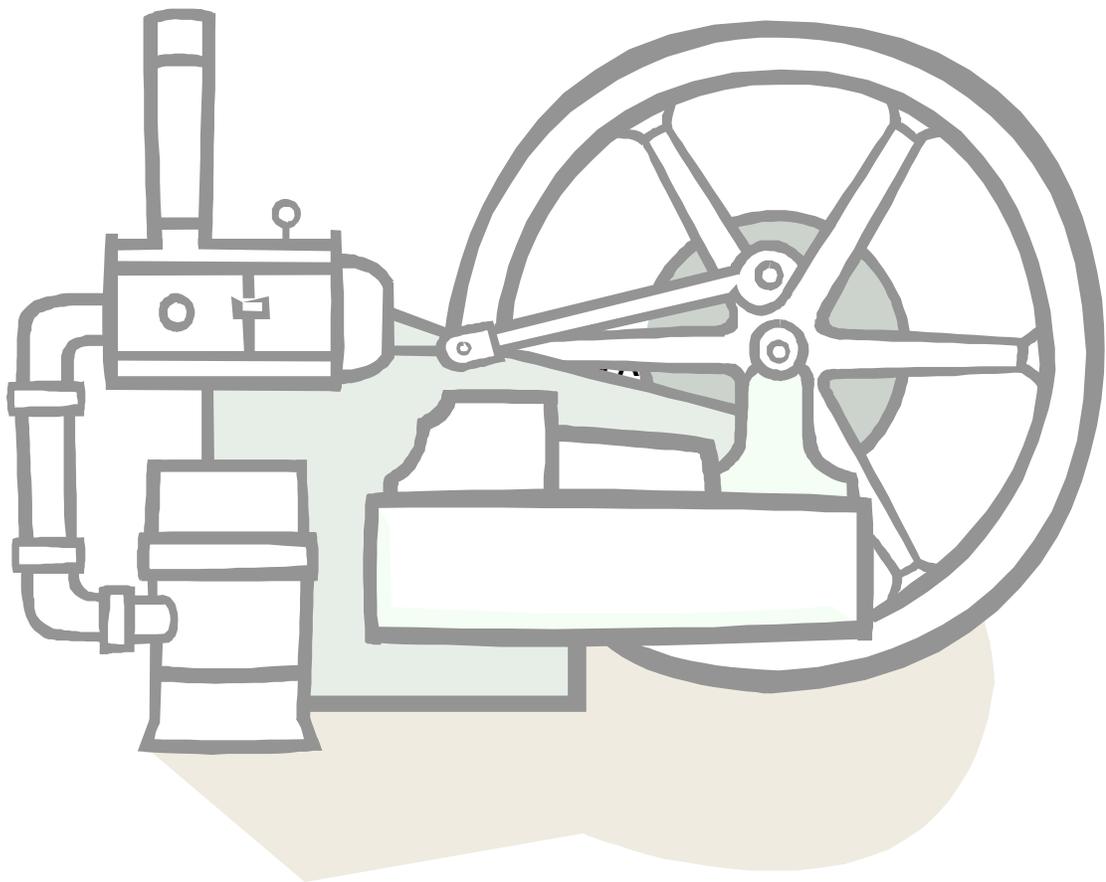


**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA
EL ESTUDIO Y ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS BÁSICOS
DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR ENCENDIDO POR
COMPRESIÓN**



**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLIVAR INSTITUCIÓN
UNIVERSITARIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA
CARTAGENA**

2002

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA
EL ESTUDIO Y ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS BÁSICOS
DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR ENCENDIDO POR
COMPRESIÓN**

GUSTAVO JOSÉ TOVAR RESTÁN

DAYRO JOSÉ PÁJARO PEREIRA

Proyecto de grado presentado como requisito para optar al
título de Ingeniero Mecánico

Director

WALBERTO ROCA BECHARA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR INSTITUCIÓN

UNIVERSITARIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

CARTAGENA

2003

Cartagena de indias, 15 de enero del 2003

Señores
COMITÉ PROYECTO DE GRADO
Facultad de Ingeniería Mecánica
La Ciudad

Distinguidos señores.

Una vez más cumpliendo con afecto, el papel del docente y con la coherencia que amerita la situación; certifico que bajo mis responsabilidad como director del trabajo de grado titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO Y ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS BÁSICOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR ENCENDIDO POR COMPRESIÓN”** lo he estado retroalimentando en sus diferentes fases de su desarrollo; y con la heterevaluación con sus autores, se determina que el proyecto ha llegado a su etapa final enmarcado con los elementos del anteproyecto anexado.

Por lo anterior se presentan los resultados del trabajo en mención para su heterevaluación externa, y así cumplir con las normas de la institución con el objeto que se otorgue a sus autores el título de Ingeniero Mecánico respectivamente.

Cordialmente,

WALBERTO ROCA BECHARA.

Cartagena de indias, 15 de enero del 2003

Señores
COMITÉ PROYECTO DE GRADO
Facultad de Ingeniería Mecánica
La Ciudad

Distinguidos señores.

Por medio de la presente me permito informarles que el proyecto de grado titulado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO PARA EL ESTUDIO Y ANÁLISIS DE LOS PARÁMETROS BÁSICOS DE FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR ENCENDIDO POR COMPRESIÓN**” ha sido desarrollado de acuerdo a los objetivos establecidos.

Como autores del proyecto consideramos que el trabajo es satisfactorio y amerita ser presentado ante ustedes.

Cordialmente,

GUSTAVO JOSÉ TOVAR RESTÁN

DAYRO JOSÉ PÁJARO PEREIRA

Artículo 107.

La Universidad Tecnológica de Bolívar,
se reserva el derecho de propiedad
intelectual de todos los trabajos de grado
aprobados y no pueden ser explotados
comercialmente sin su autorización.

Nota de aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Cartagena de Indias D. T. y C. 15 de enero de 2003

A Dios, porque nunca me ha desamparado, me ha guiado siempre en el recorrido del duro camino de la vida e iluminado en el camino hacia la victoria.

A mi querida y hermosa Madre que con sus esfuerzos me ha brindado la oportunidad de ser alguien en la vida. Gracias. Su apoyo incondicional, su amor, su cariño y consejos me sirvieron de mucho en el logro de esta gran meta. Gracias por todo. Siempre estaré muy agradecido. Te quiero mucho madre.

A mi inigualable padre, que Dios lo tenga en su gloria, aunque ya no esté lo recuerdo tal y como era y le dedico este triunfo así como acordamos unos días antes de su muerte. Té extraño.

Gracias papá por colaborar en mi formación y desarrollo como persona, ya que tus sabios consejos fueron esenciales en el alcance de este logro. Nunca te olvidaré.

A mi novia Zugeidy por permanecer siempre conmigo en todo momento y ayudarme con sus consejos a levantarme en los tropiezos que tuve.

DAYRO JOSÉ

A Dios el rey de reyes, el motor de mi vida por brindarme la sabiduría, inteligencia y fortaleza para culminar este sueño, nunca te defraudaré.

A mi mamá por su amor y apoyo incondicional, por ser mi héroe y luz en todo momento.

A la memoria de mi padre, que Dios lo tenga en su gloria te dedico este triunfo.

A mi tío Luis José, gracias por tomarse tan a pecho la función de Padre, su apoyo y sus sabios consejos.

A mi hermana por su apoyo y comprensión a lo largo de mi formación profesional.

A mi novia Adriana Marcela gracias por estar conmigo en las buenas y en las malas, te quiero.

GUSTAVO JOSÉ

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus más sinceros agradecimientos a:

Walberto Roca Bechara, director del proyecto. Agradecemos su espíritu de colaboración, sus valiosos aportes y apoyo en todo momento.

Rogelio Navarro, agradecemos su importante colaboración y su interés por sacar adelante este proyecto.

