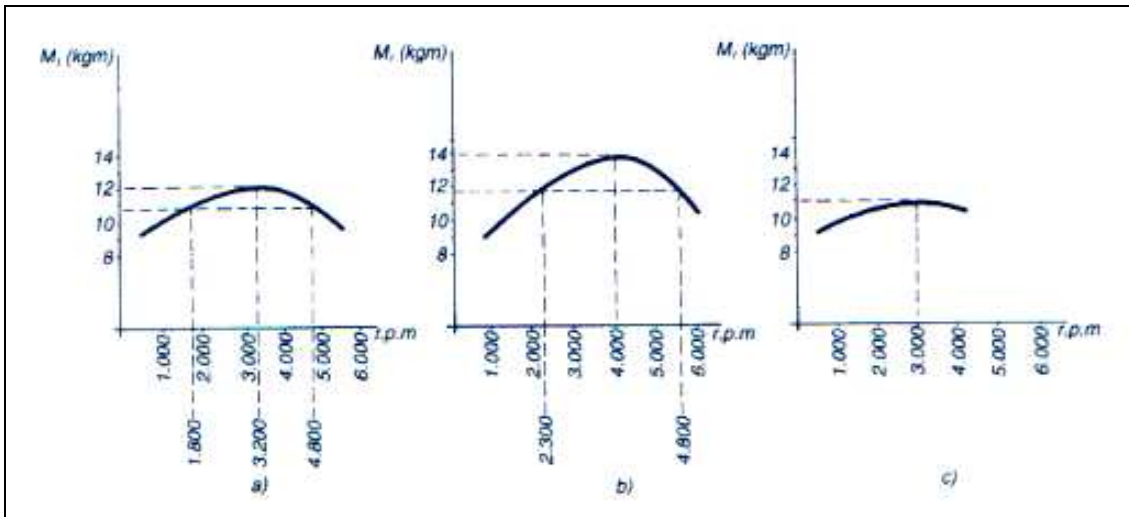


Fig. 2.8 Ejemplos de curvas del par motor:
a) y b) son motores a gasolina; c) motor diesel

Se observa que la curva del motor a diesel es más plana debido a que el motor trabaja siempre con exceso de aire, por lo que el llenado es suficiente a cualquier número de revoluciones.

2.8.2 POTENCIA

Para un mismo valor del par motor y una misma resistencia al avance del automóvil, cuantas más vueltas dé el cigüeñal, más velocidad alcanzará el vehículo. Esta combinación par – revoluciones es la potencia. (Fig. 2.9)

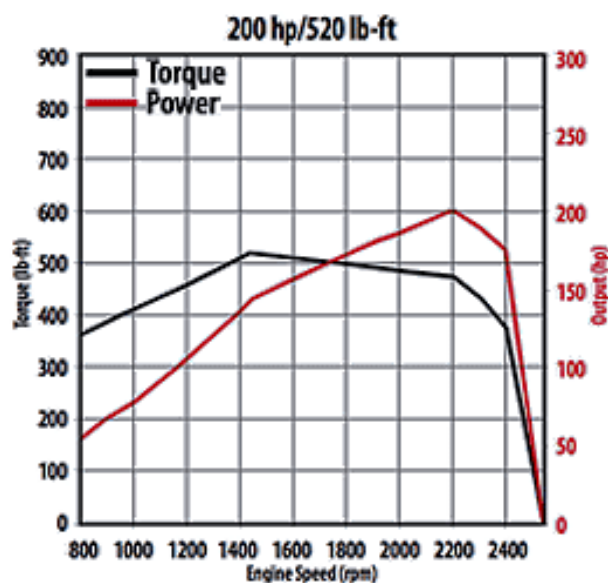


Fig. 2.9 Curvas de potencia y torque del motor Izusu¹³

La pérdida de potencia al aumentar el número de revoluciones del cigüeñal se debe, principalmente, a la disminución del rendimiento volumétrico que determina un llenado incompleto de los cilindros, y del mecánico, pues la potencia perdida por el aumento de las resistencias pasivas crece, aproximadamente, con el cuadrado de la velocidad.

2.8.2.1 Curva de potencia

La curva comienza con un límite bajo el cual el motor no puede aportar carga, debido a su imperfecta alimentación. Esta velocidad que corresponde a la marcha en vacío, tiene la finalidad mantener el motor en marcha ya que la potencia que genera es absorbida por sus resistencias mecánicas.

Para determinar la potencia se debe medir la velocidad de rotación del cigüeñal:¹⁴

$$\dot{W}_e = \frac{M_t * \omega}{75} = \frac{M_t * 2\pi n}{60 * 75} = \frac{M_t * n}{716.2} \quad (2.4)$$

Donde:

\dot{W}_e : Potencia efectiva, [kW]

M_t : Par motor, [N-m]

ω : Velocidad angular, [rad/s]

n: Velocidad de rotación, [rpm]

Dado que el par motor se puede expresar como el producto de una fuerza por la distancia, se tiene que:

¹³ http://www.isuzucv.com/engines/6h_200hp.html

¹⁴ MARTÍNEZ DE VEDIA, R; Teoría de los Motores Térmicos; Ed. Pagani Hnos; Argentina; 1966

$$P = \frac{F * l * n}{716.2} \quad (2.5)$$

Si se llama K a la constante del banco,

$$K = \frac{716.2}{l} \quad (2.6)$$

Esta constante viene generalmente inscrita en el disco de la balanza, lo mismo en el brazo de palanca. En la mayoría de los casos, K es igual a 1000.¹⁵

Finalmente, se tiene que:

$$P = \frac{F * n}{K} \quad (2.7)$$

2.8.3 CONSUMO ESPECÍFICO

Es la cantidad de combustible consumido por cada unidad de trabajo desarrollado por el motor.

Teóricamente el consumo específico debería ser igual a cualquier número de revoluciones, siendo independiente de la cilindrada del motor, pero en la práctica no es así, sino que la riqueza de la mezcla varía según las necesidades del motor. (Fig. 2.10)

A velocidades de giro medias o velocidad de crucero, la riqueza de la mezcla se puede reducir por debajo de la relación estequiométrica ya que el motor trabaja en buenas condiciones con esfuerzos moderados, por tanto el consumo específico disminuye.

En los motores diesel, como trabajan con exceso de aire, el trabajo efectuado varía con el combustible inyectado y la curva de consumo tiene pocas variaciones.

¹⁵ MARTÍNEZ DE VEDIA, R; Teoría de los Motores Térmicos.; Ed. Pagani Hnos; Argentina; 1966

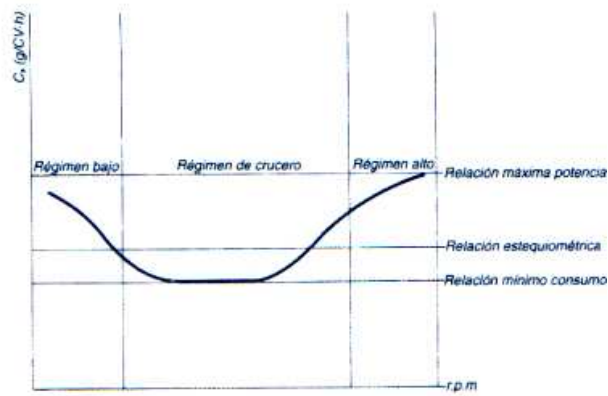


Fig. 2.10 Curva de consumo específico de combustible en un motor diesel

Debido a su mayor relación de compresión, tienen un mejor rendimiento que los de gasolina y los consumos específicos son menores.

El rendimiento indicado aumenta al aumentar la velocidad media del émbolo, debido a que se reduce las pérdidas de calor y mejora la combustión por el aumento de la turbulencia, y aumenta más rápidamente que la disminución del rendimiento mecánico en un principio, por lo que el consumo específico disminuye hasta llegar a un mínimo, al aumentar más la velocidad la pérdida de η_m se acentúa debido al fuerte aumento de las pérdidas mecánicas cuando las velocidades del pistón son elevadas.

Un método para determinar el consumo, es pesando el combustible consumido (Fig. 2.11)¹⁶. En general, se utiliza este método en motores diesel debido a los grandes consumos horarios. Se coloca sobre una balanza un recipiente conteniendo una cantidad de combustible suficiente para que el motor marche un par de minutos y se registra la indicación del fiel.

Se coloca luego una pesa de valor conocido y se conecta el recipiente con el motor, se mide con un cronómetro el tiempo que transcurre hasta que el fiel de la balanza retorne a su posición original.

¹⁶Balanza de combustible del banco de pruebas Weinlich; <http://www.weinlich.de/433gb.htm>



Fig. 2.11 Balanza de combustible del banco de pruebas Weinlich

2.9 INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES ATMOSFÉRICAS SOBRE LOS VALORES DE POTENCIA

Se debe tener presente la variación que sufre la potencia en función de parámetros que definen las condiciones ambiente: presión barométrica, temperatura y humedad del aire.

A fin de que los ensayos realizados bajo diversas condiciones de presión y temperatura puedan ser comparados, se acostumbra referir la potencia a plena admisión determinada al freno a condiciones de aire tipo (760 mmHg y 15°C)

Según el Comité las normas SAE para calcular la potencia corregida para motores a gasolina en condiciones atmosféricas estándar a nivel del mar es:¹⁷

$$\dot{W}_{efe} = \dot{W}_{ef} * \frac{760}{p_o - p_v} * \sqrt{\frac{273+t}{273+15}} \quad (2.11)$$

Donde:

¹⁷ ARTANAMOV, M. D. “Motor Vehicles, Fundamentals and Design”; Publicaciones MIR, Moscú, 1976

\dot{W}_{efe} : Potencia efectiva al freno corregida, [HP]

\dot{W}_{ef} : Potencia al freno observada, [HP]

p_o : Presión ambiente, [mmHg]

p_v : Presión de vapor de agua, [mmHg]

t : Temperatura de entrada de aire, [°C]

De igual manera, para motores diesel, considerando la amplia variedad de relaciones aire – combustible, se tiene:¹⁸

$$\dot{W}_{ec} = \left(\dot{W}_e + \dot{W}_f \right) \left(\frac{28.77}{p_o} \right) \left(\frac{t + 460}{545} \right) - \dot{W}_f \quad (2.12)$$

Donde:

\dot{W}_{ec} : Potencia efectiva corregida a condiciones estándar, [HP]

\dot{W}_e : Potencia efectiva en condiciones de ensayo, [HP]

\dot{W}_f : Potencia de frotamiento determinada en condiciones de ensayo, [HP]

p_o : Presión manométrica de aire seco en condiciones de ensayo, [psi]

t : Temperatura del aire de entrada, [°F]

Otro factor que puede influir sobre la potencia que desarrolla el motor, es la contrapresión de los gases de escape.

¹⁸ ARTANAMOV, M. D. “Motor Vehicles, Fundamentals and Design”; Publicaciones MIR, Moscú, 1976

Cuando la presión de evacuación de los gases de escape es mayor a la presión atmosférica el motor sufrirá una disminución en su capacidad de producir potencia.

El coeficiente experimentalmente determinado para corregir la potencia al freno a las condiciones de escape atmosféricas es:

$$C = 1 + \frac{1}{100} * \frac{760 - p_z}{35} \quad (2.13)$$

De donde p_z es la sobrepresión en el escape respecto a la ambiente medido en milímetros de mercurio.

Según las normas SAE el ensayo debe realizarse sin silenciador y sin tubo de escape, y la presión de salida de los gases de escape debe ser la atmosférica.

2.10 TIPOS DE FRENOS DINAMOMÉTRICOS

Para determinar la potencia entregada por un motor es necesario medir su velocidad y par torsor.

El primer indicador se mide utilizando un tacómetro, mientras que para medir el segundo indicador se consigue resistiéndolo en un freno dinamométrico, el cual absorbe y disipa la energía mecánica suministrada por el árbol del motor de ensayo.

Los tipos de frenos que generalmente se emplean son:

- Frenos de fricción
- Frenos hidráulicos
- Frenos de paletas
- Frenos eléctricos

2.10.1 FRENOS DE FRICCIÓN

También conocido como freno de Prony. Posee una polea giratoria fija al cigüeñal del motor para frenarlo mediante mordazas; éstas al ser apretadas

tienden a girar con el volante del motor y arrastra a la palanca fija en la mordaza superior. Al extremo de esta palanca se cuelga las pesas para obtener el equilibrio y medir el par motor. (Fig. 2.12)

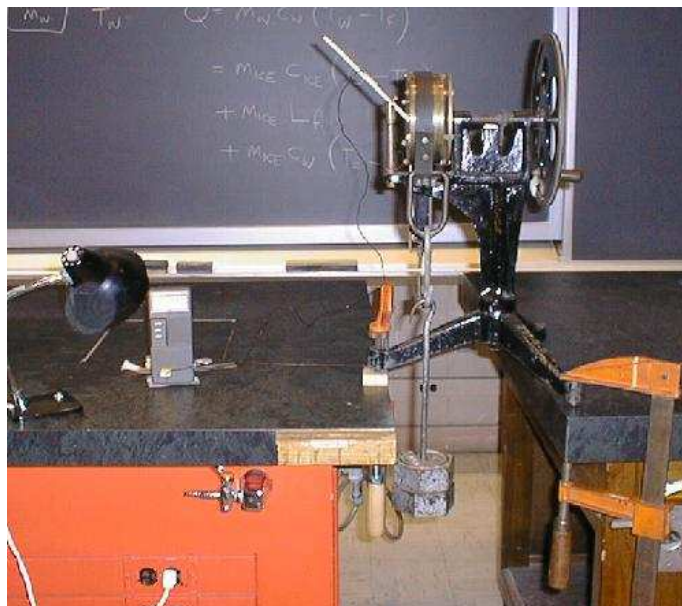


Fig. 2.12 Freno tipo Prony

2.10.2 FRENOS HIDRÁULICOS

El freno hidráulico es similar a un convertidor hidráulico de par, en el que se impidiese girar al eje de salida. Se compone de un rotor y una carcasa o estator llena de agua que sirve tanto de elemento frenante como refrigerante.

La potencia del motor absorbida por el freno se transforma en calor, necesiéndose una alimentación continua de agua fría. Para una temperatura de entrada al freno de 20 °C y una salida de 60 °C se necesita por kW frenado, un caudal de 20 dm³/h aproximadamente. Para evitar el deterioro del freno la temperatura del agua a la salida no debe sobrepasar en general los 60°C.

Durante el funcionamiento, el agua de los alvéolos del rotor es expulsada a gran velocidad por la acción de la fuerza centrífuga introduciéndose en los alvéolos del estator por el perímetro externo. Estos últimos poseen una forma tal que hace que el agua retorne a los del rotor a menor velocidad por la parte más próxima al eje de rotación. (Fig. 2.13)

De esta forma la trayectoria del agua es helicoidal, produciendo el torbellino de este movimiento un efecto de frenado entre el rotor y el estator, como consecuencia del rozamiento entre las superficies del freno y el agua existente en su interior. La resistencia que el agua opone al giro del rotor reacciona sobre el estator, produciendo un par igual al par motor.

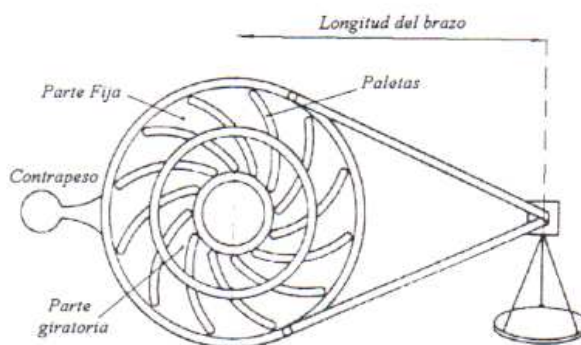


Fig. 2.13 Freno de agua tipo Froude

El par de frenado de los frenos dinamométricos hidráulicos es aproximadamente proporcional al cuadrado del número de revoluciones (curva característica de respuesta aproximadamente cuadrática), lo que les hace muy estables.

Las ventajas de este tipo de freno son:

- Bajo costo para potencias absorbidas importantes.
- Gran duración.
- Reparación rápida y poco costosa.

Como inconvenientes se puede citar:

- Poca versatilidad de las curvas de par resistente.
- Par de frenado fuertemente dependiente de la presión de la red hidráulica, lo que puede producir inestabilidad.

2.10.3 FRENO DE PALETAS

Es un ventilador acoplado en el extremo del cigüeñal, el tamaño de las paletas es grande que al girar a velocidades elevadas del motor ofrece resistencia logrando frenar el motor (Fig. 2.14). La resistencia que se opone al giro libre se gradúa mediante un dispositivo que actúa sobre la inclinación de las paletas.

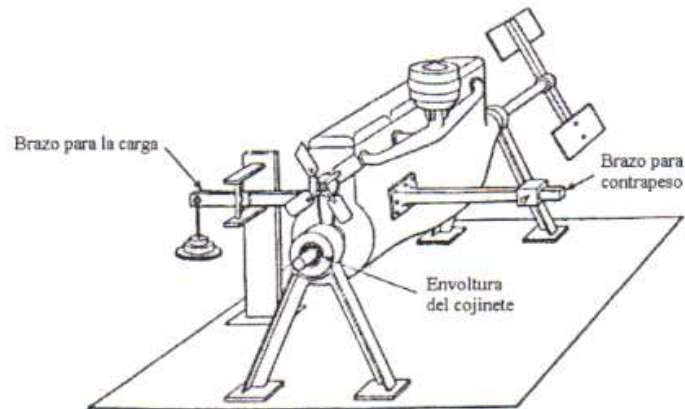


Fig. 2.14 Esquema de un motor con freno de paletas

2.10.4 FRENOS ELÉCTRICOS

Para determinar la potencia efectiva se pueden utilizar generadores de corriente eléctrica. Así por ejemplo si se acopla un motor térmico a una dínamo conectada a una resistencia eléctrica, la potencia del motor se utilizará en accionarla. Esta potencia se puede determinar midiendo con un voltímetro y un amperímetro la potencia eléctrica suministrada por la dínamo.

En este método debe tenerse en cuenta que existirán pérdidas por rozamiento, por efecto del aire y pérdidas eléctricas dependientes de la carga en el generador por lo que la medida no es muy precisa. Esto hace que sea mucho más común medir la potencia del motor indirectamente a través del par motor.

Se ha desarrollado varios tipos de frenos eléctricos, los más utilizados son:

- Frenos de corriente continua
- Frenos de corriente de Foucault

1.9.4.1 Frenos de corriente continua

Igual que en los frenos hidráulicos, el estator posee un montaje basculante y está unido a un sistema de medida de fuerza. El par motor se transmite del rotor (inducido) al estator (inductor) por medio del campo magnético. (Fig. 2.15)

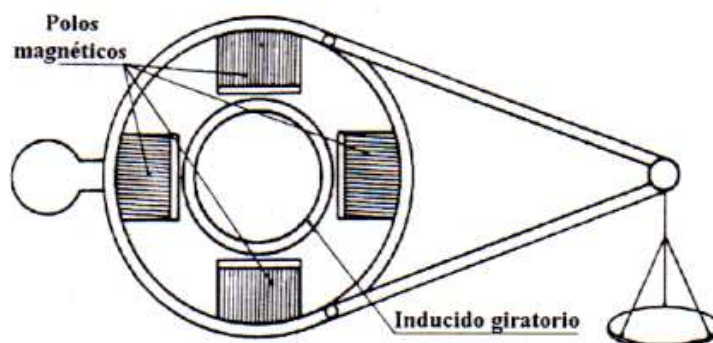


Fig. 2.15 Freno dinamoeléctrico

La regulación de la carga, cuando las variaciones no son demasiado grandes, se la puede realizar variando la excitación de la dinamo con un reóstato. Haciendo crecer la reacción electromagnética entre el rotor y el estator, efecto que transmite el par del rotor al estator, aumenta la carga resistente y viceversa. La corriente producida puede ser disipada en forma de calor en unas resistencias eléctricas.

La energía eléctrica desarrollada por la dinamo-freno es enviada al motor de corriente continua del grupo, arrastrando al alternador asíncrono. Se recupera, por tanto, bajo forma de energía eléctrica trifásica la energía mecánica suministrada por el motor térmico.