Antonio De Ávila, asesor externo. Agradecemos su importante colaboración a lo largo de la realización del proyecto; así como su deseo de apoyarnos incondicionalmente.

Roberto Lora. Gracias por facilitarnos en todo momento la información necesaria para culminar satisfactoriamente este proyecto.

Adriana Pérez Martínez. Gracias por tu apoyo y colaboración incondicional; por tu compañía y tus palabras de aliento que no nos dejaban desfallecer.

CONTENIDO

		Pág
	INTRODUCCIÓN	26
1	PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN	28
1.1	IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	28
1.2	ANÁLISIS DEL PROBLEMA	28
1.3	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	29
1.4	OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	30
1.4.1	Objetivo general	30
1.4.2	Objetivos específicos	31
1.5	JUSTIFICACIÓN	32
1.6	METODOLOGIA	33
1.6.1	Tipo de investigación	33
2	GENERALIDADES DEL MOTOR DIESEL	35
2.1	FUNCIONAMIENTO Y TERMODINÁMICA DEL MOTOR DIESEL CUATRO TIEMPOS	35
2.2	CILINDRADA	46
2.3	VOLUMEN DE COMPRESIÓN	47
2.4	RELACIÓN DE COMPRESIÓN	47
2.5	CARACTERÍSTICAS TERMICAS Y MECANICAS	52
2.5.1	Potencia	52

2.5.1.1	Potencia indicada	52
2.5.1.2	Potencia efectiva	53
2.5.1.3	Potencia absorbida o de rozamiento	55
2.5.2	Presión media efectiva	57
2.6	RENDIMIENTO EN MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN	58
2.6.1	Rendimiento mecánico	58
2.6.2	Rendimiento térmico	59
2.7	CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE	63
2.8	CONSUMO ESPECIFICO DE AIRE	65
2.9	RELACIÓN AIRE - COMBUSTIBLE	66
2.10	RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO	66
2.11	COMBUSTIBLE PARA MOTORES DIESEL	67
2.11.1	Poder de encendido del combustible diesel	74
2.11.2	Efectos de la calidad del combustible	76
2.12	CLASIFICACIÓN DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL	78
2.13	LA COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL	78
2.13.1	Fases de la combustión	83
2.14	RETARDO DE LA INFLAMACIÓN	84
2.14.1	Variables que influyen sobre el retardo a la inflamación	87
2.15	LA CAMARA DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL	89
2.15.1	Tipos diferentes de cámara de combustión	90
2.16	QUÍMICA DE LA COMBUSTIÓN	96

2.17	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN EN LOS MOTORES DIESEL	99
2.17.1	Circuito de baja presión	101
2.17.2	Circuito de baja presión	102
2.17.2.1	Bombas de inyección	103
2.17.2.2	Inyectores	106
2.17.2.3	Canalizaciones especiales o tubos de impulsión	109
3	EL BANCO DE PRUEBAS	111
3.1	EQUIPOS DE MEDICIÓN Y SELECCIÓN	111
3.1.1	Medidor del consumo de aire	111
3.1.1.1	Medidor platina de orificio	111
3.1.1.2	Tomas de presión	113
3.1.1.3	Diseño de la platina de orificio	113
3.1.1.4	Características de la platina calculada	121
3.1.1.5	Tanque amortiguador de pulsos	122
3.1.1.6	Diseño del tanque de compensación	126
3.1.2	Medidor del consumo de combustible	129
3.1.3	Medidor de temperaturas	130
3.1.4	Medidor de presión	133
3.1.5	Medidor de revolución	134
3.1.6	Sistema de medición de potencia	135
3.1.6.1	Selección del sistema de medición	137
3.1.7	Analizador de gases de combustión	140
3.1.7.1	Contaminación del motor diesel.	141

3.1.8	Diagramador de presiones	146
3.1.9	Diseño del sistema de tornillo sinfín - corona	147
4	GUÍA DE LABORATORIO	149
4.1	GUÍA DE LABORATORIO 1. OPERACIÓN DEL MOTOR DIESEL	149
4.1.1	Objetivos	149
4.1.2	Equipo y componentes	149
4.1.3	Procedimientos	149
4.1.3.1	Recomendaciones	150
4.1.3.2	Revisión pre-operacional	151
4.1.3.3	Arranque del motor	151
4.1.3.4	Paro del motor	153
4.1.3.5	Advertencias importantes	153
4.2	Guía DE LABORATORIO 2. MEDICIÓN DE CONSUMO DE AIRE.	155
4.2.1	Objetivos	155
4.2.2	Equipos y componentes	155
4.2.3	Descripción	155
4.2.4	Procedimiento	156
4.2.5	Preguntas	160
4.3	GUÍA DE LABORATORIO 3. MEDICIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE	161
4.3.1	Objetivos	161
4.3.2	Equipos y componentes	161
4.3.3	Descripción	161

4.3.4	Procedimiento	162
4.3.5	Preguntas	164
4.4	GUÍA DE LABORATORIO 4. MEDICIÓN DE LA POTENCIA AL FRENO	166
4.4.1	Objetivos	166
4.4.2	Equipos y componentes	166
4.4.3	Descripción	166
4.4.4	Procedimiento	167
4.4.5	Preguntas	169
4.5	GUÍA DE LABORATORIO 5. GRAFICO DEL DIAGRAMA INDICADO.	170
4.5.1	Objetivos	170
4.5.2	Equipos y componentes	170
4.5.3	Descripción	170
4.5.4	Procedimientos	171
4.5.5	Preguntas	172
4.6	GUÍA DE LABORATORIO 6. ANÁLISIS ESTEQUIOMETRICO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN.	173
4.6.1	Objetivos	173
4.6.2	Equipos y componentes	173
4.6.3	Descripción	173
4.6.4	Procedimiento	175
4.6.5	Preguntas	180
4.7	GUÍA DE LABORATORIO 7. POTENCIA CONSUMO DE AIRE Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE CON ACELERADOR TOTALMENTE ABIERTO Y CARGA VARIABLE	181

4.7.1	Objetivos	181
4.7.2	Equipos y componentes	181
4.7.3	Descripción	181
4.7.4	Procedimiento	182
4.7.5	Preguntas	185
4.8	GUÍA DE LABORATORIO 8. POTENCIA CONSUMO DE AIRE Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE A VELOCIDAD CONSTANTE APERTURA VARIABLE DEL ACELERADOR Y CARGA VARIABLE.	186
4.8.1	Objetivos	186
4.8.2	Equipos y componentes	186
4.8.3	Descripción	186
4.8.4	Procedimiento	187
4.8.5	Preguntas	190
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	192
5.1	CONCLUSIONES	192
5.2	RECOMENDACIONES	193
	BIBLIOGRAFÍA	195
	ANEXOS	197

LISTA DE TABLAS

	Pág
Tabla 1. Rendimiento Mecánico para diferentes tipos de motores diesel de cuatro tiempos. Manual del Ing. Hutte.	58
Tabla 2. Interpolación para hallar el coeficientes de dilatación.	117
Tabla 3. Interpolación para encontrar los valores de β .	119
Tabla 4. Ficha técnica de motores Petter donde se muestran las características del motor 2VEWC-1 (AV2).	128
Tabla 5. Tipos de termocuplas y sus características.	131

LISTA DE CUADROS

	Pág
Cuadro 1. Cámaras de combustión en los motores diesel.	91
Cuadro 2. Clasificación y características de las bombas de inyección.	104
Cuadro 3. Consumo de aire Vs. RPM sin carga.	159
Cuadro 4. Datos iniciales de consumo de combustible vs. RPM sin carga.	164
Cuadro 5. Consumo de combustible Vs. RPM sin carga.	164
Cuadro 6. Relación aire combustible Vs R.P.M. sin carga.	165
Cuadro 7. Calculo de la potencia al freno.	169
Cuadro 8. Análisis estequiométrico de los gases de combustión a diferentes R.P.M. mediante el aparato de Orsat .	180
Cuadro 9. Potencia consumo de aire y consumo de combustible con acelerador totalmente abierto y carga variable.	184
Cuadro 10. Potencia consumo de aire y consumo de combustible a velocidad constante apertura variable del acelerador y carga variable.	190

LISTA DE FIGURAS

	Pág
Figura 1. Diagrama teórico a la variación del volumen en el cilindro Vs variación presión en el interior del cilindro en el ciclo diesel.	36
Figura 2. Diagrama ilustrativo correspondiente a la fase de compresión del ciclo diesel.	37
Figura 3. Diagrama ilustrativo correspondiente a la fase de compresión del ciclo diesel.	39
Figura 4. Diagrama correspondiente a la fase de combustión del ciclo diesel.	41
Figura 5. Diagrama correspondiente a la fase de escape del ciclo diesel.	44
Figura 6. Ciclo diesel teórico.	45
Figura 7. Ciclo diesel real.	45
Figura 8. Relación de compresión.	47
Figura 9. Rendimiento térmico teórico del motor diesel en función de la relación de compresión.	49
Figura 10. Presiones finales de compresión Vs grado de compresión.	50
Figura 11. Presiones de combustión Vs grado de compresión.	50
Figura 12. Curvas características del motor diesel en condiciones de máxima alimentación.	54
Figura 13. Pérdidas de potencia por rozamiento.	56
Figura 14. Esquema del proceso de combustión en el	82

motor diesel.

Figura 15. Gráfico ilustrativo de los efectos producidos por el picado en la curva de presión que se desarrolla en la combustión, cuando el retardo a la inflamación es considerable.	86
Figura 16. Curvas de encendido correspondientes a combustibles de buena y mala calidad.	87
Figura 17. Cámara de inyección directa.	94
Figura 18. Cámara de precombustión.	94
Figura 19. Cámara de turbulencia.	95
Figura 20. Cámara de reserva de aire.	95
Figura 21. Sistema de alimentación.	100
Figura 22. Bomba con regulación por retroceso libre.	105
Figura 23. Bomba de inyección con regulación variando la carrera del embolo por medio de leva inclinada.	105
Figura 24. Bomba con regulación por retroceso estrangulado.	106
Figura 25. Esquema de un inyector elemental.	107
Figura 26. Platina de orificio	121
Figura 27. Esquema de una cámara de compensación.	122
Figura 28. Variación del atenuamiento de los pulsos de entrada (b,c,d) con respecto a la intensidad de los pulsos a la salida (a) de la cámara de compensación al variar el tamaño de ella.	125
Figura 29. Esquema básico del circuito de medición del consumo de combustible.	130
Figura 30. Esquema básico de una termocupla con su indicador digital.	132
Figura 31. Tomas de presión y temperatura en el manifold de escape.	132
Figura 32. Toma de muestras de gases de combustión y	134

compresión en el bloque del motor debajo del inyector.

Figura 33. Componentes del freno de disco 136
(esquemático).

Figura 34. Demostración del diseño del freno de disco. 138

Figura 35. Esquematación de la toma de muestra para 141
el análisis orsat.

Figura 36. Sistema de medición del consumo de aire. 159

Figura 37. Esquema del sistema de freno. 167

Figura 38. Aparato de orsat. 174

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Valores de corrección para expansión térmica de dispositivos primarios (F_a).

Anexo B. Calculo del coeficiente de descarga.

Anexo C. Normas de emisión permisible para fuentes móviles a diesel.

GLOSARIO

Fase: Etapas o cambios ocurridos en un proceso.

Régimen: Modo de funcionamiento.

Rendimiento: Cociente entre el trabajo producido por una máquina y la energía para que funcione.

Golpeteo: Ruido producido por el choque de la onda por el proceso de combustión y la culata.

Dilución: Acción o efecto de hacer más líquida una sustancia.

Proceso: Conjunto de las fases sucesivas de un fenómeno.

Parámetros: Variable que una familia de elementos, sirve para identificar cada uno de ellos mediante su valor numérico.

RESUMEN

TITULO: Diseño y construcción de un banco didáctico para el estudio y análisis de los parámetros básicos de funcionamiento de un motor de encendido por compresión.

PALABRAS CLAVES: Motor Diesel , consumo, parámetros, características, funcionamiento, análisis, ACPM, potencia, revoluciones, gases, rendimiento, torque, diámetro, banco, ruedas.

DESCRIPCIÓN: Hoy por hoy en la facultad de ingeniería mecánica de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar no se cuenta con un banco de pruebas para el estudio de los motores diesel que cumpla con todo lo necesario para el análisis de los parámetros básicos que lo rigen, esta fue precisamente la causa de nuestro trabajo y el objetivo del mismo.

FUENTES: La fuentes consultadas se encuentran descritas en la bibliografía general del documento final del trabajo.

CONTENIDO:

- Generalidades del motor diesel (funcionamiento y termodinámica, cilindrada, volumen de compresión, relación de compresión, características térmicas y mecánicas, rendimientos, consumo específico de combustible, consumo específico de aire, combustibles diesel, combustión, retardo a la inflamación, tipos de cámaras de combustión, química de la combustión, sistemas de alimentación).
- El banco de pruebas (equipo de medición, selección y diseño).
- Guía de laboratorio.

METODOLOGÍA: La metodología empleada fue aplicada y experimentada, dadas sus características y etapas. Se realizó una inspección al laboratorio de máquinas de combustión interna como punto de apoyo, consultas bibliográficas y a personas versadas en el tema, luego se prosiguió al diseño y construcción del banco de pruebas, análisis de los parámetros básicos que rigen un motor diesel, se realizaron pruebas en dicho banco para evaluar el funcionamiento del motor y finalmente se elaboró un manual de laboratorio que guíe al estudiante a realizar pruebas con motores de encendido por compresión.

CONCLUSIONES: Finalizado el proyecto investigativo se puede concluir: Que por medio del diseño y la construcción de un banco de pruebas para el análisis y estudio de los parámetros básicos de funcionamiento del motor de encendido por compresión el estudiante pondrá a prueba sus conocimientos teóricos y desarrollará la habilidad para aplicarlos en la práctica .

INTRODUCCION

El motor diesel es una máquina que ha sido de gran importancia para el desarrollo de la humanidad a través de toda la historia, se le han dado grandes cambios con el fin de mejorar su rendimiento, potencia y demás parámetros de acuerdo a las exigencias de la época.

Para el análisis y estudio de los motores diesel además de los conocimientos adquiridos en la materia máquinas de combustión interna es necesario tener a la mano un banco didáctico de simulación que nos ayude a entender de una manera práctica dichos conocimientos.

El principal objetivo de este documento es el de brindar a los estudiantes de ingeniería mecánica los medios para analizar y profundizar en los conocimientos teóricos adquiridos en lo referente a motores diesel.

En el capítulo 2 se encuentran los conceptos básicos y todos aquellos parámetros fundamentales en el entendimiento de la operación de un motor diesel como son el consumo de aire, el consumo de combustible, la potencia, el rendimiento, entre otros.

En el capítulo 3 se encuentra todo aquello a lo referente al diseño y construcción del banco de pruebas, donde se muestra de manera detallada la adecuación del mismo.

El capítulo 4 consiste en una guía de laboratorio que ayudará al estudiante a relacionar la teoría con la práctica, en la cual se harán las mediciones y cálculos respectivos.

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

En la asignatura motores de combustión interna, para lograr un conocimiento significativo es necesario que este sea apoyado en pilares teórico-prácticos. Actualmente la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar no se encuentra dotada de medios didácticos que le permitan a los estudiantes de la asignatura máquinas de combustión interna afianzar y visualizar los conocimientos teóricos adquiridos sobre el funcionamiento de un motor Diesel; para llenar los vacíos dejados en el transcurso de la asignatura y poder lograr así un aprendizaje integral y significativo.