Este tipo de dinamo-freno presenta la gran ventaja de poder ser usado también como motor eléctrico y puede servir no sólo como arrancador del motor, sino también como medio para arrastrarlo, una vez suprimido el encendido y medir directamente la potencia necesaria para vencer los rozamientos.

Actualmente el grupo motor corriente continua - alternador se sustituye por sistemas electrónicos de potencia.

1.9.4.2 Frenos de corriente de Foucault

Conocido también como freno de corrientes parásitas de Eddy, las corrientes inducidas se crean en cualquier masa metálica que se mueve en el interior de un campo magnético o que se halla fija en el interior de un campo variable. Las corrientes inducidas circulan tumultuosamente por todo el volumen metálico, por este motivo se les denomina corrientes en torbellino o corriente de Foucault.

“De acuerdo con la ley de Lenz, las corrientes de Foucault se oponen a la variación de flujo que las produce y aunque las fuerzas electromagnéticas inducidas son pequeñas, estas corrientes pueden ser muy intensas ya que la resistencia del metal por el que circulan puede ser muy pequeña”.¹⁹

La energía de las corrientes de Foucault actúa en ocasiones como freno de un movimiento o bien se transforma en calor por efecto Joule. Para evitar sus efectos se suele aumentar la resistencia del camino que deben recorrer en el interior del metal. Esto suele hacerse dividiendo el metal en láminas delgadas entre las que se colocan una capa de barniz aislante.

¹⁹ <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/electromagnet/inducccion/foucault1/foucault1.htm>

CAPITULO III

DISEÑO DE ESTRUCTURA Y SELECCIÓN DE MOTOR

3.1 INTRODUCCIÓN

El banco de pruebas existente en el Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones vehiculares (CCICEV), consta de un dinamómetro de corrientes de Eddy; el cual se describe en este capítulo.

El dinamómetro proporciona medidas de torque, cuenta con un contador de rpm para medir velocidad de giro en el eje y poder determinar la potencia; y una balanza para consumo de combustible lo cual permite determinar el consumo específico de combustible. El banco permite realizar pruebas en varios periodos de tiempo dependiendo de la carga que se aplique al motor acoplado al dinamómetro; cabe acotar que mientras la velocidad de giro sea más baja se puede aumentar el tiempo de carga al motor con un límite de hasta 30 minutos de trabajo continuo.

3.2 EL BANCO COMPRENDE

El sistema está constituido por:

- El freno o dinamómetro de corrientes de Eddy que permite medir el torque, un contador de rpm para medir velocidad y una balanza para medir el consumo de combustible; estos son los parámetros a evaluar. El panel presenta los valores anteriores y controla la unidad (dinamómetro) incluyendo el ordenador, el controlador para el freno de corriente y la unidad de alimentación de energía.
- Características Técnicas del Dinamómetro:

Marca: Weinlich Steuerungen

Tipo: MP 80 con ordenador MP

Dinamómetro: Freno de Corrientes de Foucault electromagnético con refrigeración por aire.

Gama de Potencia: 10 – 150 kW.

Cardán de Transmisión para 800 Nm max.

Calibración: Barra Calibradora de 250 Nm.

Alimentación: 220 V de corriente trifásica.

Inercia del Freno: 0.6 kg m²

- Una barra y masa para calibración de la medida del torque de 250 Nm y un ordenador personal con el software a usarse.
- El manual de operación para controlar el freno de corrientes de Eddy.

La computadora MP integrada en el dinamómetro evalúa:

La velocidad y torque provistas por el freno y la unidad de medida, cuyas señales provienen de sensores y transductores conectados en la parte superior del panel del computador MP. También evalúa el consumo de combustible mediante balanza y el programa específico.

El panel principal muestra o indica en pantalla:

Potencia, torque, velocidad y consumo específico de combustible debido al trabajo, también algunas condiciones de operación. (Ver Anexo 1)

Las mediciones son enviadas al ordenador de acuerdo a la selección del operador. Cada valor medido para memorización en el tiempo interno; es decir, es mostrado en función del tiempo: torque, velocidad y potencia.

También puede ser usada para controlar el freno de corriente en el dinamómetro; es decir la intensidad de carga que se suministra al motor.

El programa despliega cada dato de entrada tan rápido como es seleccionada en una grafica de Windows lo que constituye las curvas o diagramas de las medidas realizadas.

La documentación de valores es automática por impresión directa de un listado o PC o trazador X – Y1/Y2 [éste solamente para Par, Potencia = f(velocidad)].

Se puede utilizar comprobadores de gases de escape en motores bajo una carga definida dando una idea más completa de los contextos fundamentales y de las funciones de la gestión del motor.

El dinamómetro aplica una carga de frenado al motor que permite simular condiciones de trabajo que tendría el motor instalado en un bus o camión.

La capacidad de carga es variable en el tiempo, cabe aclarar que las condiciones de operación del freno recomendada por el fabricante es máximo de 30°C de temperatura ambiente.²⁰

Capacidad De Carga Máxima Continua

$$\text{Hasta 3000 rpm:} \quad P = 29Kw \times \frac{n}{3000rpm} \quad (3.1)$$

TABLA 3.1: Capacidad de carga máxima por intervalos cortos de tiempo

n (rpm) \ P (kW)	3000	4000	5000	6000
30	20 min.			
35	6 min.			
40	2,5 min.	16 min.	16 min.	
50	1,9 min.	8 min.	3 min.	3 min.
70	1,0 min.	1,4 min.	1,3 min.	1,1 min.
100	30 seg.	43 seg.	36 seg.	30 seg.
150	13 seg.	20 seg.	17 seg.	14 seg.

²⁰ www.weinlich.de

TABLA 3.2: *Carga Mínima de Ajuste.*

n (rpm)	3000	4000	5000	6000
P (kW)	1.5	2.9	4.9	7.4

De acuerdo a los esfuerzos de torque a los que va a estar sometido el dinamómetro y sus componentes, se puede decir que el motor que va a ser seleccionado es aquel que permita realizar un estudio lo más cercano posible a la realidad de las condiciones de funcionamiento en la ciudad de Quito.

3.2.1 VENTAJAS DEL BANCO EXISTENTE EN EL CENTRO DE TRANSFERENCIA TECNOLÓGICA PARA LA CAPACITACIÓN E INVESTIGACIÓN EN CONTROL DE EMISIONES VEHICULARES (CCICEV)

- a. En un solo dinamómetro pueden accionarse varios motores durante una clase.
- b. El banco de pruebas es móvil también con el motor acoplado y puede ser accionado y puesto en cualquier parte; es decir brinda una versatilidad excepcional tanto para el maestro como para el alumno.
- c. No requiere agua de refrigeración.
- d. Sistema modular del carro que puede utilizarse posteriormente para otros motores.
- e. El banco de pruebas tiene una vida larga y casi no requiere mantenimiento, además de la exactitud garantizada por la barra calibradora.
- f. El manejo fácil y seguro permite al docente centrarse completamente en sus estudiantes.
- g. Debido a la barra calibradora se puede ver y experimentar la naturaleza del par.
- h. Gracias al principio constructivo del soporte del motor, todas las partes se pueden observar y son de fácil acceso.

3.2.2 TIPOS DE PRUEBAS

Las curvas que se pueden obtener del dinamómetro son: curvas de velocidad en el cual se puede mantener aceleración constante y obtener el comportamiento del torque, potencia y consumo específico de combustible.

De igual manera se puede obtener curvas de carga al variar la aceleración determinando consumo de combustible horario vs. Potencia, etc. Y dependiendo del requerimiento se pueden determinar curvas de ajuste al eliminar algunas variables y realizar gráficas solamente con los parámetros necesarios como por ejemplo temperatura en función de la potencia, etc.

3.3 SELECCIÓN DEL MOTOR

3.3.1 CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN DEL MOTOR

La selección del motor se basa en los siguientes aspectos:

- La marca de motor predominante en el parque diesel de transporte público en el Distrito Metropolitano de Quito.
- Características del dinamómetro existente en el Centro de Transferencia de Tecnología para la capacitación e investigación en control de emisiones vehiculares (CCICEV)
- Versatilidad y adaptación al dinamómetro existente en el Centro de Transferencia de Tecnología para la capacitación e investigación en control de emisiones vehiculares (CCICEV) u otro similar.

A continuación se describe el parque automotor diesel en lo que a transporte público se refiere y que es de especial interés.

3.4 INVENTARIO DE PARQUE DIESEL DEL DISTRITO METROPOLITANO DE QUITO

En el Distrito Metropolitano de Quito, la EMSAT y la DMT (Dirección Metropolitana de Transporte) como organismos reguladores del sistema de transporte público, mantienen una base de datos de todos los vehículos de

transporte urbano que circulan en el distrito. La información que puede recopilarse es amplia y confiable. Para motivos del presente trabajo, es de especial interés conocer los siguientes datos:

- Año-modelo de los motores a diesel;
- Fabricantes de los motores; y,
- Tipo de tecnología y/o norma ambiental que cumplen.
- Ubicación del motor y silenciador.
- Potencia en kW.

Las Tablas 3.3 y 3.4 resumen las tres características básicas señaladas anteriormente, para la flota de buses alimentadores y unidades particulares de transporte urbano.²¹

TABLA 3.3 Vehículos de Transporte Urbano. Principales marcas de motores existentes

Motor	# unidades	%
Asia	7	0,28
Chevrolet	576	23,09
Cummins	6	0,24
Dimex (Caterpillar)	53	2,12
DINA	9	0,36
Encava	2	0,08
Ford	62	2,48
Hino	716	28,70
Hyundai	49	1,96
Internacional	45	1,80
Mercedes Benz	482	19,32
MWM	3	0,12
Nissan	122	4,89
Null	97	3,89
Scania	15	0,60

²¹ Empresa Metropolitana de Servicios y Administración del Transporte (EMSAT) y Dirección Metropolitana de Transporte (DMT)

Motor	# unidades	%
Volkswagen	184	7,37
Volvo	67	2,69
Total	2495	100,00

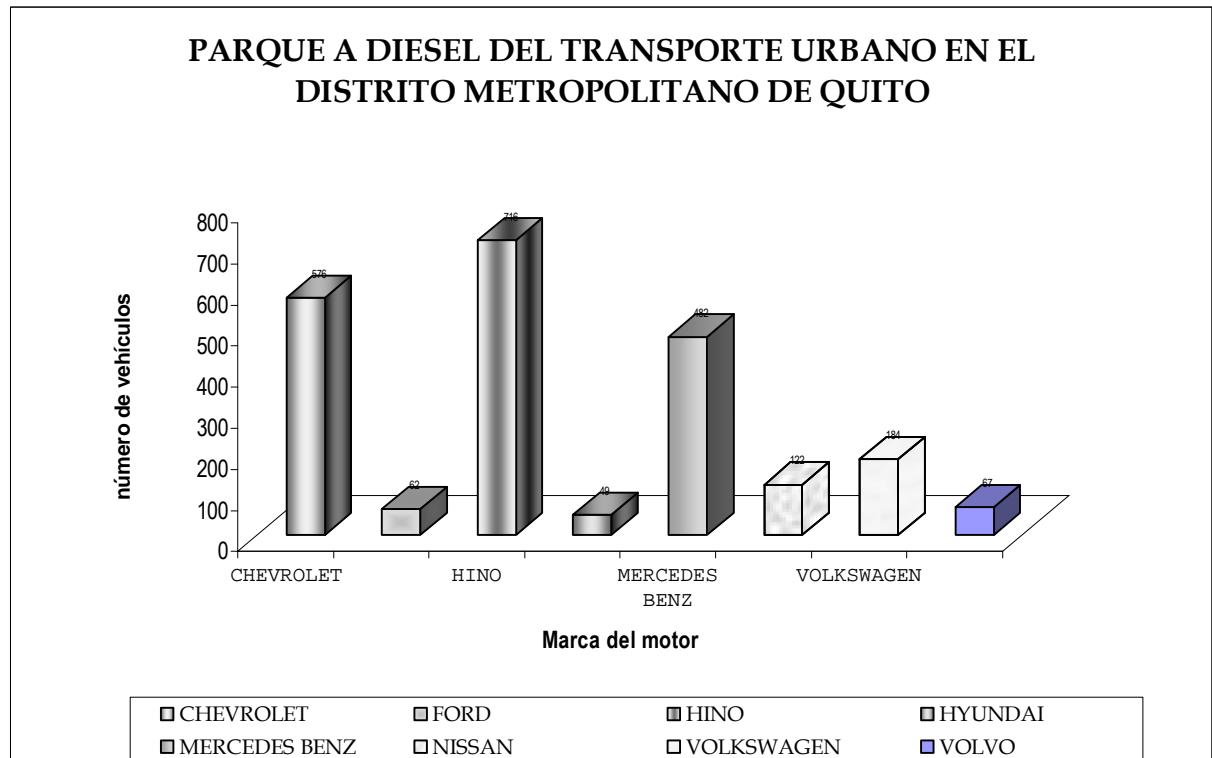


Fig. 3.1: Parque automotor a diesel del Distrito Metropolitano de Quito.

Tomando en cuenta los fabricantes de motores, puede verse que las marcas más representativas son: Chevrolet Isuzu, Hino, Volvo, Volkswagen y Mercedes Benz, que en conjunto abarcan el 81.17% del parque automotor total, por lo que se consideran para la muestra de vehículos, de los cuales se seleccionará el motor para el banco de pruebas; objetivo del presente trabajo.

TABLA 3.4 Datos Técnicos de las diferentes marcas de vehículos seleccionadas para el estudio. (Fuente: EMSAT)

Marca	Motor	Potencia	Ubicación del motor
Chevrolet Isuzu FTR 32M	Chevrolet Isuzu 6HK11-TC	147 kW	Delantero
Mercedes Benz OF 1721	Mercedes Benz OM 366 LA	155 kW	Delantero
Volkswagen OF 17210	MWM 6.10 TCA	151,5 kW	Delantero
Hino FF	Hino J08C - TT	242 HP	Delantero
Volvo B10M articulado	Volvo DH10A - 340	267.5 kW	Central

De acuerdo al número de unidades que circulan en el distrito metropolitano de Quito, el motor seleccionado es de marca HINO. Sin embargo, es indispensable realizar el respectivo análisis y selección definitiva de acuerdo a las características del dinamómetro existente en el laboratorio de motores de combustión interna de la Facultad de Ingeniería Mecánica.

3.4 REQUERIMIENTOS PARA LA DETERMINACIÓN DEL MOTOR A UTILIZARSE

El principal parámetro de selección para este caso es el torque, tanto de entrega del motor como del freno del dinamómetro, estos datos se obtienen de la siguiente tabla proporcionada por Teojama Comercial:

TABLA 3.5: Datos de Potencia y Torque de Diferentes Motores Diesel Hino.

Modelo	Velocidad de Giro [rpm]	Potencia [kW]	Torque[Nm] (max) rpm	Cilindrada [cm ³]
P11C-UB	2150	235	1128/1500	10520
J08C-TT	2500	191	745/1500	7961

J05C-TF	2900	109	373/1700	5307
S05C-TA	2500	101	410/1800	4613

Las curvas típicas de potencia y torque de un motor tienen un patrón común, es decir las potencias máximas no necesariamente tienen el torque más alto y viceversa.

3.4.1 RELACIÓN MOTOR – DINAMÓMETRO

La influencia de la inercia del rotor del dinamómetro con respecto a la que tienen los motores Hino diesel tiene que ver con que éstos tienen volantes de inercia que deben tener inercias con valores correspondientes a los del dinamómetro; es decir que la inercia total del rotor se incremente en un valor aproximado al de este motor en condiciones normales de carga.

Es necesario tener la seguridad de que el acople entre el motor Hino diesel y el dinamómetro ofrece un equilibrio estable; es decir la relación torque – velocidad del dinamómetro respecto al motor, de modo que no se afecte el comportamiento del motor si se hicieren pruebas de aceleración; por lo tanto a continuación se establece la relación de carga total del dinamómetro sobre el motor.

3.4.2 RELACIÓN DE CARGA TOTAL SOBRE EL MOTOR

Para determinar cuanto se puede cargar al motor a ser seleccionado con el dinamómetro existente en el laboratorio, se va a determinar la relación entre el torque que entrega el dinamómetro, el torque del motor y la potencia al freno. Este cálculo se realiza en relación al manual del fabricante del dinamómetro (Weinlich Steuerungen).

El cálculo se realizó como se describe a continuación:

$$T_m = Fxd \quad (3.2)$$

Donde:

T_m: Torque en el Eje del Motor, [N.m]

F: Fuerza del Dinamómetro, [N]

d: Brazo de Palanca, [m]

$$P_m = 2 \cdot \pi \cdot F \cdot d \cdot \frac{r}{\text{min}} \quad (3.3)$$

Donde:

P_m: Potencia al Freno, [HP]

Del manual del Banco Weinlich se tiene que:

$$M = \frac{9550 \cdot P}{n} \quad (3.4)$$

Donde:

M: Torque en el eje, [N.m]

P: Potencia del Dinamómetro, [kW]

n: Revoluciones por minuto

Hay que anotar que esta fórmula proporcionada por el fabricante del banco se aplica para cálculos de carga; además proporciona una tabla para los siguientes valores de potencia y revoluciones y estos son:

TABLA 3.6: Capacidad de carga a más de 4000 rpm

n (rpm)	4000	5000	6000
P (kW)	36	38	40

Torque en el eje del Motor (de Ec. 3.3):

- A 2500 rpm

$$T_m = 390.13 \text{ N.m}$$

- A 4000 rpm

$$T_m = 243,83 N.m$$

Torque en el eje del Dinamómetro (de Ec. 3.4):

- A 2500 rpm

$$M = 390,25 N.m$$

- A 4000 rpm

$$M = 243,90 N.m$$

Al trabajar el motor a 2500 y 4000 revoluciones por minuto se puede notar que los valores de torque son similares; por tanto se puede decir que se alcanza un “equilibrio estable” entre el torque que entregaría el motor y el torque existente en el eje del dinamómetro; esto en las condiciones de trabajo antes expuestas; cabe aclarar que los Motores Hino trabajan a velocidades de hasta 3000 rpm.

A continuación se aplica éstas fórmulas y se grafican sus resultados para varias velocidades de giro.