1.2 ANÁLISIS DEL PROBLEMA

La falta de un banco de pruebas para el estudio y análisis del

funcionamiento de un motor Diesel, no le permiten al estudiante identificar con propiedad su funcionamiento, sus partes, su ensamblaje. Para lograr una correcta identificación se debe comprobar la parte teórica con la práctica, así mismo experimentar y evaluar; todo esto, dará lugar a una asimilación total de los parámetros básicos que rigen un motor Diesel.

De igual forma la carencia de dicho banco no le permite al estudiante saber mediante pruebas cuales son las condiciones más optimas de funcionamiento necesarias para cumplir con los requerimientos exigidos por las organizaciones locales, nacionales e internacionales para la preservación del medio ambiente en lo concerniente a la emisión de gases, política que ha tomado mucha fuerza a final del siglo pasado y principios del siglo XXI.

1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Dentro de las políticas educativas de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar en lo que respecta a la formación integral, uno de sus propósitos es lograr que los

estudiantes adquieran conocimientos teórico-prácticos básicos que les permitan desenvolverse en el campo laboral.

En el caso puntual de los estudiantes de Ingeniería Mecánica, la institución busca que los egresados sean competitivos en lo que respecta al conocimiento de los motores encendidos por compresión.

¿Qué parámetros se deben tener en cuenta para obtener un óptimo funcionamiento de los motores encendidos por compresión?, ¿Qué condiciones y requerimientos se deben analizar para el buen funcionamiento del motor Diesel con respecto a la emisión de gases para la conservación del medio ambiente?.

1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.4.1 Objetivo general. Diseñar y construir un banco didáctico para el estudio y análisis de los parámetros básicos de funcionamiento de un motor encendido por compresión, con el

objeto de que el estudiante desarrolle y afiance sus conocimientos teóricos adquiridos en el área térmica de la Ingeniería Mecánica.

1.4.2 Objetivos específicos.

- * Diseñar y seleccionar los elementos constitutivos del banco de prueba para la medición de consumo de aire, consumo de combustible, medidores de temperatura, medidores de presión y medidor de revoluciones por minuto.
- * Realizar el montaje de los elementos para llevar a cabo la puesta en marcha del banco de pruebas.
- * Implementar el aparato Orsat con el fin de que los estudiantes de la asignatura de motores de combustión interna lleven a cabo un análisis estequiométrico de los gases residuales de la combustión.
- * Elaborar un manual de laboratorio para las prácticas correspondientes a la asignatura Motores de Combustión Interna.

- * Ilustrar con planos y laminas didácticas los elementos constitutivos del banco de pruebas.

1.5 JUSTIFICACIÓN

Actualmente en la facultad de ingeniería mecánica de la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar no se cuenta con un banco de pruebas para el estudio de los motores diesel que cumpla con todo lo necesario para el análisis de los parámetros básicos que lo rigen. Por consiguiente justifica implementar el equipo para lograr desarrollar un aprendizaje significativo en la asignatura de motores de combustión interna.

Por lo tanto la ejecución de este proyecto es necesaria para suplir estas necesidades y contribuir así en la formación integral de los estudiantes de ingeniería mecánica con énfasis en las áreas térmicas.

1.6 METODOLOGÍA

1.6.1 Tipo de investigación. De acuerdo a las características de este proyecto se concluyó que esta investigación es aplicada y experimental, dada sus características y etapas.

Para el desarrollo de este proyecto se siguió la siguiente metodología:

- ☛ Se realizó una inspección al laboratorio de máquinas de combustión interna con el fin de verificar los bancos existentes y tomarlos como base de apoyo para este proyecto.
- ☛ Se realizó consultas bibliográficas y a personas con conocimientos en el tema.
- ☛ Se diseñó y construyó el banco de pruebas para el estudio y análisis de los parámetros básicos que rigen un motor diesel.
- ☛ Se realizaron pruebas en el banco para el estudio y análisis de los parámetros básicos de dicho motor.

🔊 Se realizó un estudio bajo ciertas condiciones para evaluar el funcionamiento del motor diesel.

🔊 Finalmente se hizo un manual de laboratorio que guíe al estudiante de ingeniería mecánica a realizar pruebas con motores de encendido por compresión. Las prácticas a realizar son:

1. Operación del motor.
2. Medición del consumo de aire.
3. Medición del consumo de combustible.
4. Gráfica de la variación de la presión de compresión Vs giro del cigüeñal.
5. Análisis estequiométrico de los gases de la combustión mediante el aparato Orsat.
6. Consumo de aire y consumo de combustible con acelerador totalmente abierto y velocidad variable.
7. Consumo de aire y consumo de combustible a carga variable, velocidad constante y apertura variable del acelerador.

2. GENERALIDADES DEL MOTOR DIESEL

2.1 FUNCIONAMIENTO Y TERMODINÁMICA DEL MOTOR DIESEL CUATRO TIEMPOS.

El ciclo Diesel ideal es cerrado, no hay intercambio de masa con el exterior durante los procesos de admisión y de escape; a diferencia del ciclo real, lo cual es abierto y se realiza un intercambio de masa con sus alrededores durante los procesos de admisión y escape.¹

Para visualizar y entender el funcionamiento de un motor de cuatro tiempos diesel se utilizará la siguiente ayuda:

¹ www.geocities.com/sadocar2/caracteristicas.html

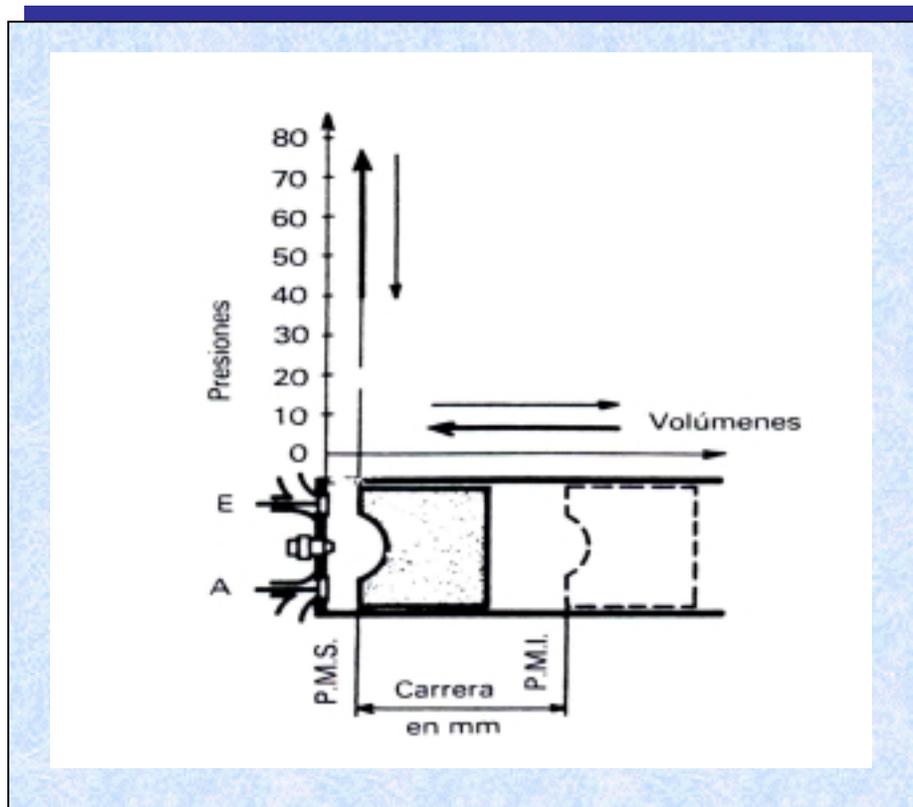


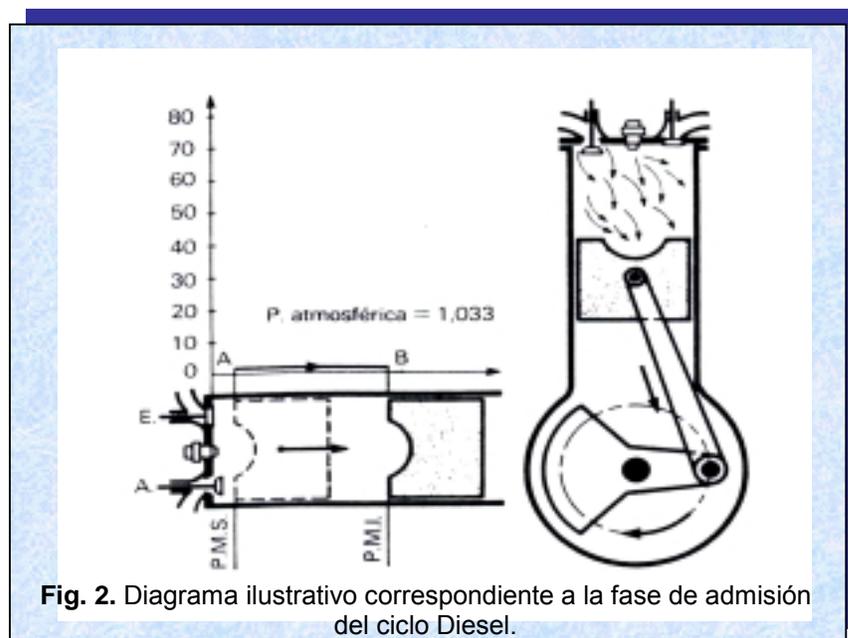
Fig. 1. Diagrama teórico correspondiente a la variación del volumen en el cilindro Vs variación de presión en el interior del cilindro en el ciclo Diesel.

Sobre un eje horizontal se indican los desplazamientos del pistón desde el punto muerto superior (P.M.S) al punto muerto inferior (P.M.I). Estos desplazamientos corresponden a las variaciones del volumen del cilindro. Sobre el eje vertical se indican las variaciones de presión en el interior del cilindro, correspondientes a los desplazamientos del pistón (ver figura 1).

1) FASE DE ADMISIÓN:

Durante la fase de admisión el cilindro se llena de aire. Al comienzo de la misma, la válvula de admisión se abre y el pistón movido por el cigüeñal, que ha recibido la energía necesaria en el ciclo precedente, baja desde el punto muerto superior (P.M.S) al punto muerto inferior (P.M.I), creando una depresión en el cilindro. En estas condiciones, el cilindro se llena de aire que entra por la válvula de admisión.

Se considera que durante la admisión la presión en el interior del cilindro es sensiblemente igual a la atmosférica. En la figura (2) se representa el tiempo de admisión por una recta (AB), paralela al eje horizontal.



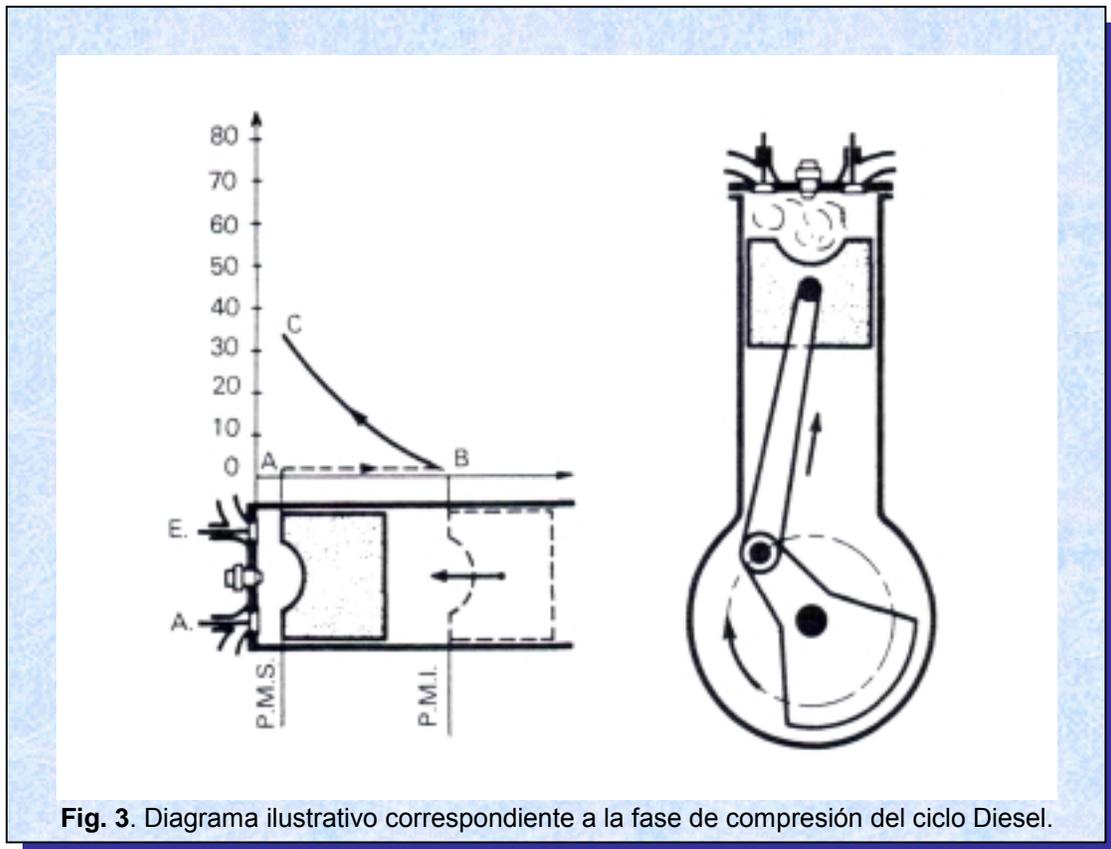
2) FASE DE COMPRESIÓN:

La válvula de admisión se cierra, permaneciendo también así la de escape.

El pistón comienza a subir comprimiendo fuertemente el aire que se encuentra en el interior del cilindro, al final de esta fase el aire ocupa solo el espacio interior de la cámara de combustión.

La temperatura del aire se eleva considerablemente (alrededor de los 700°C) debido a la alta relación de compresión que tienen estos motores. Este calentamiento del aire provocaría una dilatación del mismo, pero como en la cámara de compresión no puede expandirse, sobreviene un aumento de la presión, que puede cifrarse alrededor de 40 bares.

La fuerte presión obtenida al final de la compresión es el resultado, por una parte, de la disminución del volumen del cilindro en razón de la subida del pistón; y por otra, de la fuerte elevación de temperatura del aire contenido en el cilindro. En la figura 3 se representa la fase de compresión por la curva (BC).



En el ciclo ideal (ver figura 6) la compresión se realiza isentrópicamente, mientras que en el ciclo real (figura 7) se produce intercambio de calor entre el fluido y la pared del cilindro, y por lo tanto el proceso no es adiabático; además hay pequeñas fugas de la sustancia de trabajo y el retraso en el cierre de la válvula de admisión provoca una pérdida de fluido por la pipa de admisión.²

3) FASE DE COMBUSTIÓN:

Al final de la fase de compresión, el inyector introduce en la cámara de combustión una cierta cantidad de combustible diesel finamente pulverizado, que al contacto con el aire caliente se inflama espontáneamente. La combustión se realiza a medida que va entrando el combustible diesel en la cámara de combustión, generándose una fuerte presión que empuja al pistón hacia el P.M.I y, durante su desplazamiento, transmite la energía al cigüeñal. Este es el tiempo motor.