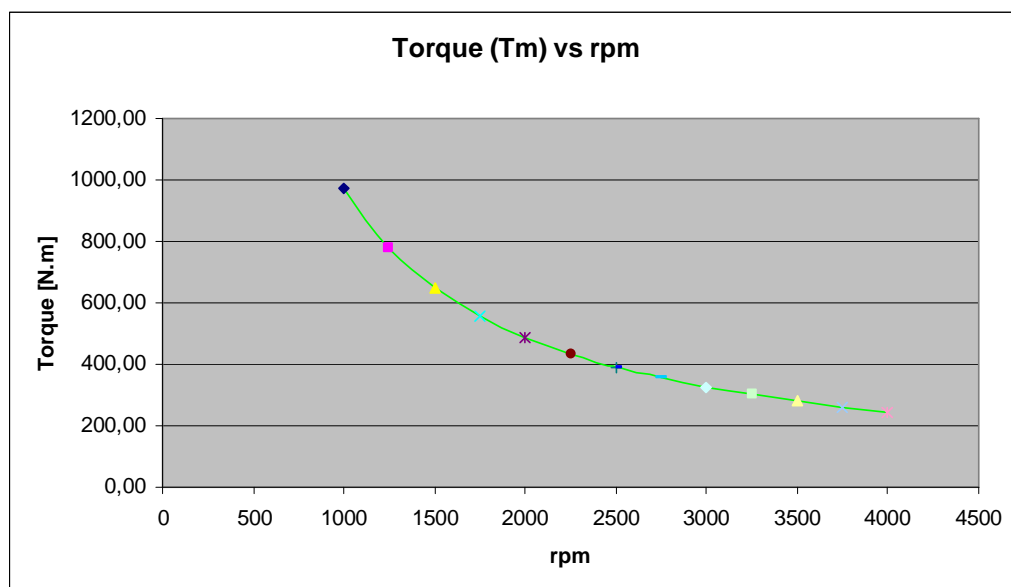


Fig. 3.2: Torque en el Eje del Motor vs Revoluciones por Minuto

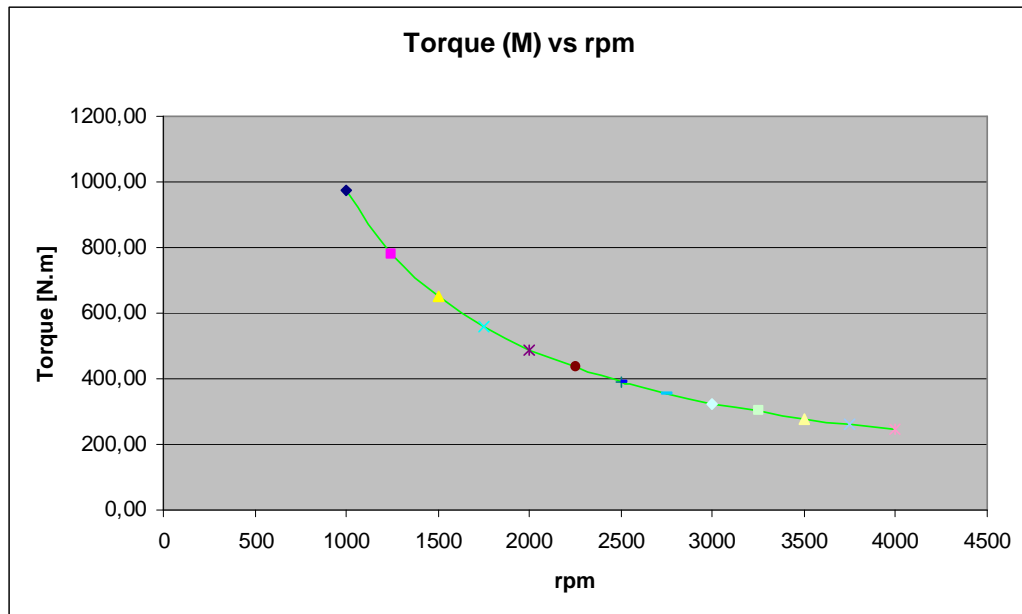


Fig. 3.3: Torque en el Eje del Dinamómetro vs Revoluciones por Minuto

Según el manual del banco Weinlich, la potencia a la que el dinamómetro carga al motor es:

- Capacidad máxima de carga continua en el dinamómetro:

$$P = 29kW \cdot \frac{n}{3000rpm} \quad (3.5)$$

Donde:

P: Carga Máxima, [kW]

n: Revoluciones por minuto.

- Capacidad de carga en intervalos cortos de tiempo:

$$P = \frac{M * n}{9550} \quad (\text{de 3.4})$$

Hay que aclarar que para este cálculo se mantiene M (Torque), el mismo que corresponde al torque máximo del motor y cuyo valor es: 410 N.m. Así se determina la potencia a la que se puede cargar al motor con el dinamómetro.

Por tanto se tiene que:

- **Carga Continua** (tabla 3.1)

A 1800 rpm la potencia que puede cargar el dinamómetro al motor es:

$P = 17.4kW$, por tanto el tiempo total de carga es 20 min.

A 2500 rpm la potencia que puede cargar el dinamómetro al motor es:

$P = 24.16kW$; que permite un intervalo de tiempo amplio, 20 minutos; esto de acuerdo a la tabla 3.1

- **Carga en Intervalos cortos de tiempo**

A 3000 rpm la potencia que puede cargar el dinamómetro al motor es:

$P = 128.79kW$, por tanto el tiempo total de carga es 35 – 40 seg.

A 3500 r/min la potencia que puede cargar el dinamómetro al motor es:

$P = 150.26kW$, por tanto el tiempo total de carga es 15 seg.

Como se puede deducir el motor no se puede cargar en su totalidad; siendo las limitantes, por lado del motor las revoluciones por minuto a las que generalmente puede trabajar un motor diesel cuyo valor máximo es de 3000 rpm. Y por el lado del dinamómetro la capacidad de carga máxima en kW (función de las rpm y el torque max del motor)

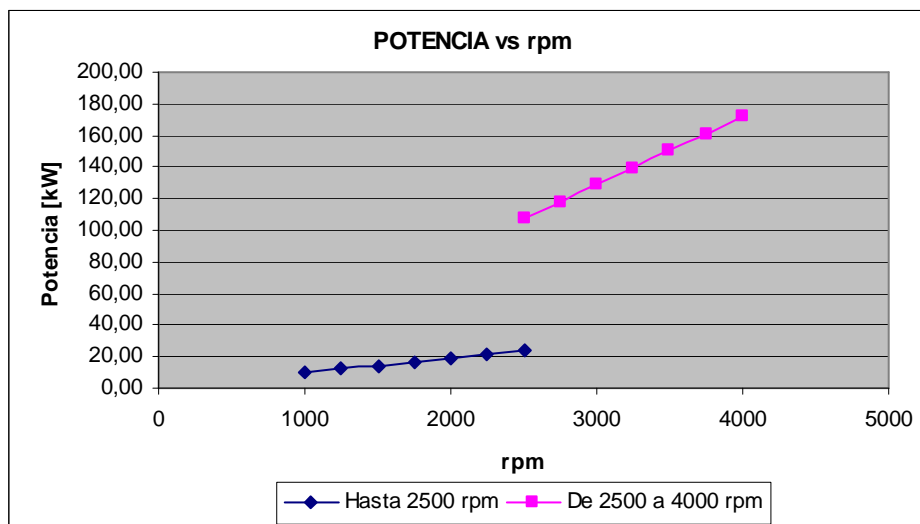


Fig. 3.4: Potencia del Banco vs Revoluciones por Minuto

Por tanto el tipo de motor dentro de la marca Hino seleccionado de acuerdo a la tabla 3.5 es el de más baja potencia y corresponde al S05C – TA; éste es apto para el objetivo del presente trabajo, el cual es adaptar un motor diesel al dinamómetro existente en el Centro de Transferencia de Tecnología para la capacitación e investigación en control de emisiones vehiculares (CCICEV).

Los valores calculados anteriormente permiten determinar que los parámetros de torque y velocidad de trabajo del motor están dentro de los rangos de carga del dinamómetro especificados por el fabricante.

Dadas las características del dinamómetro y requerimientos del motor anteriormente expuestos, el torque máximo de diseño es de 410 N.m (41.8 kgf.m) el cual será constante hasta las 6000 rpm que es el límite superior de velocidad de giro del dinamómetro; cabe aclarar que el motor diesel nunca trabajará a esta velocidad de giro siendo el máximo 3000 revoluciones por minuto.

Características del Motor Seleccionado:

- **Marca:** Hino
- **Tipo:** S05C – TA (EURO - 2)
- **Potencia Máxima:** 101 kW (137 HP) a 2500 rpm
- **Torque Máximo:** 410 N.m (41.8 kgf.m) a 1800 rpm

- **Velocidad Máxima:** 3150 rpm
- **Cilindraje:** 4613 L
- **Alimentación:** Turbo – Enfriador

Además de estas características se tiene otros parámetros importantes del motor y que muestra una idea del régimen al que comúnmente está sometido éste en condiciones normales de trabajo se presenta en el Anexo 2.

3.5 DISEÑO DE ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA EL MOTOR

3.5.1 REQUERIMIENTOS PARA LA DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE DISEÑO.

De acuerdo a los esfuerzos a los que van a estar sometidos los componentes de la estructura por efecto del funcionamiento del motor diesel, el peso propio del mismo y el efecto de aceleración del motor, se determina que el principal parámetro de diseño es el torque.

TABLA 3.7: Características principales del motor seleccionado.

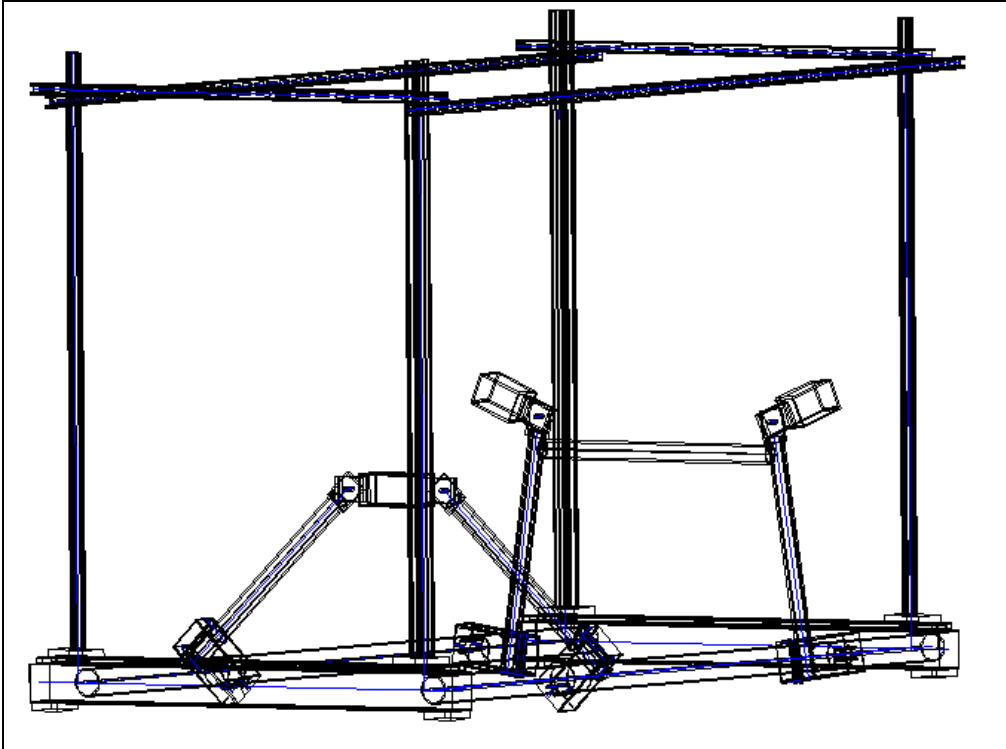
Potencia Máxima:	137 HP (101 kW) a 2500 rpm
Torque Máximo:	410 N.m (41.8 kgf.m) a 1800 rpm
Motor: 4613 cc, 4 cilindros en línea, 16 válvulas en la culata, con turbocargador y enfriador. Bomba de inyección con compensador de altura.	

Las especificaciones del motor que se han tomado como base para el cálculo y diseño de la estructura del banco y se presenta en el Anexo 2, a continuación se muestran las dimensiones del motor Hino Diesel seleccionado, obtenidas de medir en un ejemplar en Teojama Comercial.

H: Altura 850 [mm]

L: Longitud total 1730 [mm]

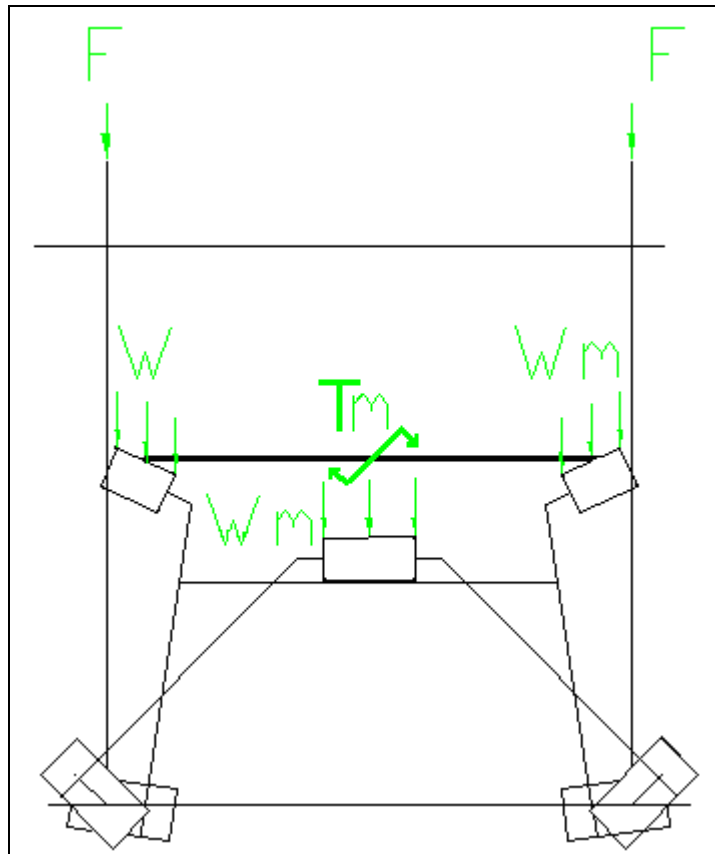
A: Ancho total 880 [mm]



1.9.4.2.1.1.1 **Fig. 3.5:** Esquema de la Estructura

ESTADOS DE CARGA

El motor y los accesorios están soportados por una estructura rígida sometida a los estados que se describen en el siguiente diagrama.



1.9.4.2.1.1.2 **Fig. 3.6:** Diagrama de Cargas

Donde:

W_m : Es el peso del motor y accesorios, [kg]

F : Es el peso del radiador, [kg]

T_m : Torque máximo del motor, [N.m]

DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS

Además de las cargas que se aprecian en el diagrama anterior, la estructura tiene que soportar el torque actuante del motor en pleno funcionamiento, por lo cual se considera al motor como una viga tomando en cuenta que tiene una rigidez muy alta; esto se describe en el siguiente esquema (Diagrama de cuerpo libre del motor).

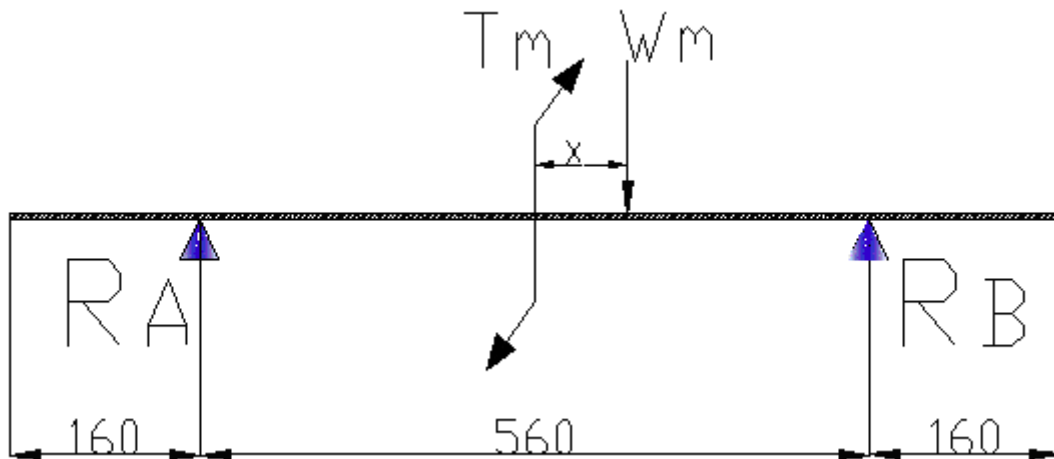


Fig. 3.7: Diagrama de Cuerpo Libre del Motor (vista frontal)

Donde:

T_m : Torque actuante del Motor en sentido horario (positivo)

W_m : Peso Propio del Motor y sus accesorios

X : Distancia de desplazamiento del centro de gravedad del Motor en relación al eje de simetría del mismo; $x = 1$ mm. (Proporcionado por el fabricante)

Se toma en cuenta únicamente los apoyos más críticos ubicados en la parte frontal del motor, ya que soportan directamente el efecto actuante del torque.

En las cargas de peso actuantes en la estructura se han considerado los diferentes elementos localizados sobre él, incluyendo el peso adicional de líquidos lubricantes y refrigerantes.

De acuerdo al análisis se determinan reacciones por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\sum R = 0$$

$$R_A + R_B = 550 \text{ kg.} \quad (3.6)$$

$$\sum M_A = 0$$

$$Tm + Wm(0.28 + x) - R_B(0.56) = 0 \quad (3.7)$$

Es necesario utilizar un factor de seguridad para garantizar un buen funcionamiento de la estructura sobre todo orientado a los materiales y las cargas especificadas anteriormente. El método de la AISC para relacionar el esfuerzo y la resistencia también se emplea en algunas áreas especializadas. Sin embargo, no es un enfoque general, puesto que sólo toma en cuenta materiales y cargas específicas²².

Según lo expuesto, se escoge un factor de seguridad igual a 1.5; hay que aclarar que se toma en cuenta la distribución de peso ocasionada por el torque actuante del motor y el pequeño desplazamiento del centro de gravedad del motor; es decir, el cálculo previo en base a las ecuaciones 3.6 y 3.7.

Este factor de seguridad se aplicó en cada una de las cargas correspondiente a su respectivo soporte estructural puesto que éstas son diferentes por efecto del torque actuante del motor; Así, las cargas de peso actuantes quedan con los siguientes valores:

$$Wm_1 = 625.62 \text{ [kg]}$$

$$Wm_2 = 474.37 \text{ [kg]}$$

$$Wm_3 = 275 \text{ [kg]}$$

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS SOPORTES DEL MOTOR

Para el diseño de los diferentes elementos que comprenden la estructura (vigas y columnas) primero se procede a calcular las fuerzas y momentos a los que están sometidos dichos elementos en posición y ciclo de trabajo crítico.

Para obtener resultados que permitan realizar el análisis de la estructura se empleó el programa de ingeniería SAP 2000 V9 (Structural Analysis Program) para los diferentes casos de carga a los que puede estar sometida la estructura.

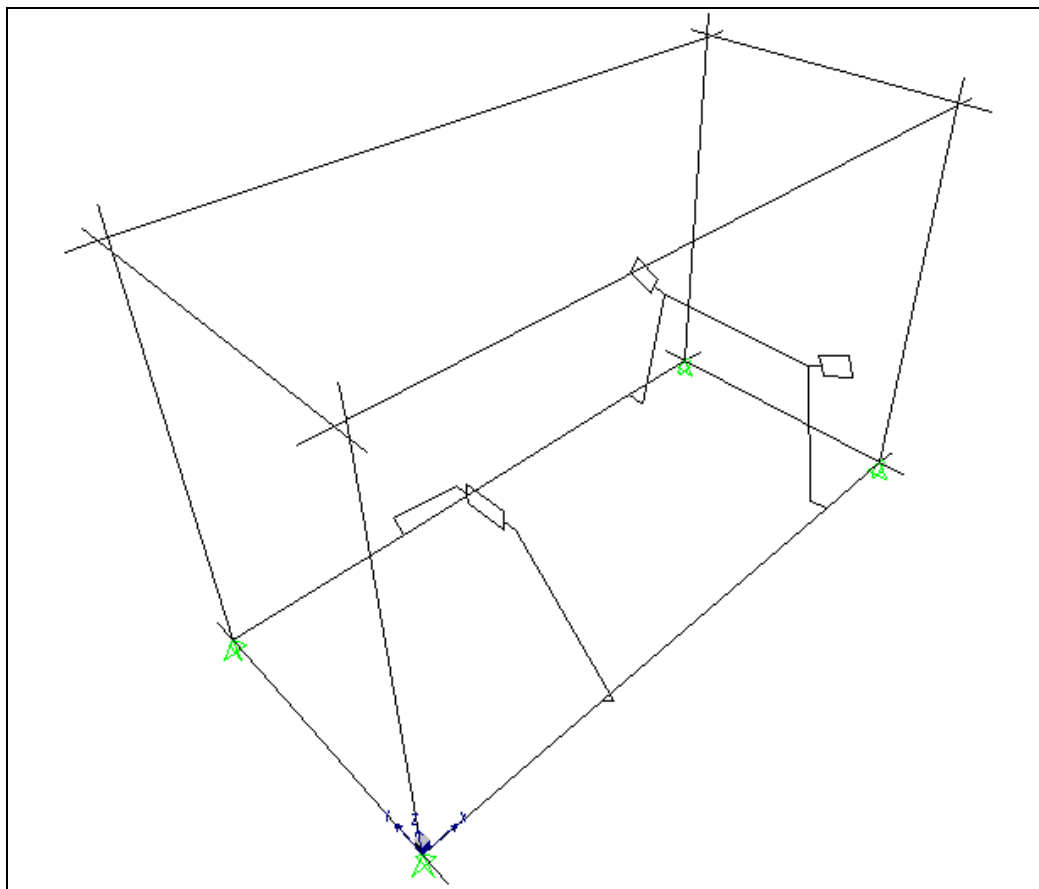
²² Shigley J; Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta ed; Mexico, McGraw-Hill, 2002, 29p.