En esta fase se pueden distinguir tres etapas:

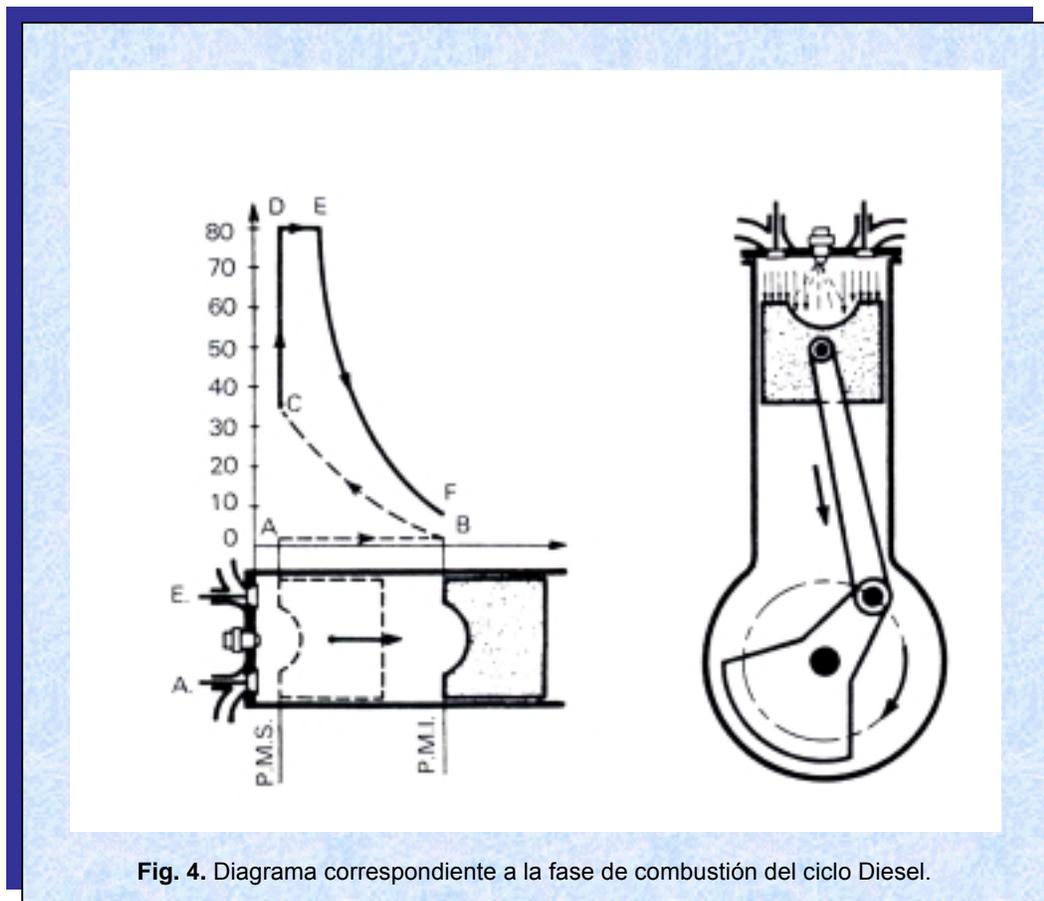
- * **PRIMERA ETAPA:** El comienzo de la combustión es brutal, pues el pistón no ha comenzado todavía a bajar y la mezcla ocupa un espacio muy reducido. Por ello, la presión se representa por la recta (CD) en la figura 4.

- * **SEGUNDA ETAPA:** Seguidamente, el pistón comienza a descender mientras continúa la inyección de combustible y la combustión del mismo. El aumento de volumen debido al descenso del pistón esta compensado por la dilatación de los gases de la combustión, resultando que la presión en el

² *Ibíd.*

cilindro es sensiblemente constante. Esta etapa se representa por la recta (DE) del gráfico de la figura 4.

- * **TERCERA ETAPA:** A partir del punto (E), la combustión cesa mientras el pistón continúa descendiendo, lo que conlleva una disminución de presión en el cilindro, debida al aumento de volumen. En el gráfico se representa esta etapa por la curva (EF). Cuando el pistón llega al P.M.I, todavía queda una cierta presión en el cilindro.



En el ciclo ideal (figura 6) el suministro de calor se realiza a presión constante, mientras que en el ciclo real (figura 7) la combustión se realiza en tales condiciones que la presión varía durante el proceso.

En realidad, una parte de la combustión se lleva a cabo a volumen constante, y la otra parte, a presión constante.

Hay pérdidas de calor hacia el fluido refrigerante, la combustión es incompleta debido a las imperfecciones en la formación de la mezcla, la velocidad media del pistón y la del frente de llama son del mismo orden, esto impide que la combustión ocurra instantáneamente en el PMS.

En el ciclo ideal la expansión se realiza isentrópicamente, mientras que en el ciclo real el elevado gradiente de temperatura entre el fluido y la pared del cilindro no permiten un proceso adiabático, ocurriendo grandes pérdidas de calor.³

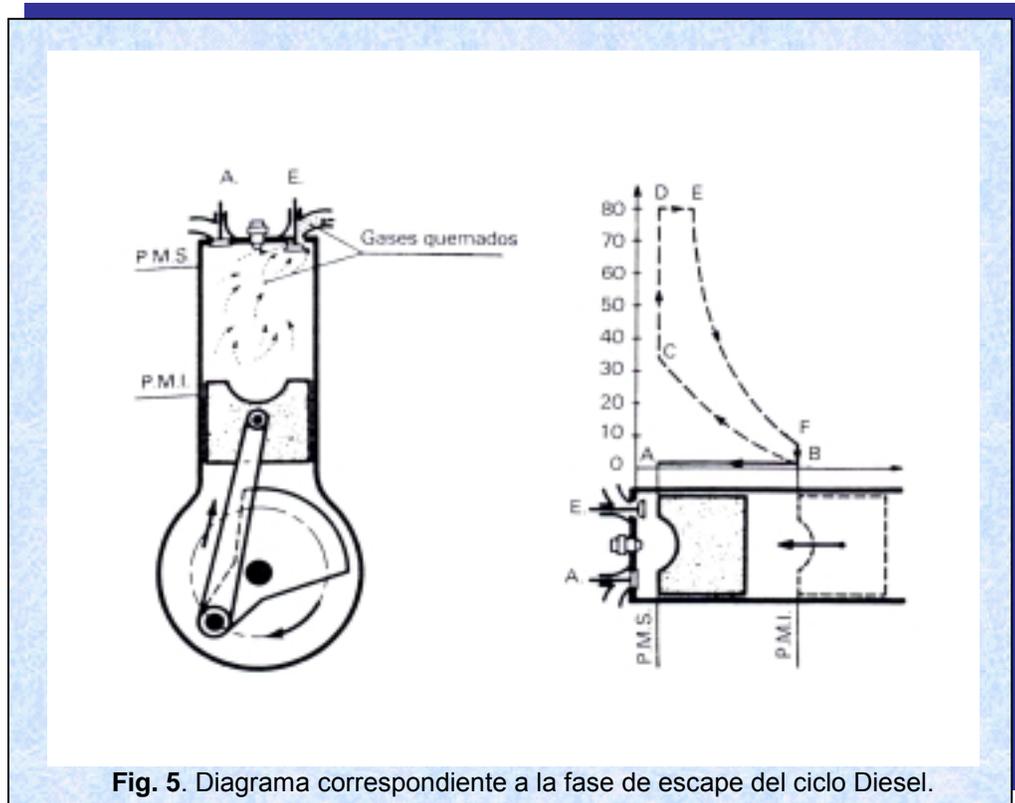
³ *Ibíd.*

4) FASE DE ESCAPE:

Alcanzando el P.M.I, la válvula de escape se abre, luego al subir el pistón hasta el P.M.S., empuja a los gases quemados que se encuentran en el interior del cilindro, haciéndolos salir al exterior por esta válvula (ver figura 5).

El estudio detallado de esta fase permite distinguir en ella dos etapas:

- * **PRIMERA ETAPA:** En el momento de abrirse la válvula de escape, la presión reinante en el interior del cilindro baja instantáneamente hasta igualarse a la atmosférica. Este descenso de presión corresponde a la recta (FB) del gráfico en la figura 5.
- * **SEGUNDA ETAPA:** Durante la subida del pistón, los gases quemados son evacuados por la válvula de escape. Esta etapa está representada por la recta (BA). Cuando el pistón llega al (P.M.S.), la válvula de escape se cierra, abriéndose la de admisión y comenzando nuevamente el ciclo.



En el ciclo ideal (figura 6) el rechazo de calor se realiza a volumen constante, mientras que en el ciclo real (figura 7) el intercambio de masa con los alrededores y la apertura de la válvula de escape antes del PMI provoca pérdidas de calor y de sustancia de trabajo, lo cual no se podría realizar dicho proceso a volumen constante.⁴

⁴ *Ibíd.*

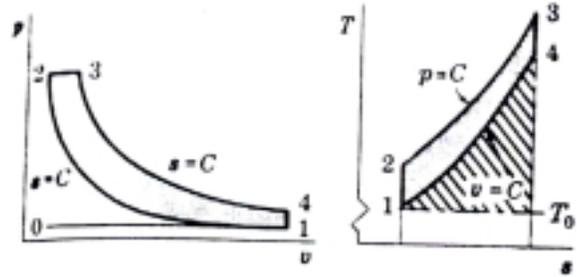


Fig. 6 Ciclo Diesel teórico

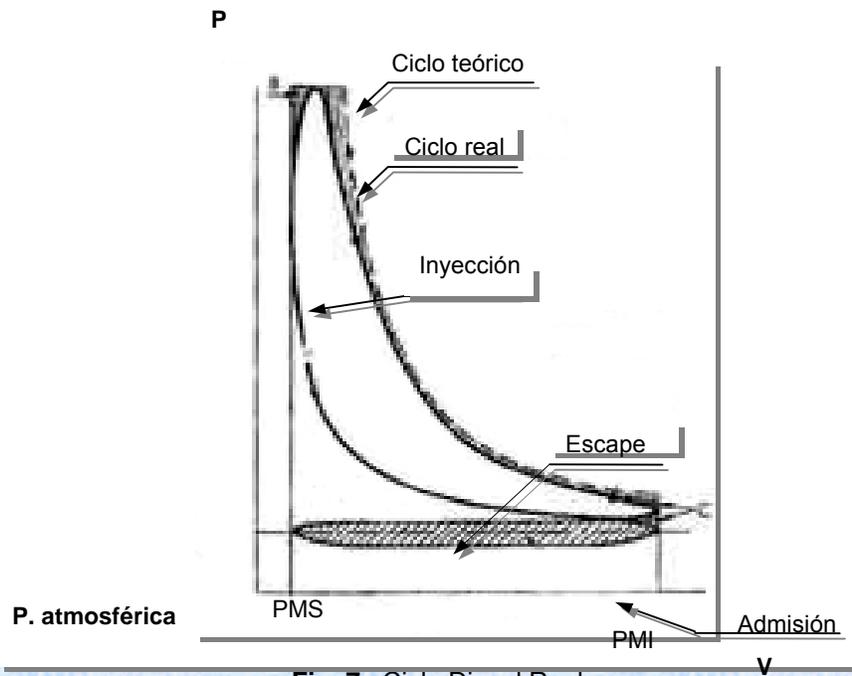


Fig. 7 Ciclo Diesel Real

2.2 CILINDRADA

La cilindrada de un motor es el volumen comprendido entre el punto muerto superior e inferior del recorrido del pistón, multiplicado por el número de cilindros que contenga dicho motor. Se expresa en litros o en centímetros cúbicos (cc).

Para hallar el volumen desplazado por el pistón solo basta conocer el diámetro del pistón (D) y altura entre el P.M.S. y P.M.I. o carrera (L) así:

$$C = \frac{\pi D^2}{4} \times L \times N$$

Donde:

C = cilindrada.

D = diámetro del pistón.

L = carrera del pistón.

N = número de cilindros.

Cuanto mayor sea la cilindrada, mejor puede ser la cantidad de gases admitidos y mayor fuerza (potencia) producirá cada combustión.

2.3 VOLUMEN DE COMPRESIÓN

Es el volumen comprendido entre la parte superior del pistón cuando se encuentra en el punto muerto superior y la parte inferior de la culata (figura 8).

2.4 RELACIÓN DE COMPRESIÓN

Se llama relación de compresión, a la relación existente entre el volumen del cilindro ($V+v$) cuando el pistón se encuentra en el P.M.I. y el volumen de compresión (v), que es el volumen ocupado por los gases cuando el pistón alcanza el P.M.S. (figura 8).

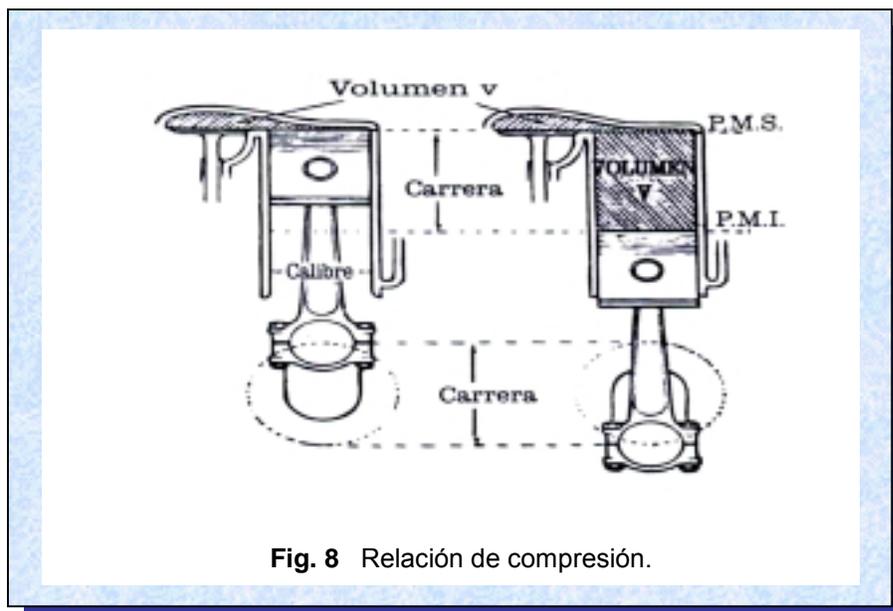


Fig. 8 Relación de compresión.

En la fase de compresión del ciclo Diesel solo se comprime el aire con lo que se elimina el peligro de autoencendido al no comprimir también combustible, aunque se eleve la temperatura ambiente en el cilindro, ya que por mucho que se calienta el aire este solo no arde.

Bajo este punto de vista la compresión en el motor Diesel es ilimitada, pero existen otras poderosas razones que la limitan.

A través del gráfico de la figura 9 se puede ver que el rendimiento del motor aumenta a medida que lo hace la relación de compresión, pero a partir del grado de compresión 15, el aumento del rendimiento no es tan apreciable y la curva se hace más aplanada.