La Versión 9 es la más actual de este programa y permite realizar simulaciones de carga lineal y no lineal, estáticas y dinámicas, análisis y diseño de estructuras tridimensionales; por lo tanto es para este caso una herramienta muy importante para determinar el comportamiento de la estructura cuando el motor esté en pleno funcionamiento.

UTILIZACIÓN DEL PROGRAMA SAP 2000 V9

Para proceder al diseño de la estructura que soporta al motor diesel seleccionado primeramente se dibujó un esquema en AutoCad, exacto en cuanto a las dimensiones, el mismo que fue importado desde el SAP 2000 V9.

Una vez con el esquema de la estructura, el cual tiene que ser simple para que el análisis y la simulación en el programa sea lo más preciso posible; como se indica en la siguiente figura: 3.8.

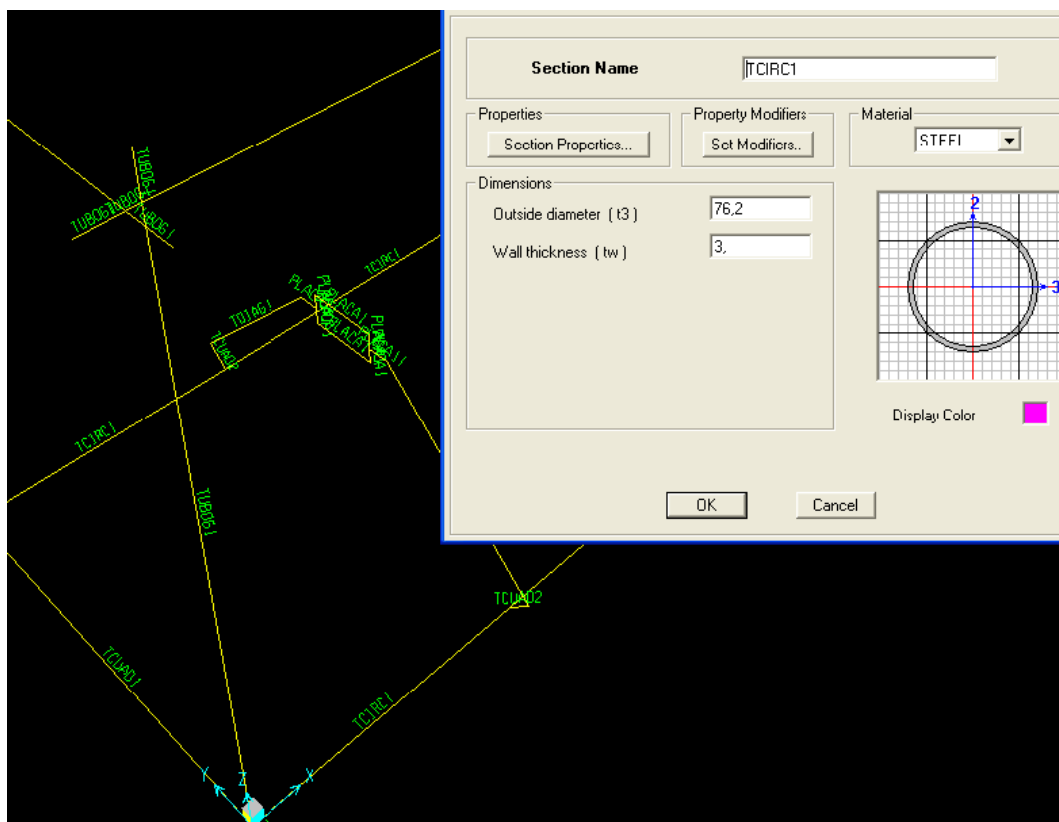


1.9.4.2.1.1.3 **Fig. 3.8:** Esquema de Diseño de Estructura en SAP

Parte esencial de la simulación es el asignar el tipo de perfil y material a cada una de las vigas y columnas que conforman la estructura; para esto el programa permite modificar las dimensiones y propiedades del material que por defecto está listado en la base de datos que proporciona.

Para el presente trabajo los perfiles fueron seleccionados de entre los existentes en el mercado ecuatoriano, más concretamente los fabricados por la empresa IPAC como se puede ver en el (Anexo3).

Al final del análisis se podrá observar el comportamiento de cada uno de los perfiles seleccionados al trabajar a plena carga. Sin embargo se puede observar en la (fig. 3.9) como se asignan los perfiles y modifican sus propiedades.



1.9.4.2.1.1.4 **Fig. 3.9:** Asignación y Edición de Perfiles

Al continuar con la modelación para el diseño de la estructura es necesario someter a la estructura al grupo o combinación de cargas que tendría la misma en condiciones normales de trabajo; es decir, con el motor funcionando.

Existen dos tipos de “estados” de carga por llamarlo de alguna manera a las que está sometida esta estructura y que al final de la simulación serán objeto de análisis y sobre todo los resultados obtenidos del mismo, que deben estar dentro de los rangos considerados permisibles por el programa; así, se realizan las siguientes consideraciones de diseño u aprobación:

- Diseño por resistencia.
- Diseño a prueba de vibraciones o modal.

Diseñar es formular un plan para la satisfacción de una necesidad específica o resolver un problema. El producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil, que se pueda fabricar y comercializar.²³

Las cargas en la estructura se consideran y aplican como distribuidas en todos los soportes en los que va a estar asentado el motor Hino seleccionado. Es importante conocer que, al correr el diseño en el programa este realiza los cálculos y simulación tomando en cuenta tanto la comprobación por resistencia como por vibraciones de manera simultánea; es decir ya se cuenta con valores a ser analizados. Para el presente trabajo se procede a realizar ambos análisis por separado.

CARGAS APLICADAS EN LA ESTRUCTURA

A las cargas asignadas en la (sección 3.5.3) se aplican como distribuida por lo que se divide para la longitud de incidencia de la misma; así las cargas serán las siguientes:

$$Wm_1 = 5.19 \text{ [kg/mm]}$$

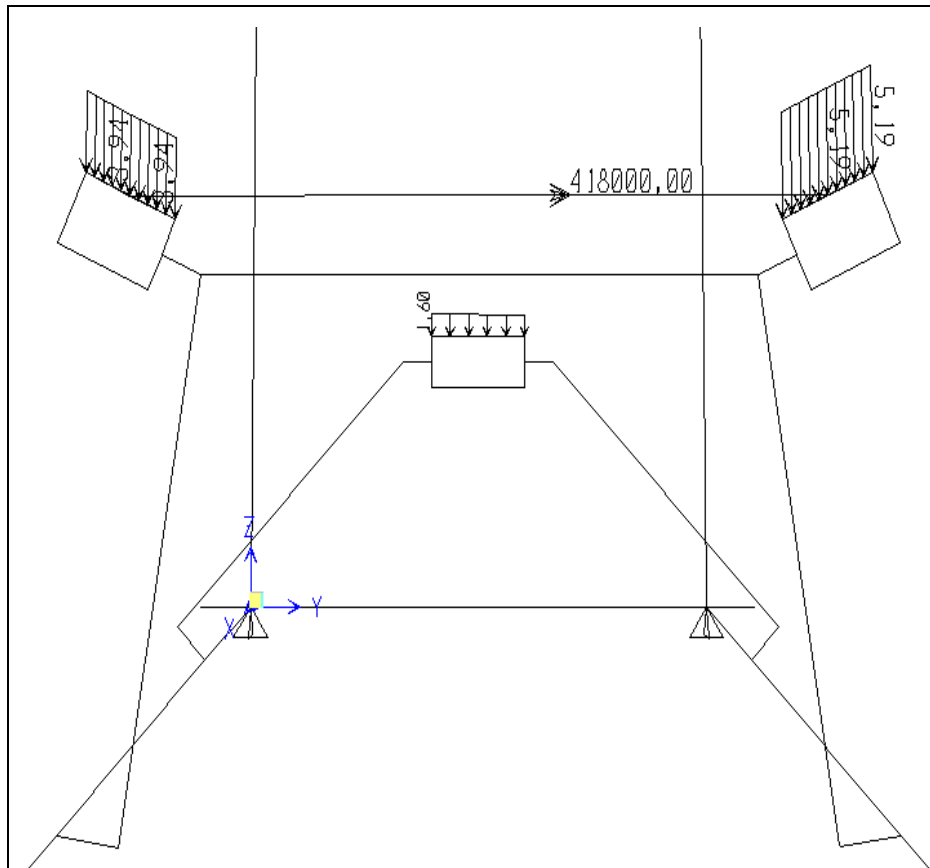
$$Wm_2 = 3.94 \text{ [kg/mm]}$$

$$Wm_3 = 1.60 \text{ [kg/mm]}$$

$$T = 41.8 \text{ [kgf.m]}$$

$$F = 9 \text{ kg}$$

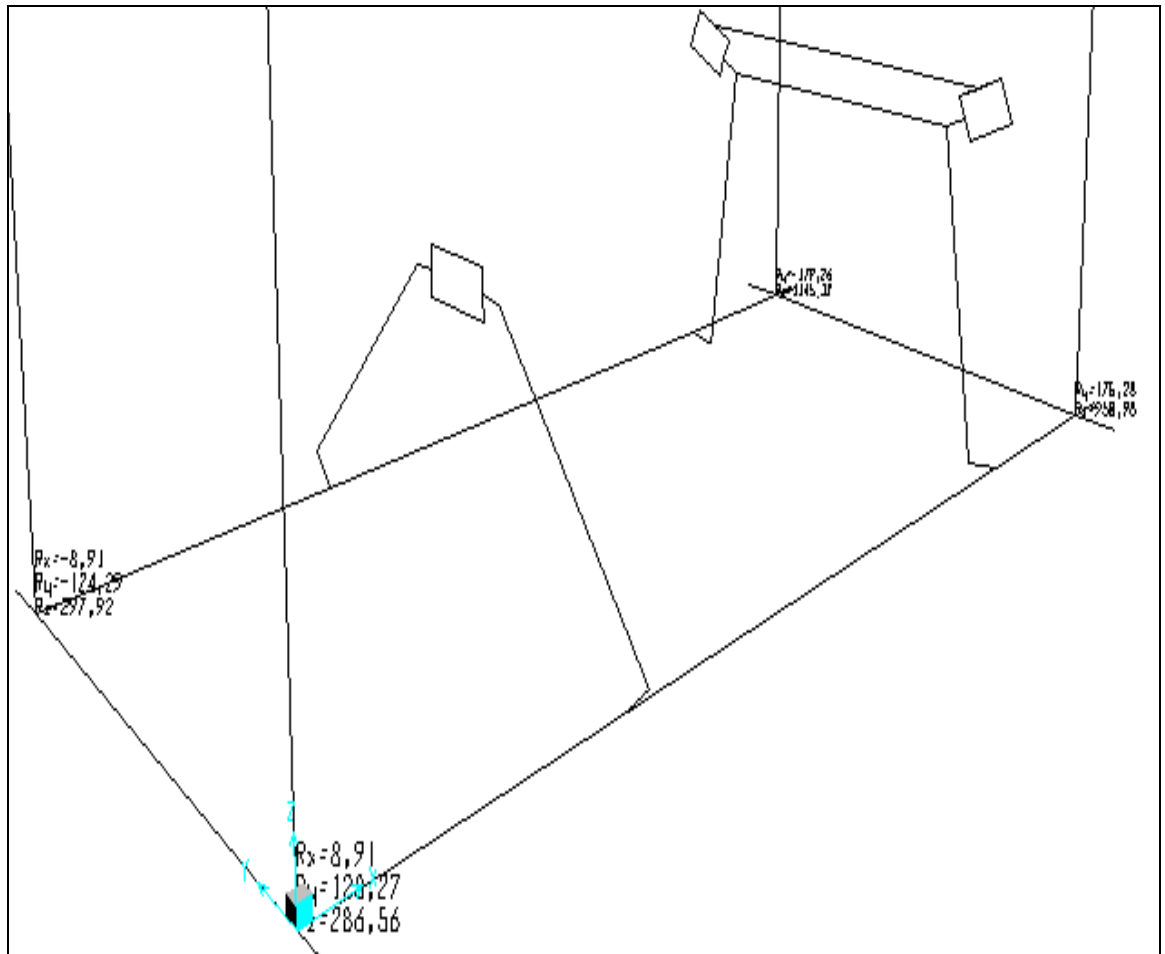
²³ Shigley J; Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta ed; Mexico, McGraw-Hill, 2002, 5p



1.9.4.2.1.1.5 Fig. 3.10: Diagrama de Cargas Distribuidas

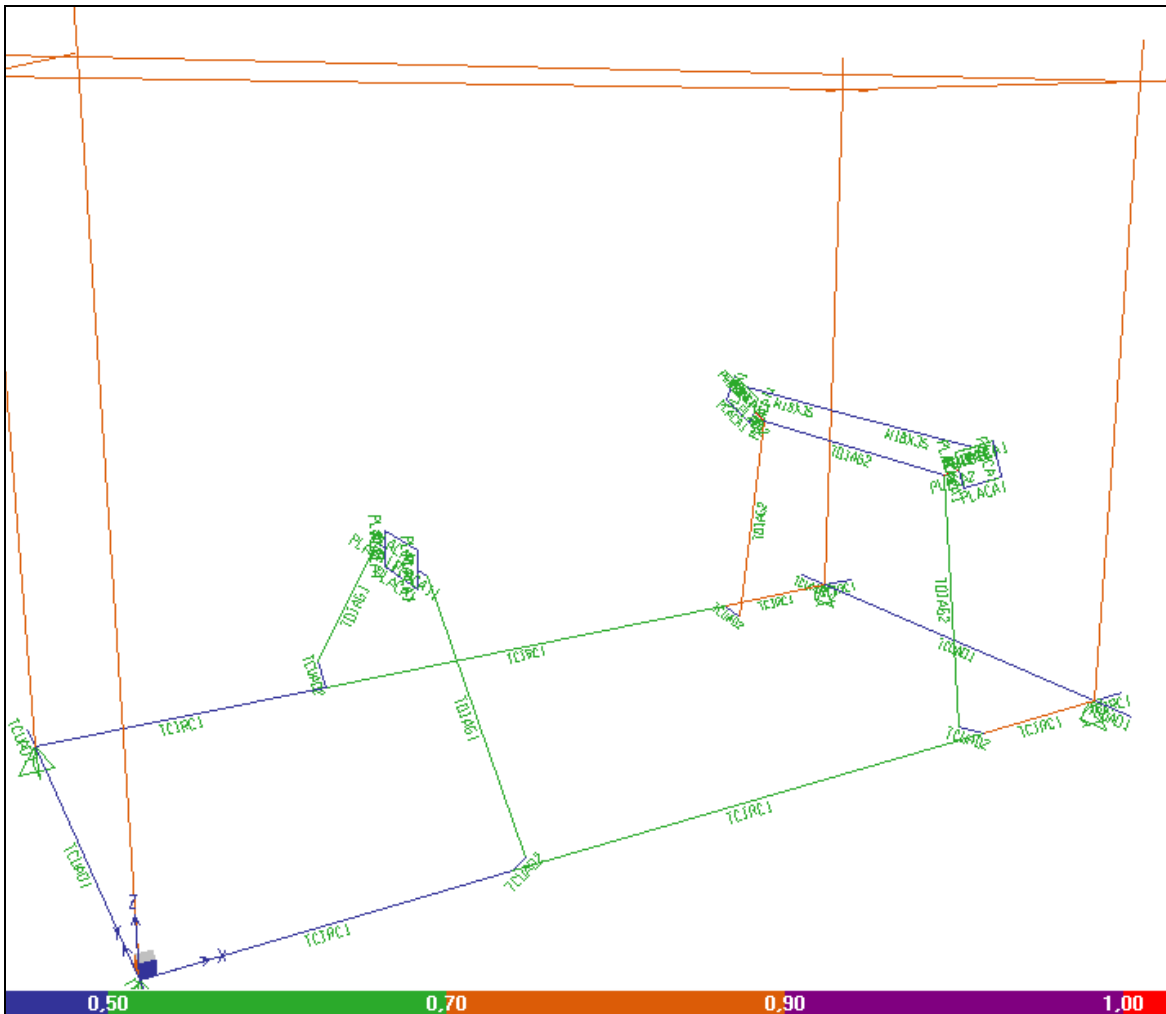
Para simular el hecho de que el motor es un cuerpo rígido que une a los tres soportes se aplica una restricción o se define un “constrain” que se aplica como “cuerpo” que en este caso representa al motor Hino Diesel. A partir de estas definiciones se puede correr el programa y así obtener valores y comprobar como está trabajando la estructura y de si esta dentro de los valores permisibles.

Es importante conocer las reacciones generadas en los apoyos de la estructura cuando se han aplicado las cargas correspondientes como se observa en la (fig. 3.11); los valores son mayores en la dirección z y son bastante mayores en relación a los de los otros ejes como es previsible.



1.9.4.2.1.1.6 Fig. 3.11 Reacciones en los Apoyos de la Estructura

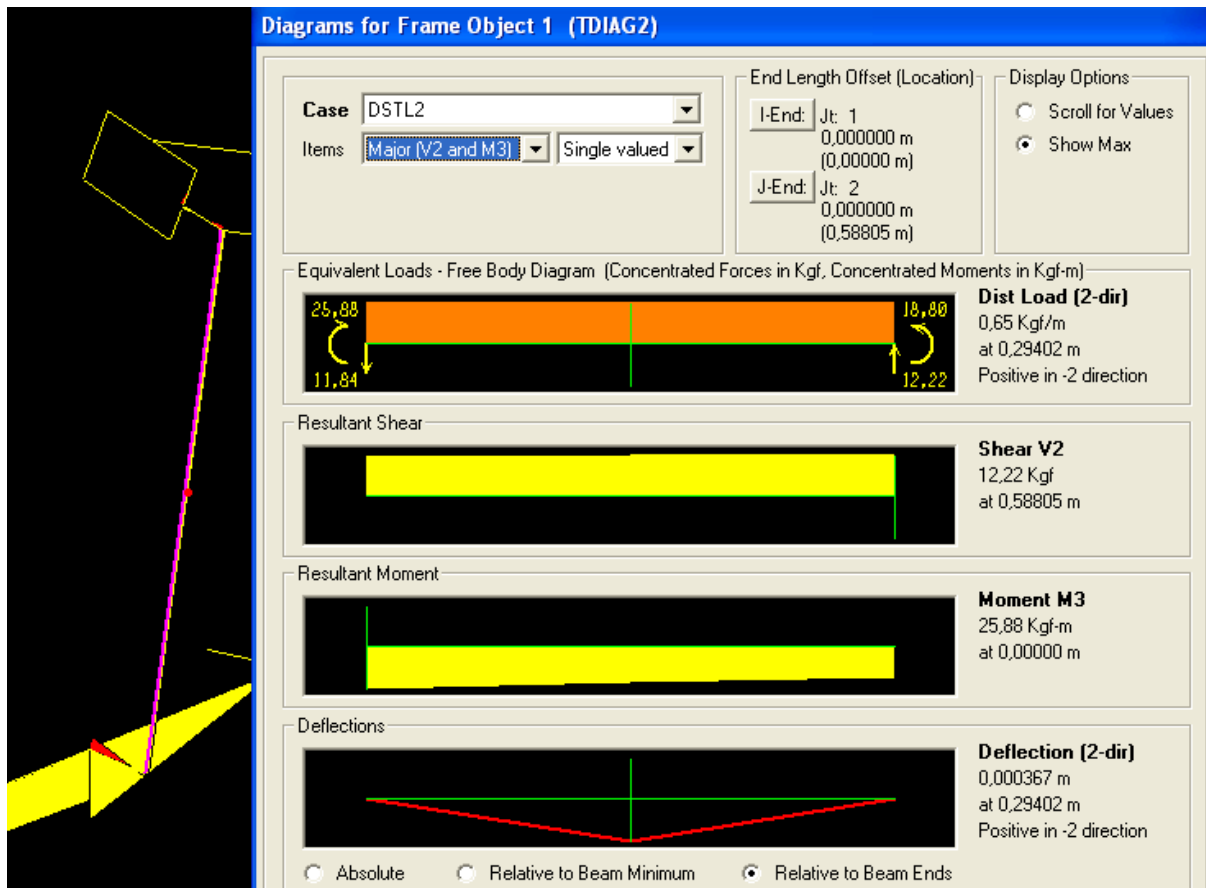
En la (fig. 3.12) se observa el comportamiento de cada uno de los perfiles de la estructura, mismos que, se prueban por resistencia; Cabe anotar que el SAP despliega en pantalla un esquema de colores mediante el cual se puede concluir si la estructura aprueba en el análisis por resistencia.



1.9.4.2.1.1.7 **Fig. 3.12:** Diagrama Colores por Resistencia

El esquema de colores representa una relación de sumatoria de todas las cargas que tiene el material de cada componente para que no se produzca falla por sobre esfuerzo; esto es la sumatoria de cargas y momentos respecto a la carga admisible cuyo valor tiene que ser menor a uno; así cuando alguna parte de la estructura esta de color rojo (valor 1) esta sobre esforzada y el programa no la acepta, esto también aparece en el reporte que se despliega con todos los valores y resultados del comportamiento de dicho perfil.

A continuación se puede observar los diagramas de esfuerzos cortante máximo y mínimo además de los momentos máximo y mínimo tomando como ejemplo el soporte delantero izquierdo, donde se asienta el motor; puesto que éste es el que más trabaja al momento en que el motor Hino ejerce torque en sentido horario.



1.9.4.2.1.1.8 **Fig. 3.13:** Diagrama de Cortante y Momento (Soporte Izquierdo)

En la (Fig. 3.13) se observa que tanto el momento máximo como la deflexión son pequeños por lo tanto se concluye que el soporte trabaja bien en cuanto a esfuerzos por resistencia; se puede ver en detalle los datos del perfil y los valores obtenidos del cálculo en el (Anexo 4), en éste se adjunta los valores y diagramas de los perfiles cuyo trabajo se considera crítico.

El nivel de esfuerzo permisible se establece al acordar que la fracción apropiada de la resistencia relevante sea un nivel del esfuerzo de trabajo satisfactorio. Un esfuerzo permisible se determina dividiendo la resistencia relevante entre el factor de diseño. Aunque éstos son algebraicamente similares, la fracción quizá no incluya información de la carga, en tanto que el factor de diseño sí lo hace.²⁴

²⁴ Shigley J; Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta ed; Mexico, McGraw-Hill, 2002, 27p.

Como conclusión del análisis por resistencia se obtiene los esfuerzos principales y factores de seguridad implícitos en el cálculo del programa son satisfactorios; así el valor referencial es el “total ratio” [<1] y cumple con el objetivo del presente capítulo el cual es demostrar el correcto funcionamiento de la estructura cuando ésta se encuentra trabajando a plena carga.

Se elaboran planos con todas las dimensiones y detalles de construcción, y se presentan en el Anexo 7.

ANÁLISIS DE ESTRUCTURA POR VIBRACIONES

Para el análisis de la estructura por vibraciones, primeramente se tiene que tomar en cuenta los siguientes aspectos.

1.9.4.3 Vibración Libre

Cuando la fuerza perturbadora es nula y la oscilación parte de un punto diferente al de equilibrio se denomina vibración libre, de la segunda ley de Newton se tiene:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = 0 \quad (3.8)$$

Donde:

m: Masa, [kg]

c: Coeficiente de amortiguamiento viscoso, [kg/s]

k: Constante de rigidez del resorte, [kg/s²]

\ddot{z} : Aceleración, [m/s²]

\dot{z} : Velocidad [m/s]

z: Desplazamiento [m]

1.9.4.4 Vibración Forzada

Cuando existe una fuerza perturbadora en el sistema, como la que se origina por el movimiento de un mecanismo biela – manivela; al plantear la segunda ley de Newton se obtiene la siguiente ecuación diferencial:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = P_z \text{sen}w_m t \quad (3.9)$$

Donde:

Pz: Fuerza de inercia desbalanceada en la dirección del eje del cilindro, [N]

Wm: Frecuencia de operación de la máquina, [rad/s]

Cuando se estabiliza la perturbación forzada, el cilindro tiene la tendencia a vibrar a la frecuencia de operación Wm. La solución de la Ec. 3.9 en condiciones de estado estable (despreciando el transiente correspondiente a la vibración libre) puede expresarse como:

$$z = a \text{sen}(w_m t + \alpha) \quad (3.10)$$

Donde:

a: Amplitud

α : Ángulo de desfase entre la fuerza excitadora y el desplazamiento.

1.9.4.5 Formas de Reducir la Amplitud de la Vibración

Existen varios métodos para reducir la amplitud de vibración producida por una máquina alternativa de acción equilibrada. Estos métodos pretenden variar los diferentes parámetros de la Ec. 3.9, siendo los más importantes los que se exponen a continuación:

1.9.4.6 Equilibrado

Todos los elementos giratorios de las máquinas deben balancearse (con el fin de disminuir Pz de la Ec. 3.9), para esto se utilizan distintos tipos de aparatos

que permiten determinar el desequilibrio dinámico y las masas que deben agregarse o quitarse para lograr su equilibrio, con lo cual se consigue eliminar o al menos reducir en gran parte la fuerza perturbadora; así el motor Hino Diesel posee el cigüeñal y volante balanceados.

1.9.4.7 Desintonizado

Para evitar grandes amplitudes de vibración, suelen proyectarse las máquinas de tal forma que su frecuencia de funcionamiento no coincida con la frecuencia natural, evitando así que la máquina entre en resonancia; así, la frecuencia natural se expresa de la siguiente manera:

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.11)$$

AMORTIGUAMIENTO

En el caso de una estructura que está sobre cimentación maciza, el elemento que hace las veces de amortiguador es el suelo, cuyas propiedades pueden mejorarse utilizando una cama de grava o arena entre el cimiento y el suelo. La grava tiene un mejor coeficiente de amortiguamiento que la arena; sin embargo sea una u otra, deben estar bien apisonadas para reducir el asentamiento.

AISLAMIENTO

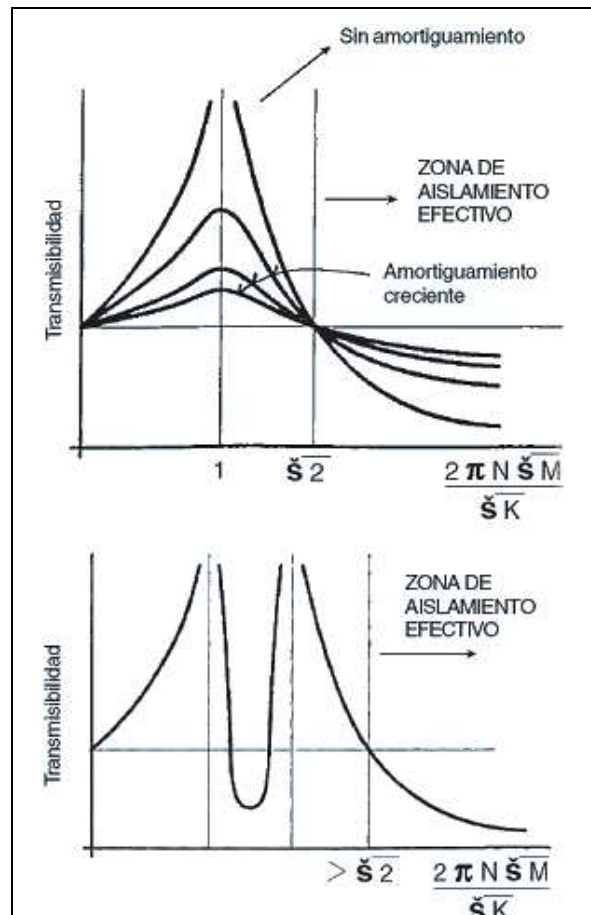
Cuando la fuerza perturbadora no puede eliminarse, es necesario recurrir a algún método de aislamiento de la vibración, de manera que se reduzca la amplitud de vibración transmitida a la estructura y por ende al piso. Los métodos más comunes de aislamiento son los siguientes:

1.9.4.8 Aisladores

Los aisladores son elementos compuestos principalmente por resortes de rigidez relativamente baja y polímeros o cauchos. En la (Fig. 3.14) aparece la gráfica de transmisibilidad, en la que es notoria la mejora que se logra

disminuyendo la frecuencia natural del conjunto grupo - aisladores al aumentar la relación de frecuencia sobre $\sqrt{2}$.

Los aisladores hacen posible ubicar el motor sobre una superficie que soporte su peso estático.



1.9.4.8.1.1.1 **Fig. 3.14:** Transmisibilidad de Vibraciones

Los aisladores de caucho como el neopreno son aceptables para aplicaciones donde el control de la vibración no es crítico, como en este caso al utilizar un motor diesel. Escogiéndose con cuidado se puede conseguir un aislamiento del 90%, pues aíslan la mayor parte del ruido que se produce por la transmisión de la vibración. Sin embargo, se debe evitar el uso de aisladores de caucho que tienen la misma frecuencia natural de las fuerzas de excitación del motor tanto en el plano vertical como en el horizontal.

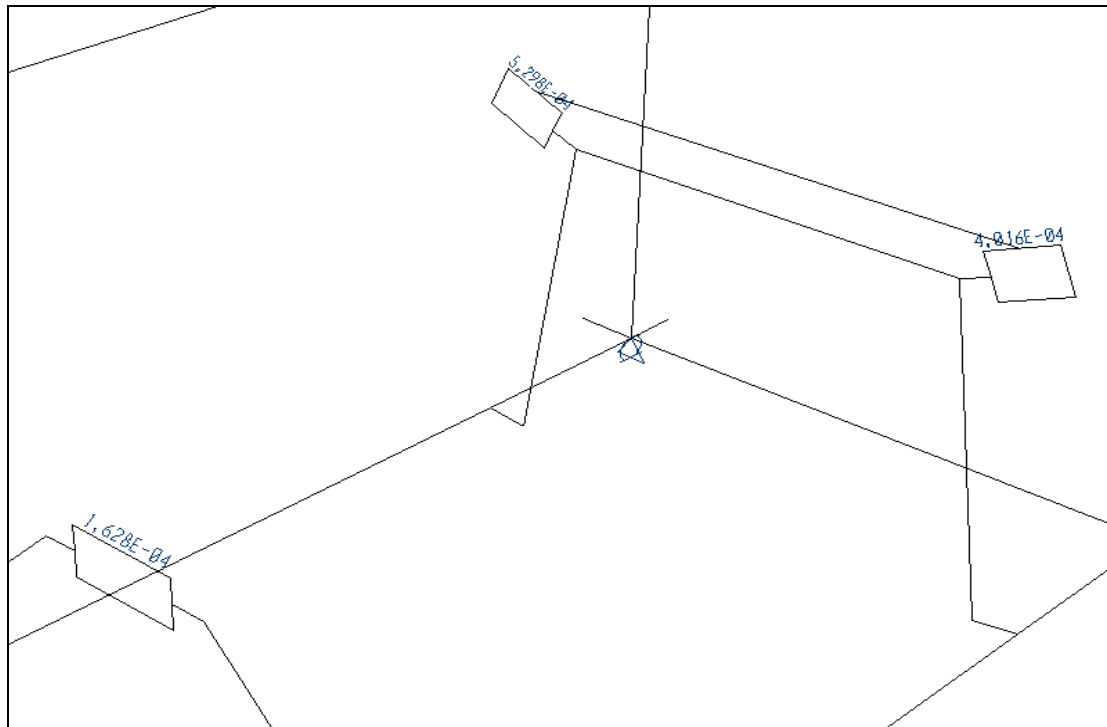


1.9.4.8.1.1.2 **Fig. 3.15:** Montaje sobre Aisladores de Caucho

Análisis de Resultados por Vibraciones

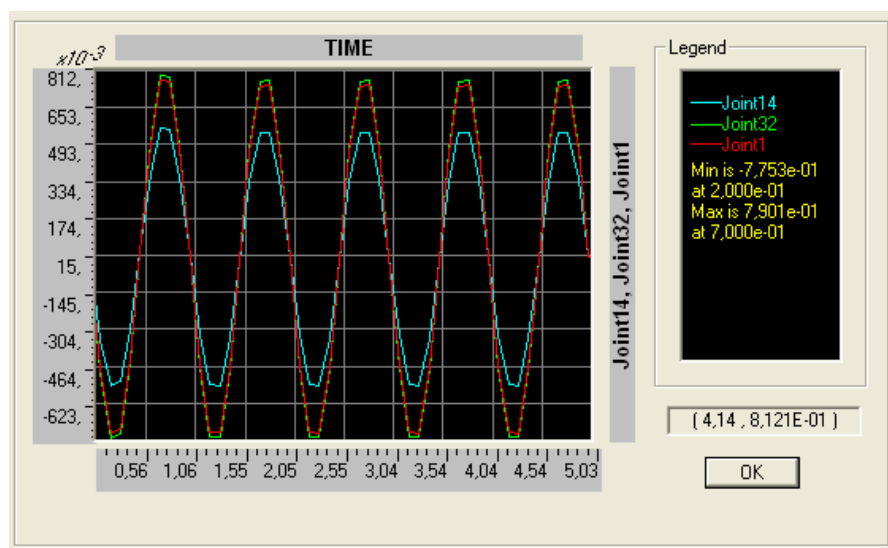
Se procede a revisar el procedimiento de cálculo a analizar los resultados obtenidos del programa SAP 2000 V9 utilizado en el análisis de vibraciones.

Una parte esencial del análisis por vibraciones es la concentración de masas puesto que el equilibrio depende en gran medida de este factor; por tanto en los soportes se asignan una concentración de masas dividiendo el peso para la gravedad; así; se define y asignan como se indica en la (Fig. 3.16).



1.9.4.8.1.1.3 **Fig. 3.16:** Asignación de Masas Concentradas

Para el caso de este estudio, es necesario asignar una función de carga variable, en este caso son pequeñas puesto que las vibraciones en un motor diesel en condiciones normales de trabajo son mínimas. Esta función de carga será para simular la aceleración y funcionamiento del motor diesel al aumentar las revoluciones.



1.9.4.8.1.1.4 **Fig. 3.17:** Definición de Función de Aceleración

Como se observa en la (Fig. 3.17), al definir e introducir una función de carga en la simulación, el análisis de vibraciones se completa puesto que cuando existe aceleración el sistema saldría de equilibrio estable, es decir, las vibraciones aunque siguen siendo mínimas podrían producir resonancia al coincidir la amplitud de la frecuencia de aceleración y funcionamiento con la frecuencia natural de la estructura, por lo tanto es necesario desestimar esta posibilidad introduciendo en el diseño este parámetro de tal manera que se esté seguro de que no se sumarán las amplitudes y el sistema trabajará bien.

Al correr el diseño, se ve que los resultados son satisfactorios y no se produce resonancia; se observa el valor del periodo de vibración que el programa calcula y es $t = 0,39276$. Esto se puede observar cuando en el programa SAP 2000 V9 se hace correr el modal.

ELASTÓMEROS (CAUCHOS O HULES)

Ciertos polímeros naturales y lineales sintéticos llamados elastómeros, muestran una gran deformación elástica cuando se les aplica una fuerza. La deformación puede desaparecer completamente cuando se elimina el esfuerzo.²⁵

Se puede impedir la deformación plástica pero mantener una gran deformación elástica.

Los enlaces no saturados pueden romperse en dos cadenas adyacentes; los enlaces se completan con átomos de azufre, causando un tipo de ligadura cruzada.

La elasticidad o la rigidez del caucho o hule está determinada por el número de ligamentos cruzados o la cantidad de azufre. Las adiciones bajas de azufre dejan al hule suave y flexible. Al incrementarse el contenido de azufre se restringe el desenroscamiento de las cadenas y el hule se hace más duro, más rígido y más frágil.²⁶

²⁵ Askeland D; La Ciencia e Ingeniería de los Materiales; Nebraska, Iberoamérica, 1987, 348p.

²⁶ Askeland D; La Ciencia e Ingeniería de los Materiales; Nebraska, Iberoamérica, 1987, 351p.

NEOPRENO

Los sistemas de aislamiento de vibración están concebidos por sistemas mecánicos de masa constante y que funcionan en régimen permanente. El objetivo es controlar que la vibración mecánica generada esté dentro de unos parámetros aceptables y aislar para evitar su transmisión al entorno.

Los actuales sistemas antivibratorios utilizados para estos equipos están constituidos básicamente por piezas de caucho de elevada dureza y en algunos casos armados mediante componentes metálicos para mejorar sus propiedades mecánicas y favorecer su fijación al resto de elementos de la instalación. Sus diseños no son específicos para este tipo de instalaciones si no más bien son adaptaciones y extrapolaciones de diseños realizados para otros tipos de maquinaria y especialmente para motores de vehículos en los cuales los objetivos fundamentales son aminorar la amplitud de las vibraciones, garantizar el funcionamiento correcto de los equipos y alargar su vida útil.²⁷



1.9.4.8.1.1.5 **Fig. 3.18:** Taco de caucho extrapolado de utilización en Motores

²⁷ <http://www.dupontelastomers.com/Products/Neoprene/neoprene.asp&sa=X&oi=translate&resnum=2&ct=result&prev=/search%3Fq%3Dneoprene%26hl%3Des%26client%3Dfirefox-a%26channel%3Ds%26rls%3Dorg.mozilla:es-ES:official%26sa%3DG>

En la figura se muestra un caucho de base para motores, cuyas características técnicas se presenta en el Anexo 5 y son las que un neopreno debe tener para trabajar adecuadamente en el montaje de motores.

En consecuencia, la utilización de aisladores de caucho como el neopreno disminuyen significativamente aun las pequeñas vibraciones que se generan por el funcionamiento del motor, en tal virtud se utilizará un juego de estos aisladores en cada uno de los soportes y que comúnmente son llamados bases y son incorporados de fábrica.

SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE AJUSTE DE LAS BASES

Para la selección de los pernos se debe tomar en cuenta que los soportes van a ser montados de tal manera que funcionen como una articulación no rígida desmontable como se ilustra en las figuras 3.19 y 3.20; existen aspectos importantes como la forma en la que van a estar ubicados y la carga a la que van a estar sometidos; para lo cual se recurrirá a los resultados obtenidos del análisis del SAP 2000 V9 y el análisis de cuerpo libre correspondiente.



1.9.4.8.1.1.6 Fig. 3.19: Utilización de Pernos para Ajuste



1.9.4.8.1.1.7 Fig. 3.20: Articulación de Soportes

Para determinar la carga necesaria de ajuste o apriete que se debe aplicar a los pernos como se ilustra en la (Fig. 3.19); es necesario considerar que la carga mínima de apriete para los pernos estará dada por la fuerza de rozamiento que se genere entre las superficies de contacto; es decir el soporte y su base de sujeción respectiva, y no permita que el tubo circular deslice sobre la base y consecuentemente no mantenga el motor en su posición como se ilustra en la Fig. 3.20.

Así se tiene el siguiente análisis:

Fuerza Axial máxima en el soporte: 625.62 kg, cuyo valor se obtiene de la distribución de peso por efecto del torque como se muestra en la sección 3.5.3; para esto se toma en cuenta el peso del motor, accesorios y el factor de seguridad.

Fuerza de rozamiento: $Fr \leq \mu \times N$
(3.11)

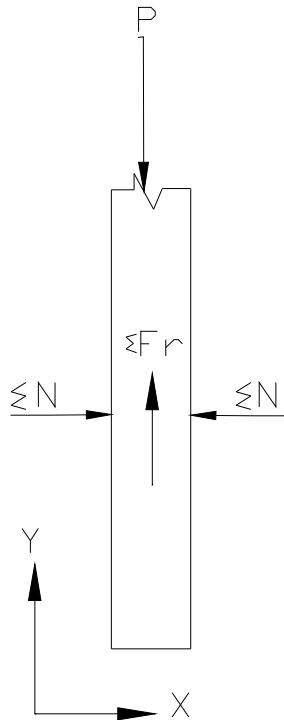
y la fuerza de rozamiento necesita que: $Fr \ll \mu \times N$.

Donde:

Fr: Fuerza de Rozamiento, [kgf]

μ : Coeficiente de Rozamiento Acero – Acero

N: Fuerza Normal, [kgf]



1.9.4.8.1.1.8 **Fig. 3.21:** Diagrama de Cuerpo Libre (Soporte)

Al realizar la sumatoria de fuerzas en los ejes X y Y se puede determinar el valor de la fuerza normal, y en consecuencia la fuerza de rozamiento. Se toma en cuenta únicamente dos puntos donde se produce rozamiento o contacto para efectos de cálculo. Hay que aclarar que se toma en cuenta un coeficiente de rozamiento acero – acero. $\mu = 0.74^{28}$ y A es el número de puntos de contacto entre la abrazadera y el tubo de soporte; así se tiene lo siguiente:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ P &= \sum Fr \end{aligned} \quad (3.12)$$

²⁸http://es.wikipedia.org/wiki/Fricci%C3%B3n#Valores_de_los_coeficientes_de_fricci.C3.B3n

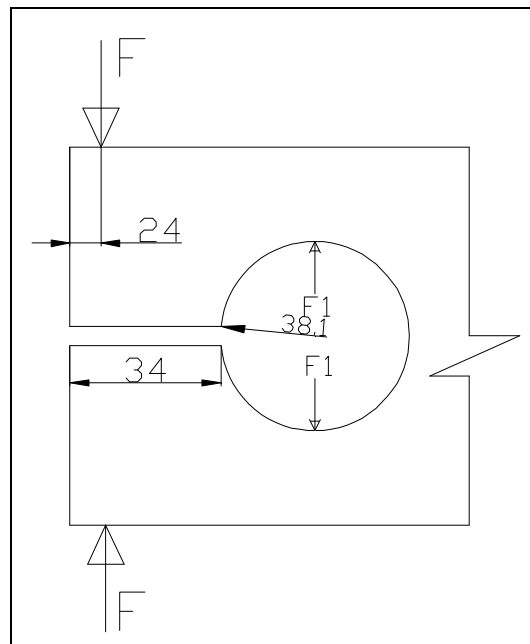
$$N = \frac{P}{\mu x A} = F_1 \quad (3.13)$$

Como la carga debe ser mucho mayor para que no deslice el soporte se incrementa la carga para efectos de seguridad y es de: 800 kg.

Al reemplazar los valores en la Ec. 3.13 se obtiene el siguiente resultado y la fuerza normal es igual a:

$$N = F_1 = 540,54 [kgf]$$

Se realiza un diagrama de cuerpo libre de la abrazadera para obtener la fuerza de sujeción necesaria; así, se tiene:

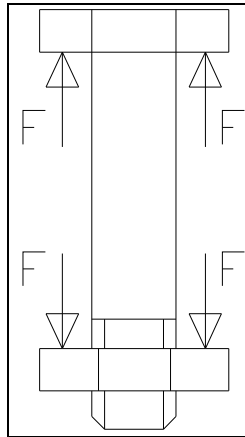


1.9.4.8.1.1.9 **Fig. 3.22** Diagrama de Cuerpo Libre (Abrazadera)

La fuerza de sujeción es igual a:

$$F = 270,25 [kgf]$$

Esta carga se aplica a cada perno, de tal manera que se asegure la sujeción y que la resistencia del perno sea la adecuada como se indica en la figura 3.23.



1.9.4.8.1.1.10 **Fig. 3.23** Diagrama de Cargas Aplicada al Perno

En las especificaciones para pernos, la resistencia se especifica expresando cantidades ASTM mínimas, la resistencia mínima de prueba o carga mínima de prueba y la resistencia mínima de tensión.

La carga mínima es la carga máxima (fuerza) que un perno puede soportar sin adquirir una deformación permanente. De modo que el empleo de una alta precarga es una forma de crear un margen de seguridad. Por esta razón, se sugiere que la precarga este dentro del intervalo:²⁹

$$0.6F_p \leq F_i \leq 0.9F_p \quad (3.14)$$

Donde:

F_p : Carga de Prueba en [kpsi]

Por tanto se selecciona un perno cuyo diámetro y área permita aplicar una precarga dentro del rango establecido.

Se toma un perno de las siguientes características:

$d = 14 \text{ mm}$; $A_t = 125 \text{ mm}^2$ y Paso equivalente a 1.5 de la tabla 8.1 del manual de Shigley; inmediatamente acudimos a la tabla 8.8 del mismo manual y se escoge de entre los rangos del diámetro nominal en pulgadas un perno de grado SAE 5 y grado métrico 8.8; de donde se obtiene que:

²⁹ Shigley J; Manual de Diseño en Ingeniería Mecánica, 4ta ed; Mexico, McGraw-Hill, 2000, 405p

$$S_p = 85 \text{ [kpsi]}$$

Con lo que:

$$F_p = A_t \times S_p \quad (3.15)$$

Por tanto el rango de precarga que se tiene para este perno es de:

$$3704.5 \leq F_i \leq 5559 \text{ [kgr]}$$

$$S_y = 92 \text{ kpsi}$$

$$E = 30 \text{ Mpsi}$$

Para determinar la relación de rigidez entre elementos emperrados y perno se acude a las siguientes formulas obtenidas del manual y a la tabla 8.7 del manual de Shigley.

$$K_b = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E}{A_d \cdot l_t + A_t l_d} \quad (3.16)$$

$$K_m = \frac{0.577 \cdot \pi \cdot E \cdot d}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \frac{(0.577)l + 0.5 \cdot d}{(0.577)l + 2.5d} \right]} \quad (3.17)$$

Donde:

K_b : Constante de rigidez del perno, [kg/mm]

K_m : Constante de rigidez de los elementos emperrados [kg/mm]

Estos valores son los utilizados para calcular la relación de rigidez C .

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (3.18)$$

Se escoge una precarga igual a:

$$F_i = 4500 \text{ [kg]}$$

Los grados de los pernos se enumeran de acuerdo con las resistencias a la tensión, utilizando decimales para variaciones al mismo nivel de resistencia. Los pernos y tornillos se encuentran disponibles en todos los grados listados.³⁰

RELACIÓN DEL PAR DE TORSIÓN DEL PERNO CON LA TENSIÓN DEL PERNO

Después de haber aprendido que una precarga alta es muy deseable en conexiones con pernos importantes, enseguida se deben considerar los medios para asegurar que la precarga en realidad se desarrolle cuando se ensamblen las partes.

Por lo general la elongación de un perno no se puede medir, porque el extremo roscado a menudo se encuentra en un agujero ciego. En tales casos hay que estimar el par de torsión de la llave que se requiere para desarrollar la precarga especificada. Así, se utiliza una llave dinamométrica, un dispositivo neumático o el método de giro de la tuerca.³¹

Se aplica la siguiente fórmula:

$$T = K \times F_i \times d, [\text{kg.m}] \quad (3.19)$$

Donde:

K: Factor del par de torsión

F_i: Precarga, [kg]

d: diámetro nominal del perno, [mm]

Para este caso se considera los siguientes valores:

K = 0.2 puesto que la condición del perno es sin recubrimiento, acabado negro.

Por tanto el torque mínimo a ser aplicado para el apriete en los pernos es de:

³⁰ Shigley J; Manual de Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta ed; Mexico, McGraw-Hill, 2002, 403p

³¹ Shigley J; Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta ed; Mexico, McGraw-Hill, 2002, 479p; 475p

$$T = 123,56[N.m]$$

FACTOR DE SEGURIDAD EN PERNOS

El factor de seguridad que se obtiene con la utilización de estos pernos y sometidos está dado por:

$$n = \left[\frac{S_y \times A_t - F_i}{CP} \right] \quad (3.20)$$

Donde:

S_y: Resistencia de Fluencia, [kpsi]

C: Relación entre rigidez de piezas sujetadas K_m y rigidez del perno K_b.

P: Carga exterior, [kg]

Por tanto se tiene un factor de seguridad igual a:

$$n = 30$$

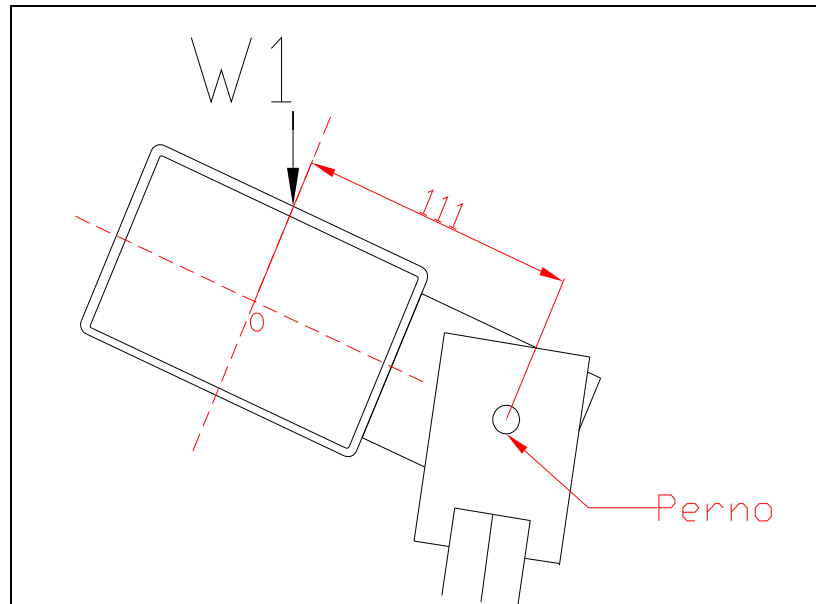
Para el apriete de los pernos que se utilizan en el montaje del motor junto con la base de caucho, se aplica la precarga especificada por el fabricante e importador de este tipo de motor al Ecuador.

SELECCIÓN DE LOS PERNOS DE AJUSTE DEI SOPORTE

Para la selección del perno se debe tomar en cuenta las cargas a las que va a estar sometido, como se observa en la figura 3.22; como se puede ver el perno trabaja a corte y también a tensión puesto que debe soportar la carga de apriete que se debe dar al mismo.

Dadas estas condiciones se procede al diseño del perno tomando como referencia un diámetro correspondiente al esfuerzo permisible.³²

³² Shigley J; Manual de Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta ed; Mexico, McGraw-Hill, 2002, 28p



1.9.4.8.1.1.11 **Fig. 3.24** Diagrama de cuerpo libre de carga del soporte
Así se tiene lo siguiente:

$W1 = 625.62$ [kg] es el peso del motor y es igual a la carga F que se tiene en la ecuación 3.21.

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \frac{[\sigma]}{F.s.} \quad (3.21)$$

Por tanto se selecciona un perno de las siguientes características:

$d = 16$ mm; $A_t = 6.502$ mm² y paso fino equivalente a 1,5; esto de la tabla 8.1 del manual de Shigley; inmediatamente se acude a la tabla 8.5 del mismo manual y se escoge de entre los rangos del diámetro nominal en pulgadas un perno de grado SAE 8; de donde se obtiene que:

$$S_p = 85 \text{ [kpsi]}$$

Por tanto el rango de precarga que se tiene para este perno es de:

$$5909 \leq F_i \leq 8900 \text{ [kg]}$$

$$S_y = 92 \text{ kpsi}; S_{ut} = 120 \text{ kpsi}$$

$$E = 30 \text{ Mpsi}$$

Para determinar la relación de rigidez entre elementos empernados y perno se acude a las siguientes fórmulas obtenidas del manual y a la tabla 8.7 del manual de Shigley y que se presentan en la sección 3.9.

Por tanto la relación de rigidez entre los elementos empernados y el sujetador es: $C = 0.25$, con lo que se obtiene el factor de seguridad para una carga a fatiga; para esto el libro en la tabla 8-17 presenta valores de resistencia a la fatiga de acuerdo al grado SAE del perno seleccionado; así se tiene que $Se = 23.2$ Kpsi.

El factor de seguridad a fatiga viene dado por la ecuación:

$$n = \frac{Sut(At) - Fi}{\left(\frac{CP}{2}\right) \left(1 + \frac{Sut}{Se}\right)} \quad (3.22)$$

Con $Fi = 8000$ [kg] y $P = 6800$ [kg] se tiene un factor de seguridad.

$$n = 1.57$$

Sin embargo al realizar un análisis mediante esfuerzos; es decir al calcular el factor de seguridad tomando en cuenta las cargas máximas y mínimas además de los lugares geométricos de seguridad se tiene que:

$$\sigma_a = \frac{CP}{2At} \quad (3.23)$$

$$\sigma_i = \frac{Fi}{At} \quad (3.24)$$

Además la resistencia amplitud y la resistencia media.

$$Sm = \frac{Sut(Se + \sigma_i)}{Se + Sut} \quad (3.25)$$

$$Sa = Sm - \sigma_a \quad (3.26)$$

Con lo que se obtiene un factor de seguridad igual de:

$$n = 1.09$$

A pesar de ser menor al anterior este cumple con las condiciones mínimas para soportar cargas de fatiga constante y un alta precarga.

FACTOR DE SEGURIDAD A ESFUERZO CORTANTE

El perno también está sometido a cargas que producen esfuerzos por corte, por lo tanto es indispensable asegurar de que el perno seleccionado es adecuado para soportar estas cargas. Así se tiene lo siguiente:

$$\tau = \frac{F}{A_s} \quad (3.27)$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad (3.28)$$

Al realizar el cálculo y con $F = 625.62$ [kg] y $S_{sy} = 0.577(S_y)$; entonces se obtiene un factor de seguridad a corte:

$$n = 17.0$$

SELECCIÓN DE GARRUCHAS PARA LA ESTRUCTURA

Para la selección de las garruchas o llantas donde se va a asentar la estructura se toma el peso total de la misma que es de aproximadamente 750 kg. y se divide para los puntos de apoyo que son 4; por tanto el peso que cada garrucha debe soportar es de 187,5 kg. Sin embargo de las existentes en el mercado se selecciona garruchas de buena calidad y de mucha más capacidad, así la capacidad de cada una de ellas es de 326 kg.

SELECCIÓN DE JUNTA UNIVERSAL PARA ACOPLE ENTRE EJE DEL MOTOR Y DINAMÓMETRO

Los acoplamientos son sistemas de transmisión de movimiento entre dos ejes cuya misión es asegurar la transmisión del movimiento y absorber las vibraciones en la unión entre los dos elementos.

Existe en el mercado gran variedad de acoples, el banco de pruebas Weinlich existente en el CCICEV tiene un mecanismo tipo cardán, en el extremo del motor cuenta con una brida con 8 pernos. (Fig. 3.22).



1.9.4.8.1.1.12 **Fig. 3.25** Acople cardán del banco de pruebas a gasolina del CCICEV

Por costos y facilidad de desmontar cuando se trabaje con el motor diesel, se decide acoplar la brida del dinamómetro al motor debido a que, la brida del dinamómetro es diseñada para trabajar a mayor torque que la del motor. Además cabe recalcar que por configuración original la brida del motor Hino es de distinta geometría.

DISEÑO DE LA BRIDA

La brida consta de dos platos forjados con el eje o encajados en ambos árboles y asegurados por pernos. Se utiliza por ejemplo para unir una turbina y su alternador, conexión que exige una perfecta alineación

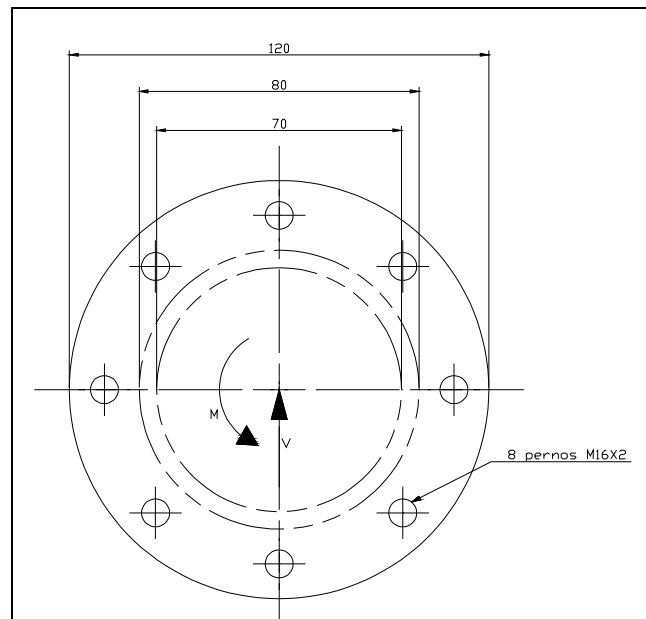


1.9.4.8.1.1.13 **Fig. 3.26** Acople tipo brida

Para el diseño se tomará en cuenta:

- El torque del dinamómetro: 810 N.m
- El torque del motor Hino: 410 N.m
- La fuerza aplicada del motor al eje es de 61 kN
- Diámetro del eje motriz: 70 mm
- Todos los pernos tienen el mismo diámetro y mismo apriete.

Utilizando la misma configuración de brida del dinamómetro se calcula el esfuerzo que sufren los pernos por efecto cortante del movimiento de los ejes.



1.9.4.8.1.1.14 **Fig. 3.27** Análisis brida del dinamómetro

Como el cortante V se divide igualmente entre todos los pernos, se tiene:

Carga cortante primaria F' :

$$F' = \frac{V[\text{kN}]}{n} = \frac{61}{8} = 7,62\text{kN} \quad (3.29)$$

Donde:

F' : Cortante primaria, [kN]

V : Reacción cortante, [kN]

n : Número de pernos

Carga cortante secundaria F'' :

$$F'' = \frac{Mr}{4r^2} = \frac{M}{4r} = \frac{810\text{Nm}}{4 * 50} = 4.05\text{kN} \quad (3.30)$$

Donde:

F'' : Cortante secundaria, [kN]

V : Momento, [Nm]

r : Radio de cada centro de perno, [mm]

La resultante de la carga cortante es:

$$F = \sqrt{F'^2 + F''^2} = \sqrt{7.62^2 + 4.05^2} = 8.62kN \quad (3.31)$$

El esfuerzo cortante está dado por:

$$\tau = \frac{F}{A_s} \quad (3.32)$$

Donde:

F : Fuerza cortante, [N]

A_s : Área de esfuerzo cortante, [mm²]

Asumiendo perno M16 se puede calcular el esfuerzo cortante τ :

$$\tau = \frac{8.62 * 1000}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{8620}{\frac{\pi * 16^2}{4}} = 42.87MPa \quad (3.33)$$

Para un coeficiente de fricción acero – acero $f = 0.25$, la precarga del perno

tiene que ser de al menos: $\frac{F}{f} = \frac{8.62}{0.25} = 34.48kN$

Para un factor de diseño de $n_d = 2$, la tensión inicial en el perno F_i debe ser:

$2 * 34.48 = 68.96$ kN.

Para un grado métrico de 8.8, el área de esfuerzo de tensión A_t .³³

$$\xi_1 = 0.75$$

$$S_p = 600MPa$$

³³ Tabla 8-11, Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, Sexta edición

$$A_t = \frac{F_i}{\xi_1 S_p} = \frac{68.69 * 1000}{0.75 * 600} = 152.64 \text{ mm}^2 \quad (3.34)$$

Con lo obtenido se selecciona:³⁴

Perno M16X2 grado 8.8 con $A_t = 157 \text{ mm}^2$

Finalmente, se calcula el par de torsión de apriete T, según:³⁵

$$T = \xi_1 * k * S_p * A_t * d * 10^{-3} = 0.75 * 0.2 * 600 * 157 * 16 * 10^{-3} = 226 \text{ N.m} \quad (3.35)$$

Donde k es un factor de par de torsión, se asume 0.2.

DISEÑO DE LA CHAVETA

Se utilizará en el eje del motor diesel para fijar la brida. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento soportado.

Se utiliza acero AISI 1018 estirado en frío para las chavetas.

Las propiedades del material son: $S_{ut} = 64 \text{ kPsi}$

$$S_y = 54 \text{ kPsi}$$

Se eligen chavetas cuadradas de 15.87 mm ($\frac{5}{8}$ in). El diseño se basará en la resistencia a la fluencia que presenta el material con un factor de seguridad de 2.

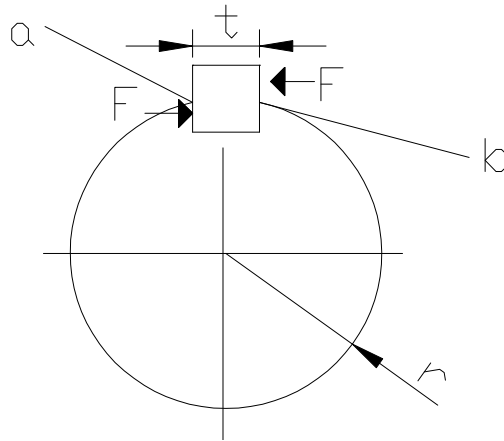
Mediante la teoría de la energía de distorsión, la resistencia al corte corresponde a:

$$S_{sy} = 0.577 S_y = 0.577 \cdot 54 = 31.158 \text{ Kpsi}$$

³⁴ Tabla 8-11, Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, Sexta edición

³⁵ Ecuación 8-28, Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, Sexta edición

La falla por cortante a lo largo del área ab creará un esfuerzo de $\tau = \frac{F}{tl}$,
sustituyendo τ por la resistencia dividida entre el factor de seguridad, se tiene:



1.9.4.8.1.1.15 **Fig. 3.28** Estados de fuerza en la clavija

$$\frac{S_{ssy}}{n} = \frac{F}{tl}$$

reemplazando :

$$\frac{31.158 * 1000}{2} = \frac{13713.34}{\frac{5}{8} * l} \quad (3.36)$$

Donde l es igual a 35 mm (1.40 in). Esta l es para resistir el aplastamiento, se utiliza el área de la mitad de la cara de la cuña.

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{\frac{tl}{2}}$$

$$\frac{31.158 * 1000}{2} = \frac{13713.34}{\frac{\frac{5}{8} * l}{2}} \quad (3.37)$$

Donde $l = 71.37$ mm, (2.81 in)

ANÁLISIS DE CONDUCTOS PARA EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE AIRE Y SISTEMA DE ESCAPE

A continuación se diseñan los conductos de alimentación de aire y de salida de gases de escape.

CONDUCTOS PARA EL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN DE AIRE

El sistema de alimentación de aire es un poco más simple puesto que el motor viene incorporado con un turbo alimentador; las características del turbo se observan en el Anexo2.

La información acerca del flujo que entra en el sistema de alimentación al motor generalmente no es proporcionada por el fabricante de los motores y tampoco por el fabricante de los turbos; sin embargo se ha podido obtener un valor promedio de flujo de aire que ingresa al motor por medio de un sensor de presión que se acopla al turbo y mediante un programa que calcula este flujo másico; el equipo es de marca Clean Air y es propiedad de Corpaire.

Así se tiene el siguiente valor:

$$\dot{m} = 26.79[g / s] \quad (3.38)$$

CONDUCTOS PARA EL SISTEMA DE GASES DE ESCAPE

El diseño de los conductos del sistema de escape dependerán del espacio disponible en el Centro de Transferencia de Tecnología para la capacitación e investigación en control de emisiones vehiculares (CCICEV) y deberán distribuirse de tal manera que no afecte a las personas que se encuentran en el interior del laboratorio siendo el principal problema las emisiones generadas por el funcionamiento del motor.

Por otro lado el sistema de escape debe ser diseñado de tal manera que no se generen oposición u contrapresión en los gases y éstos tengan una salida lo más "fácil" posible. Esto ayudará al estudio de dispositivos post combustión y análisis de emisiones contaminantes.

Los planos correspondientes a estos conductos constan en el Anexo 6.

CAPITULO IV

ANÁLISIS DE COSTOS

INTRODUCCIÓN

El presente capítulo hace referencia a los costos de equipo, accesorios, materiales y mano de obra.

- Los costos de equipo motriz incluyen los costos del motor.
- Los costos de accesorios incluyen los costos de los sensores y equipo para el banco de pruebas.
- Los costos de materiales incluyen perfilería metálica, placas, ejes.
- Los costos referentes a mano de obra son un estimado del valor de las horas/hombre necesarias para ejecutar las diferentes operaciones de soldadura y maquinado de los elementos.

Cabe indicar que no se incluyen los costos correspondientes a diseño, elaboración de planos y cálculos correspondientes debido a que se trata de un proyecto de titulación.

COSTOS DE EQUIPO MOTRIZ

Dichos costos corresponden al motor seleccionado marca Hino modelo S05C – TA.

La tabla 4.1 muestra el equipo y accesorios del sistema motriz.

TABLA 4.1 Costo de componentes motor “Hino”

DESCRIPCION	CANTIDAD	P UNITARIO	P TOTAL
7/8 Motor	1	14020	14020
Turbo	1	1352	1352
Bomba de inyección	1	3500	3500
Radiador	1	539.9	539.9
Bomba de agua	1	316.89	316.89
Embrague b/agua	1	301.12	301.12
Ventilador	1	69.54	69.54
Múltiple	1	172.23	172.23
Depurador	1	164.59	164.59
Cañería 1	1	50.85	50.85
Cañería 2	1	50.85	50.85
Cañería 3	1	50.85	50.85
Cañería 4	1	50.85	50.85
Intercooler	1	566.33	566.33
Alternador	1	874.88	874.88
Motor de arranque	1	899.88	899.88
Volante	1	639.48	639.48
Bomba de aceite	1	249.46	249.46
Caja de cambios	1	7205.94	7205.94
TOTAL			31075.64

COSTOS DE ACCESORIOS BANCO DE PRUEBAS

Los accesorios y equipos presentados a continuación corresponden al banco de pruebas marca Weinlich de procedencia alemana. Se los observa en la tabla 4.2. Cabe mencionar que se necesita un software para actualizar la versión del banco ya que algunos parámetros son considerados como equipo adicional y que el banco del centro actualmente no posee.

TABLA 4.2 Costo de componentes del banco de pruebas Weinlich

DESCRIPCION	CANTIDAD	P UNITARIO	P TOTAL
Balanza de combustible de 5 l	1	3248	3248
Soporte para el contenedor de combustible	1	92	92
Contenedor plástico de 5 litros de capacidad	1	342	342
Memoria EPROM para el sistema	1	3367	3367
Software adicional para computadora	1	45465	45465
Sensor de temperatura de aceite	1	1614	1614
Sensor de presión de aceite	1	1766	1766
Sensor de temperatura del refrigerante	1	1243	1243
Sensor de velocidad de motor	1	2299	2299
TOTAL			59436

COSTOS DE MATERIALES

Los costos de materiales incluyen perfilera metálica, placas, ejes necesarios para el sistema rígido de cuatro columnas. La tabla 4.3 resume los componentes del sistema estructural.

TABLA 4.3 Costo de componentes sistema estructural

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	P UNITARIO	P TOTAL
Tubo cuadrado 100x100x3	1	55,51	55,51
Tubo rectangular 100x80x4	1	60,35	60,35
Tubo redondo galvanizado 2 1/2 (63.5)x3	1	44,13	44,13
Tubo redondo galvanizado 1 1/4 (31.75)x2	1	14,78	14,78
U 80x4x4	1	23,46	23,46
Garrucha 150 mm giratoria 326 Kg	4	15,97	63,88
Perfiles tipo correa 30x15x14	1	29,04	29,04
Pernos M16x50	5	0,91	4,55
Pernos M20x50	5	1,45	7,25
Pernos M14x50	8	0,52	4,16
Pernos M14x100	10	0,85	8,50
Pernos M14x120	10	1,10	11
Tuercas y Arandelas			17,73
TOTAL			344,34

COSTOS DE MANO DE OBRA

Los costos referentes a mano de obra son un valor estimado de las horas/hombre necesarias para ejecutar las diferentes operaciones del proceso de soldadura y maquinado de los elementos constitutivos del banco.

La tabla 4. 4 resume las principales operaciones con su respectivo valor.

TABLA 4.4 Costo operaciones de mecanizado

DESCRIPCIÓN	VALOR	DURACIÓN (HORAS)	VALOR TOTAL
	HORA/HOMBRE		
Torneado	12	2	24
Fresado	15	1	15
Taladrado	4.5	1	4.5
Soldadura	85.98	1	85.98
TOTAL			129.48

La siguiente tabla resume los costos totales aproximados del banco de pruebas de motores diesel.

TABLA 4.5. Resumen de costos.

Accesorios banco de pruebas	59436
Componentes estructura	344.34
Motor Hino	31075.64
Mano de obra	129.48
TOTAL	90985.49

El costo del banco de pruebas es de 90932.3 dólares americanos, dicho costo no incluye el impuesto al valor agregado

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- El banco de pruebas existente el Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares (CCICEV) permite realizar pruebas controladas en motores de ciclo Otto y Diesel, siendo factible la adaptación para pruebas en motores diesel.
- El banco de pruebas es muy versátil permitiendo realizar mediciones con equipos adicionales como: opacímetro, HJS Dalog para medir contra presión y temperaturas de gases de escape y OEM 2100 para medir contaminantes; cabe recalcar que el CCICEV dispone de dichos equipos para trabajo en campo.
- Se concluye que la capacidad de inter relacionar parámetros y medidas con equipo externo permitirá realizar estudios más profundos y que orienten a conocer mejor la influencia de las condiciones de altura de la ciudad de Quito.
- La disposición y ubicación del banco, permitirá probar y determinar de manera experimental la configuración del tubo de escape ideal para el trabajo del motor Diesel en condiciones de altura, ya que éste facilita realizar modificaciones en el sistema de escape.
- El aporte de investigación en Quito hasta el momento recopilado en cuanto a motores diesel se refiere, es bastante limitado puesto que existen variables que no se pueden controlar como la forma de manejo de los señores conductores y que pueden influir mucho en los valores obtenidos al realizar medidas de contaminantes.
- Se puede apreciar que un factor importante en el costo del banco de pruebas es el pago por actualización de software del banco actual, significa casi el 76% de la proforma.

- Debido a las necesidades actuales de probar nuevos combustibles alternativos como es el caso del biodiesel, y otros, es de vital importancia contar con un banco de pruebas para motores diesel que permita evaluar el comportamiento del mismo en la altura.

5.2 RECOMENDACIONES

- Se recomienda fomentar el crecimiento del Centro de Transferencia Tecnológica para la Capacitación e Investigación en Control de Emisiones Vehiculares mediante el acople de un motor diesel al banco de pruebas y así profundizar en el estudio del comportamiento de éste tipo de motores en la altura.
- Se recomienda el uso del banco de pruebas en la investigación y desarrollo de tecnologías post – combustión para la implantación de nuevas tecnologías y mejorar la calidad de aire de Quito.
- Se recomienda utilizar el banco en estudios de eficiencia energética en el transporte para determinar condiciones ideales de trabajo, de esta manera se obtendrá mejores rendimientos en el motor, bajos consumos de combustible diesel y por ende la generación de menor cantidad de contaminación.
- Se recomienda simular las condiciones de trabajo de un motor diesel en condiciones de altura de Quito mediante adecuadas aplicaciones de carga sobre el motor.
- Se recomienda enfocar la utilización del banco de pruebas de motores diesel en el desarrollo de métodos de control de emisiones diesel.
- Se recomienda la utilización de todos los equipos de los que dispone el CCICEV para medir contaminantes de diesel y así cuantificar su verdadero impacto sobre la salud pública y el medio ambiente.
- Se debe utilizar el banco de pruebas para la capacitación y formación técnica de alto nivel de mecánicos, profesionales y estudiantes.
- Debido a los costos de actualización del software, se recomienda que el desarrollo de este software pueda ser realizado por profesionales de la Escuela Politécnica Nacional en orden de abaratar los costos.

ANEXO 1

EXPLICACIÓN DE PANEL DE MANDO

ANEXO 2

CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DEL MOTOR HINO DIESEL SELECCIONADO

ANEXO 3

CATALOGO DE PERFILES SELECCIONADOS

ANEXO 4

HOJAS DE RESULTADOS DE LOS PERFILES DE LA ESTRUCTURA

A continuación se tiene los resultados que presenta el programa la geometría y denominación de trabajo dentro del programa SAP 2000 V9

ANEXO 5

BASE DE MONTAJE DE NEOPRENO



Bonded Tube Mounts - 500 Mount Series

500 Series mounts are low cost isolators that provide high load carrying capacity, compact size and stability. These all attitude mounts are perfect for isolating truck, bus and marine engines.



Features

- Fail-safe when used with snubbing washer
- Axial to radial stiffness of 1:1
- Low natural frequency
- Sturdy, reliable construction

Benefits

- Economical
- Bonded construction provides constant performance characteristics
- Overlapping load ranges

Load Range

7 sizes with 31 load ratings to 1,780 lbs. per isolator

Applications

- Truck, bus and marine engines
- Generators
- HVAC equipment
- Electronic equipment
- Truck cabs
- Machinery, pumps & compressors

Environmental Data

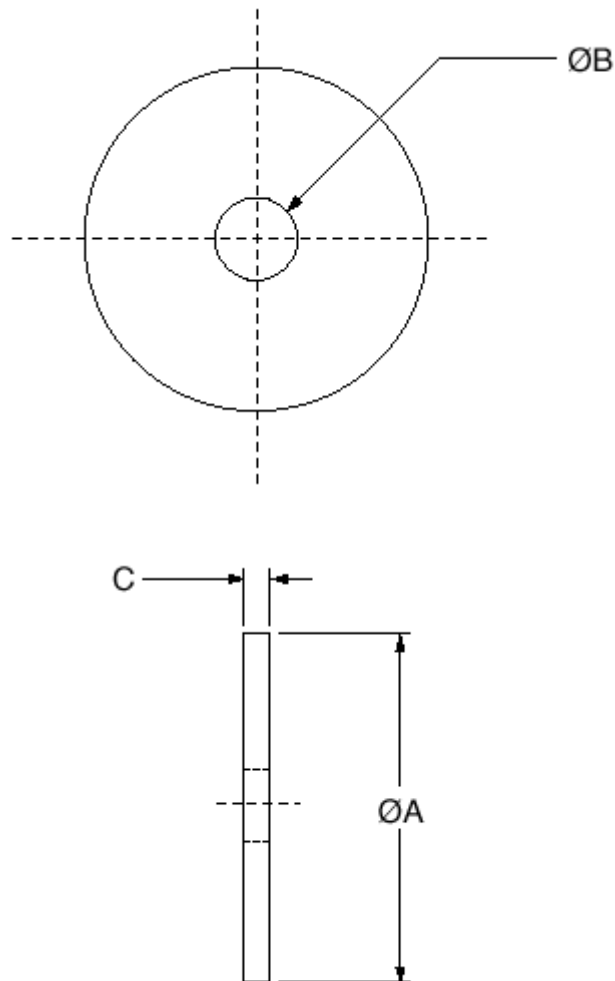
Neoprene elastomer has an operating temperature range of -20°F to +180°F (-30°C to +82°C) and is resistant to oils, most solvents and ozone.

Special elastomers and finishes are available for applications in severe environments. Please note that Silicone elastomer is not compatible with nickel plating.

NATURAL FREQUENCY	8-18 Hertz
TRANSMISSIBILITY AT RESONANCE	8:1
RESILIENT ELEMENT	Neoprene
STANDARD MATERIALS	Sintered metal and cold-rolled steel
WEIGHT	See dimensional drawings

500 Mount Series Dimensions

500 MOUNT SERIES SNUBBING WASHER



The use of snubbing washers is recommended to ensure proper static and dynamic loading of the isolator and retention of suspended equipment under severe shock environments.

Snubbing washers are ordered by separate part numbers as shown in the table below. The standard material is low-carbon steel and the standard finish is zinc plate. Other materials and finishes are available upon request.

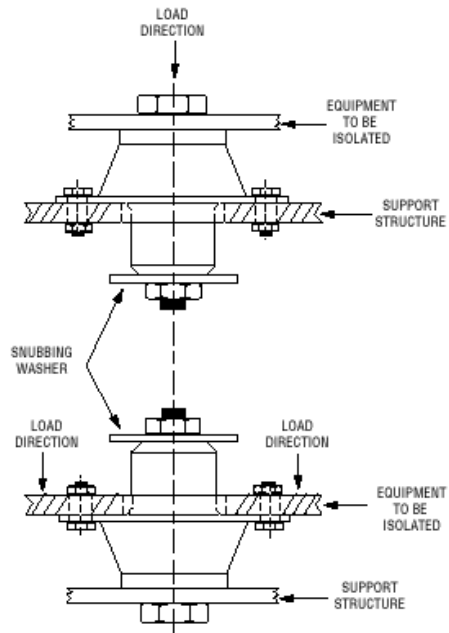
Size	"A" Dia.	"B" Dia.	"C"	Part#
505	1.63	.322	.093	R18733-6
506	1.75	.385	.093	R18733-7
507	2.00	.450	.125	R18733-1
508	2.00	.510	.125	R18733-2
510	2.25	.635	.150	R18733-3
512	2.50	.780	.188	R18733-4
516	3.25	1.010	.250	R18733-5

500 Mount Series Technical Data

500 Series Maximum Tightening Torques (ft-lbs.)			
Part#	Bolt Diameter	Torque (dry)	Torque (lubricated or plated)
505	.313	25*	20*
506	.375	45*	35*
507	.433	80*	60*
508	.500	120*	90*
510	.625	240*	180*
512	.750	380	280
516	1.000	365	275

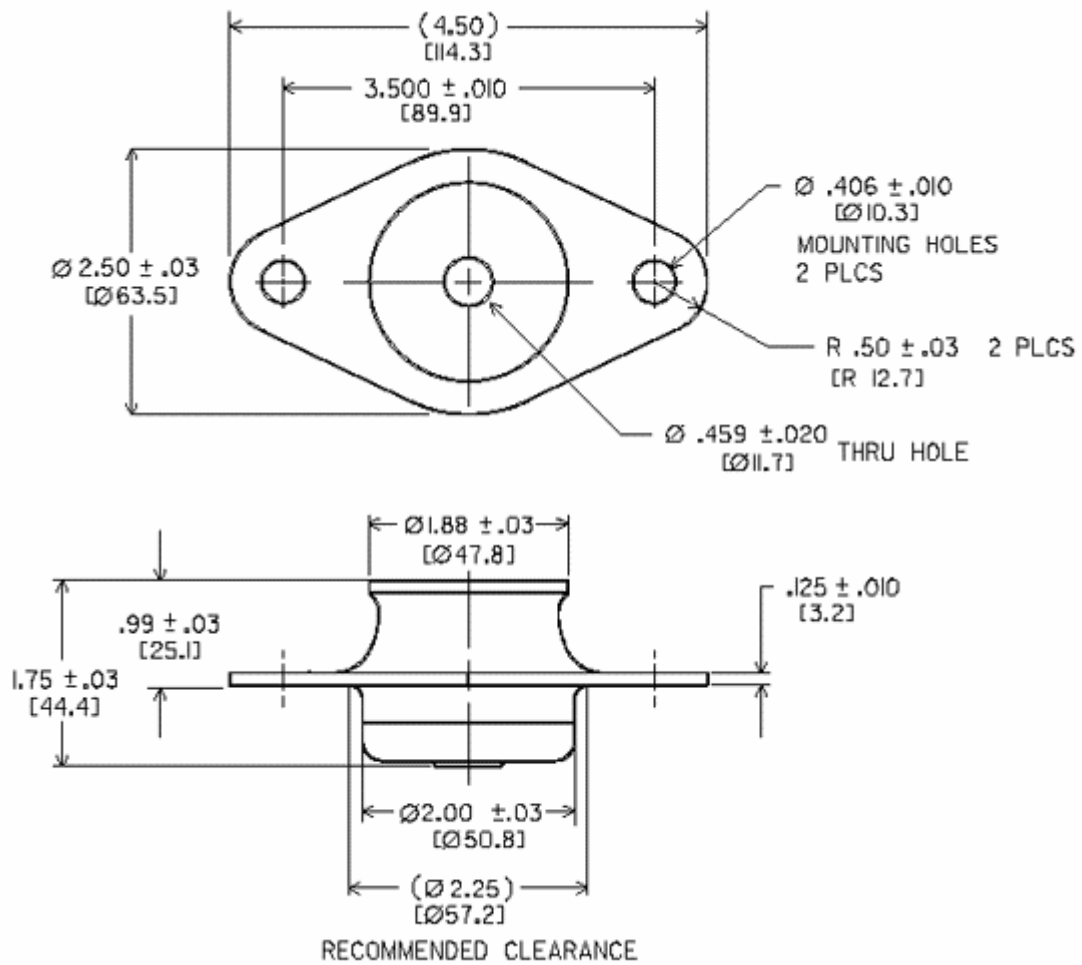
* = Grade 8 Bolt Torque

500 MOUNT SERIES RECOMMENDED INSTALLATION



507 MOUNT SERIES (.50 lbs)

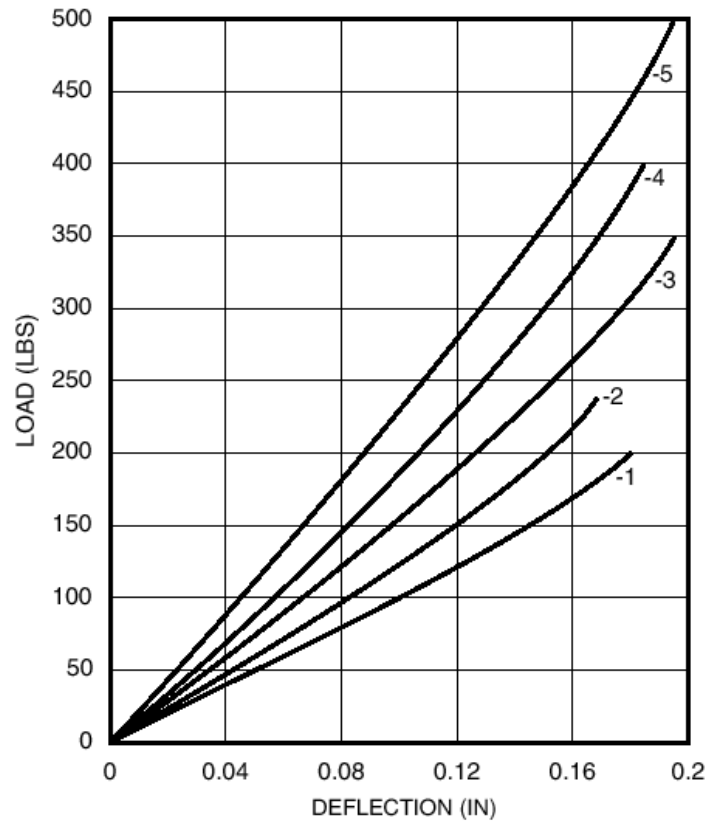
DIMENSIONAL DRAWING



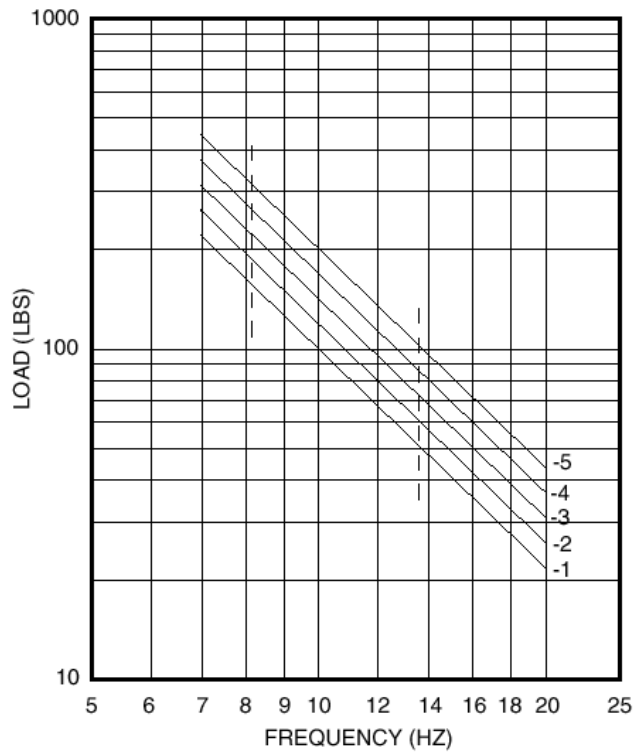
507 Series Load Range (lbs.)					Color Code
Code	Axial Static Load Range		Radial Static Load Range		
	Nominal	Max.	Nominal.	Max	
-1	100	150	50	100	Red & White
-2	120	180	60	120	Orange & White
-3	150	225	75	150	Yellow & White
-4	180	270	90	180	Green & White
-5	220	330	110	220	Blue & White

507 SERIES PERFORMANCE DATA

LOAD vs. DEFLECTION



LOAD vs. NATURAL FREQUENCY



ANEXO 6

CONDUCTOS DE GASES DE ESCAPE

ANEXO 7

GUÍA DE PRÁCTICA CICLO DIESEL

GUÍA PRACTICA MOTORES A DIESEL

La guía de práctica consiste en los siguientes aspectos:

- Pruebas de torque, potencia y consumo de combustible mediante la realización de curvas de velocidad, curvas de carga y curvas de ajuste.
- Análisis de opacidad.
- Análisis de temperatura y contrapresión de gases de escape.

1. PRUEBAS DE TORQUE, POTENCIA Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Se impulsa este mecanismo de prueba debido a que es el modo más confiable del que se dispone localmente para poder realizar pruebas de laboratorio bajo condiciones controladas. El motor a ser empleado no pretende ser el de un bus de prueba, sino más bien un motor de similares características pero adquirido en forma independiente como actualmente se hace dentro de los programas internacionales y con el objeto de poder determinar algunas variables importantes para el estudio. Dentro del equipamiento que se busca se encuentran los equipos de medición de partículas en los gases de escape, equipos que aportarían grandemente a la determinación de la efectividad de diferentes tecnologías y su eventual impacto sobre los motores.

Para la evaluación de estas pruebas es necesario realizar curvas de velocidad, las cuales consisten en graficar torque, potencia y consumo de combustible en función de la velocidad de giro (rpm), esta prueba es muy común cuando se requiere determinar las curvas características y por ende el comportamiento del motor.

De igual manera las curvas de carga permiten conocer el comportamiento del motor pero variando la aceleración y fundamentalmente la posibilidad de comparar parámetros relacionados como la potencia y el torque. La carga, con el régimen, es la variable principal del funcionamiento de un motor. El motor funciona a plena carga cuando el conductor tiene el acelerador al máximo, en carga parcial cuando la aceleración es menor y en relantí cuando no se acelera.

La carga se puede expresar en términos absolutos o relativos; en términos absolutos, la curva de carga según el régimen es igual a la curva del par motor. Y en términos relativos, se expresa como una proporción de la máxima carga posible en cada régimen. La forma de variar la carga en un motor diesel es variando la posición del acelerador.

Por otro lado las curvas de ajuste son una parte importante de toda prueba puesto que el objetivo principal es el determinar el comportamiento de parámetros que pueden resultar secundarios; así por ejemplo medir temperaturas y contrapresión de los gases de escape, opacidad y la verificación del comportamiento de un motor diesel, con y sin la utilización de un filtro de partículas post combustión, así como evaluar la capacidad de filtrado del dispositivo.

2. MEDIDA DE OPACIDAD

La medida de opacidad es por el momento en nuestro medio, la medida más simple e importante en cuanto a niveles de contaminación de motores diesel se refiere; por tanto se utilizará un equipo de medición de opacidad marca MAHA cuyas características se describen en el Anexo 8.

3. ANÁLISIS DE TEMPERATURA Y CONTRA PRESION DE GASES DE ESCAPE.

Para la realización de mediciones de temperatura y contra presión de gases de escape se utilizará un equipo llamado Data Logger de marca HJS DALOG, equipo con el que cuenta el Centro de Transferencia; éste tiene la capacidad de registrar medidas segundo a segundo y también presentar en línea; es decir valores en tiempo real. Las características de este equipo se presentan en el Anexo 9.

4. PROCEDIMIENTO PARA PRUEBAS EN BANCO DE MOTORES DIESEL

Las pruebas a realizar en el banco, están orientadas a la obtención de curvas de velocidad, torque, potencia, opacidad, consumo específico de combustible, temperaturas, eficiencia térmica y emisiones con su correspondiente análisis. Dentro de este marco, también se realiza la colección de parámetros de medición adicionales con los instrumentos de conteo si es posible.

Los siguientes son los pasos previos para realizar la practica.

1. Realizar la calibración del dinamómetro utilizando la barra calibradora.
2. Revisar que la transmisión esté en neutro.
3. Encender el motor hasta que éste alcance temperatura normal de operación.
4. Limpiar el tubo de escape. (purgar al menos tres veces).
5. Identificación general del motor
 - a. Marca y modelo del motor.
 - b. Norma de certificación de emisiones del motor.
 - c. Cilindrada (cm³).
 - d. Tipo de aspiración.
 - e. Potencia del motor.
6. Evaluación del comportamiento del Motor
 - a. Encender el equipo de pruebas de motores por ordenador.
 - b. Poner la caja de cambios en marcha (segunda).
 - c. Aplicar una carga de 40 kw para la prueba uno, aumentar hasta 70 kw en las subsiguientes pruebas al dinamómetro del equipo de pruebas de motores por ordenador.
 - d. Medición de torque.
 - e. Medición de potencia.
 - f. Medición del consumo de combustible.
 - g. Medición de opacidad (al menos tres aceleraciones).
 - h. Medición de temperaturas y contra presión en el sistema de escape.
 - i. Determinación de curvas características (potencia, torque, opacidad, temperatura, eficiencia térmica y consumo de combustible)

- j. Al llegar a las 2500 rpm detener el proceso de graficación de las curvas de torque y potencia en el ordenador.
 - k. Desacelerar al motor y descargar el dinamómetro del equipo de pruebas de motores por ordenador.
 - l. Repetir el mismo procedimiento, para las pruebas con los dispositivos descritos en la sección 1, 2 y 3 del presente anexo.
 - m. Repetir el mismo procedimiento para las pruebas de evaluación del motor con y sin dispositivo post combustión.
7. Identificación del dispositivo electrónico de captura de datos de temperatura y contrapresiones de gases de escape.
- a. Marca, modelo.
 - b. Intervalo de muestreo
 - c. Tipo de sensores y ubicación
 - d. Tiempo de almacenamiento de datos.
 - e. Forma de entrega de datos.
8. Evaluación del dispositivo.
- a. Medición de las temperaturas.
 - b. Medición de la caída de presión.
 - c. Determinación de la capacidad de filtrado (Contaminantes).
 - d. Medición de la temperatura en el dispositivo.
 - e. Análisis de datos
 - f. Cálculos
 - g. Informe
 - h. Conclusiones y recomendaciones
 - i. Resultados de las pruebas.
 - j. Anexos

ANEXO 8

MEDIDOR DE OPACIDAD

Medidor de opacidad con carcasa de acero

Alcance de medición:

Opacidad: 0 – 100 % de opacidad



Figura 1. Medidor de Opacidad

ANEXO 9

**MEDIDA DE TEMPERATURA Y CONTRA PRESION
DE GASES DE ESCAPE**

Parámetros Medibles: Altura, temperatura 1, temperatura 2, contrapresión.

Alcance de Medición:

Altura: 0 – 4000 metros

Temperaturas: 0 – 800 °C

Contrapresión: 0 – 400 mmb

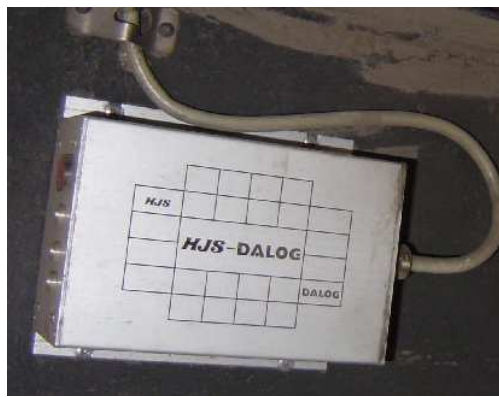


Figura 2. Data Logger HJS

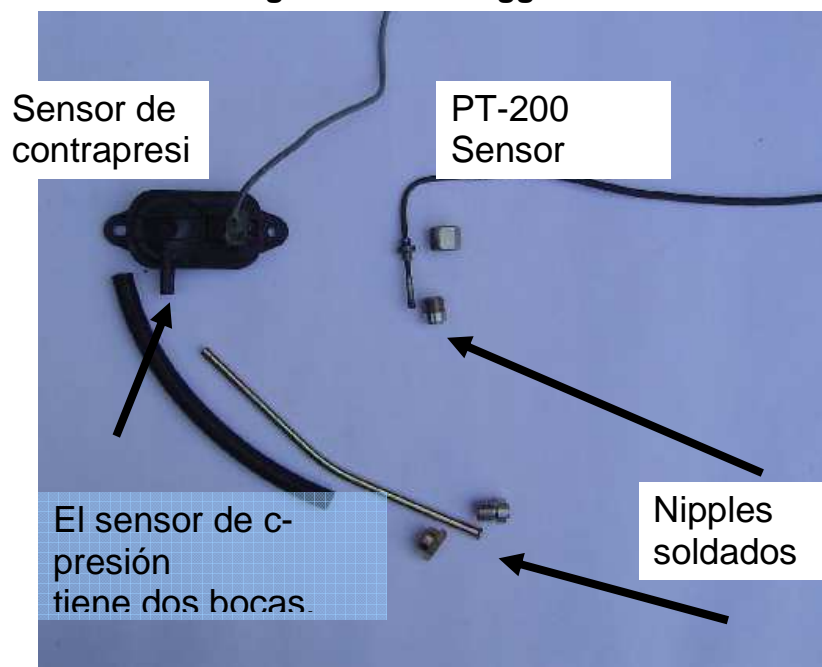


Figura 3. Sensores

ANEXO 10

PROFORMAS Y COSTOS

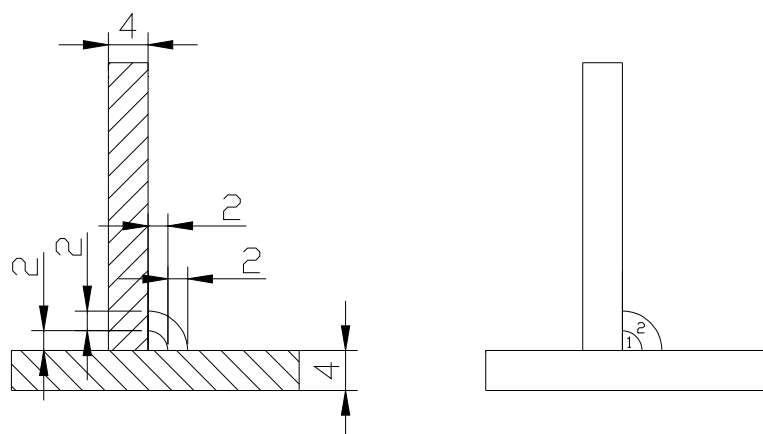
ANEXO 11

WPS


ESPECIFICACIÓN DEL PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS)

Nombre Compañía: EPN PQR No.: N/A Según norma : AWS D1.3	No. Identificación: EPN.001 Fecha 27/02/2007 Realizado por: Diego Morales, Andrés Ribadeneira Revisado por: Ing. Gabriel Velastegui Organización: CCICEV – EPN.
Artículo I. Junta Utilizada Tipo de junta: en T Abertura raíz: N/A Talón: N/A Angulo de ranura N/A Placa de respaldo: si <input type="checkbox"/> no <input checked="" type="checkbox"/> Preparar bisel: si <input type="checkbox"/> no <input checked="" type="checkbox"/> Método: N/A	Artículo II. Técnica de soldadura Proceso de soldadura: GMAW Tipo de Soldadura: Manual Semiautomática <input checked="" type="checkbox"/> Automática Soldadura a: Un lado Dos lados <input checked="" type="checkbox"/> Cordón de respaldo: si <input type="checkbox"/> no <input checked="" type="checkbox"/> Limpieza: Pase raíz : Cepillo metálico Pases siguientes : Cepillo metálico (grata)
Artículo III. Metal Base Especificación: ASTM A36 Espesor: 4 mm Diámetro:	Artículo V. Posición de Soldadura Posición de Soldadura: 2F Técnica: Un pase Varios pases <input checked="" type="checkbox"/> Pre calentamiento N/A Tiempo entre pases N/A
Artículo IV. Metal de Aporte Diámetro: 1.2 mm Denominación AWS: ER 70S-3 Casa comercial: AGA Denominación comercial: ER 70S-3	Artículo VII. Notas <ul style="list-style-type: none"> Verificar alineación de la junta Asegurar limpieza de las partes La alimentación del electrodo es de 250 – 300 mm/min
Artículo VI. Gas de Protección Tipo: CO2 Caudal: 10 – 14 lt/min	

Detalle de la Junta



No de pase	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo (Voltios)	Vel. Alimentación alambre (mm/min)	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro (mm)	Tipo y polaridad.	Intensidad (Amperios)			oscilado	recto
1	ER 70S-3	1.2	DC+	100 - 130	17 - 22	250 – 300		X
2	ER 70S-3	1.2	DC+	100 - 130	17 - 22	250 – 300	X	

1	ER 70S-3	1.2	DC+	100 - 130	17 - 22	250 – 300		X
2	ER 70S-3	1.2	DC+	100 - 130	17 - 22	250 – 300	X	
Nombre Compañía: EPN PQR No.: N/A Según norma : AWS D1.3				No. Identificación: EPN.003 Fecha 27/02/2007 Realizado por: Diego Morales, Andrés Ribadeneira Revisado por: Ing. Gabriel Velasteguí Organización: CCICEV – EPN.				
Artículo I. Junta Utilizada Tipo de junta: Tope Abertura raíz: N/A Talón: N/A Angulo de ranura N/A Placa de respaldo: si no <input checked="" type="checkbox"/> Preparar bisel: si no <input checked="" type="checkbox"/> Método: N/A				Artículo II. Técnica de soldadura Proceso de soldadura: GMAW Tipo de Soldadura: Manual Semiautomática <input checked="" type="checkbox"/> Automática Soldadura a: Un lado <input checked="" type="checkbox"/> Dos lados Cordón de respaldo: si no <input checked="" type="checkbox"/> Limpieza: Pase raíz : Cepillo metálico Pases siguientes : Cepillo metálico (grata)				
Artículo III. Metal Base Especificación: ASTM A36 Espesor: 4 mm Diámetro:				Artículo V. Posición de Soldadura Posición de Soldadura: 2F Técnica: Un pase <input checked="" type="checkbox"/> Varios pases				
Artículo IV. Metal de Aporte Diámetro: 1.2 mm Denominación AWS: ER 70S-3 Casa comercial: AGA Denominación comercial: ER 70S-3				Pre calentamiento N/A Tiempo entre pases N/A				
Artículo VI. Gas de Protección Tipo: CO2 Caudal: 10 – 14 lt/min				Artículo VII. Notas <ul style="list-style-type: none"> • Verificar alineación de la junta • Asegurar limpieza de las partes • La alimentación del electrodo es de 250 – 300 mm/min 				
Detalle de la Junta								
								
No de pase	Metal de aporte		Corriente		Tensión de trabajo	Vel. Alimentación	Técnica de soldadura	
	Clase	Diámetro	Tipo y	Intensidad				

		(mm)	polaridad.	(Amperios)	(Voltios)	alambre (mm/min)	oscilado	recto
--	--	------	------------	------------	-----------	---------------------	----------	-------

ANEXO 12

PLANOS