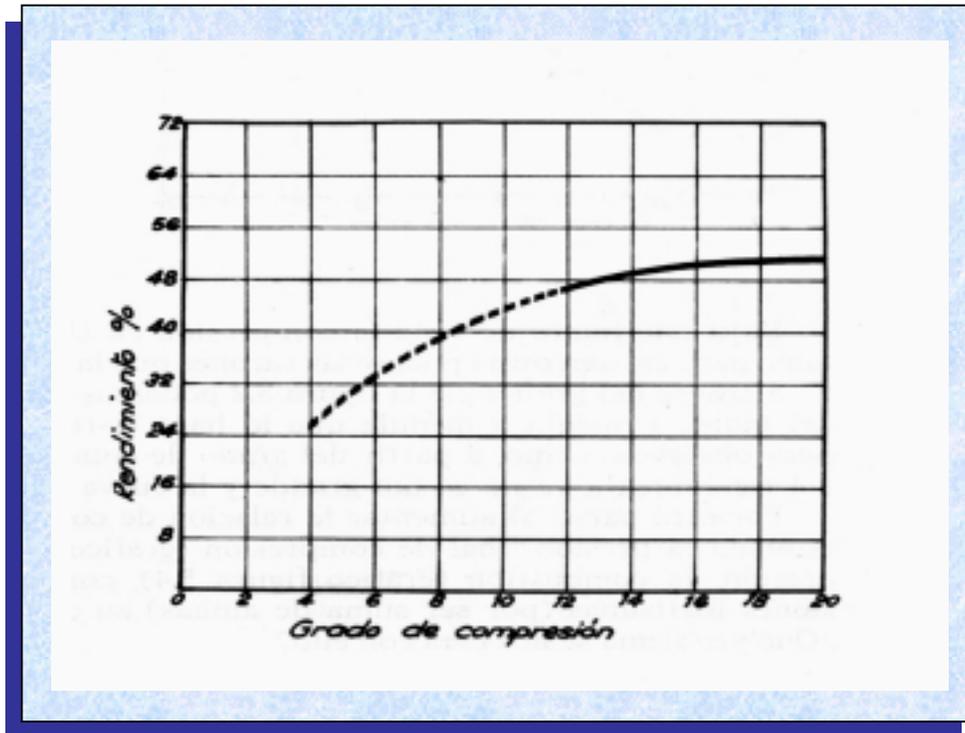


Figura 9. Rendimiento térmico teórico del motor Diesel en función de la relación de compresión

Por otra parte, al aumentar la relación de compresión se aumenta también la presión final de compresión (figura 10) y la presión de combustión (figura 11), generando presiones altísimas en el interior del cilindro, lo que conlleva a construir el motor mucho más robusto, y por lo tanto más pesado y caro, con lo que los rozamientos aumentan y con ellos se pierde la mejora de rendimiento térmico que se había obtenido al aumentar la relación de compresión.

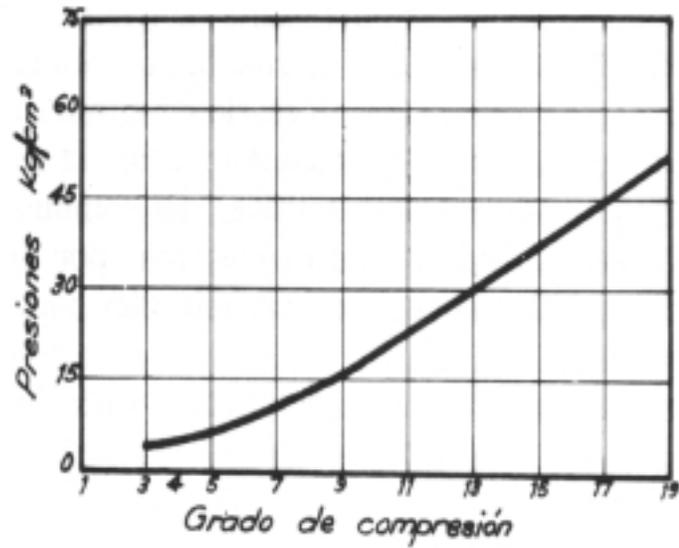


Figura 10. Presiones finales de compresión vs grado de compresión.

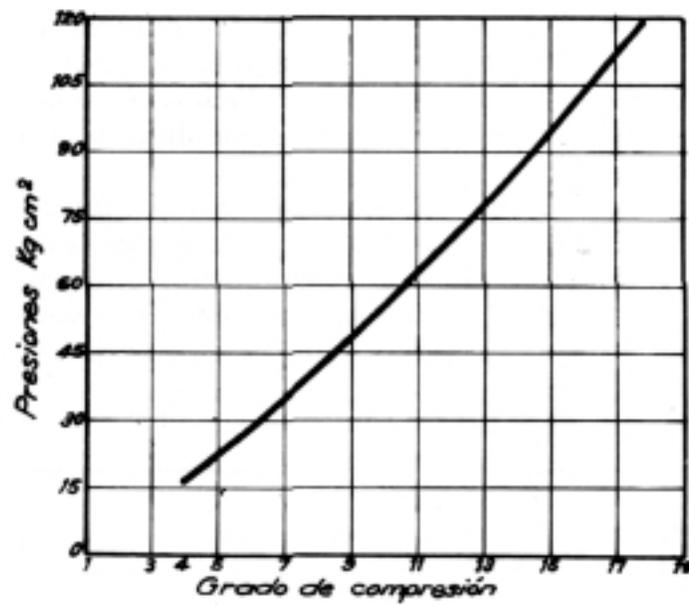


Figura 11. Presiones de combustión vs. grado de compresión.

Además se tiene otro factor que también influye, y es la velocidad de giro del motor, ya que cuanto más rápido es éste mayor debe ser la relación de compresión, debido a las pérdidas de calor durante la compresión y si se comprime poco no se lograría la temperatura. Por esta razón hay motores medianos y grandes, de menos de 750 r.p.m., la relación de compresión oscila entre 13 y 15; en cambio en motores pequeños son necesarios relaciones de compresión entre 14 y 20, siendo en motores muy pequeños hasta 22.

La relación de compresión se define por la siguiente expresión:

$$\sigma = \frac{V + v}{v}$$

donde:

σ = Relación de compresión.

V = Cilindrada.

v = Volumen de la cámara de compresión ó Volumen de compresión.

2.5 CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS Y MECÁNICAS

2.5.1 Potencia. Es la rapidez con la que se realiza un trabajo. La potencia máxima que puede desarrollar un motor depende de diversos factores, de entre los que cabe destacar la relación de compresión y la cilindrada, pues a mayores valores de éstos les corresponden explosiones más potentes y, en consecuencia, mayor fuerza aplicada al pistón. También depende de la carrera, número de cilindros y régimen de giro del motor.

La potencia desarrollada en el interior de los cilindros de un motor, no está aplicada íntegramente al cigüeñal, pues una parte de ella es absorbida por las resistencias pasivas (calor, rozamiento).

Fundamentalmente se pueden distinguir tres clases de potencia: la potencia indicada, la potencia efectiva y la potencia absorbida.

2.5.1.1 Potencia indicada (p_i). Es la potencia total desarrollada en el cilindro por el proceso de combustión del gasoil y el aire y

se mide por la cantidad de calor aprovechado. La potencia indicada P_i es el producto del trabajo desarrollado durante una carrera útil por el número de ellas realizadas en la unidad de tiempo.

Una parte de la potencia indicada es absorbida debido a la fricción o rozamiento que se genera en los cojinetes, émbolos y otras partes mecánicas del motor, además en la inducción de la carga y en la expulsión de los gases de escape.

$$P_i = \frac{W_i}{2} \times \frac{n}{60}$$

donde: P_i = potencia indicada (Watt)

W_i = trabajo desarrollado por vuelta (N* m)

n = revoluciones por minuto (rev / min.)

2.5.1.2 Potencia efectiva (p_e). Es la potencia que realmente suministra un motor o la potencia que se obtiene a la salida del eje del motor, incluyendo la que requieren todas las maquinas auxiliares del motor, tales como la bomba de alimentación y la

bomba de inyección del combustible, compresor del sistema de aire acondicionado, generador eléctrico, entre otros.

El par motor máximo no se obtiene al régimen más alto, sino a una velocidad mucho menor como se observa en la figura 12. Esto se debe a la rápida disminución del rendimiento volumétrico a velocidades elevadas. La potencia de salida por centímetro cúbico (cm^3) aumenta apreciablemente al reducir la carrera y aumentar las R.P.M.

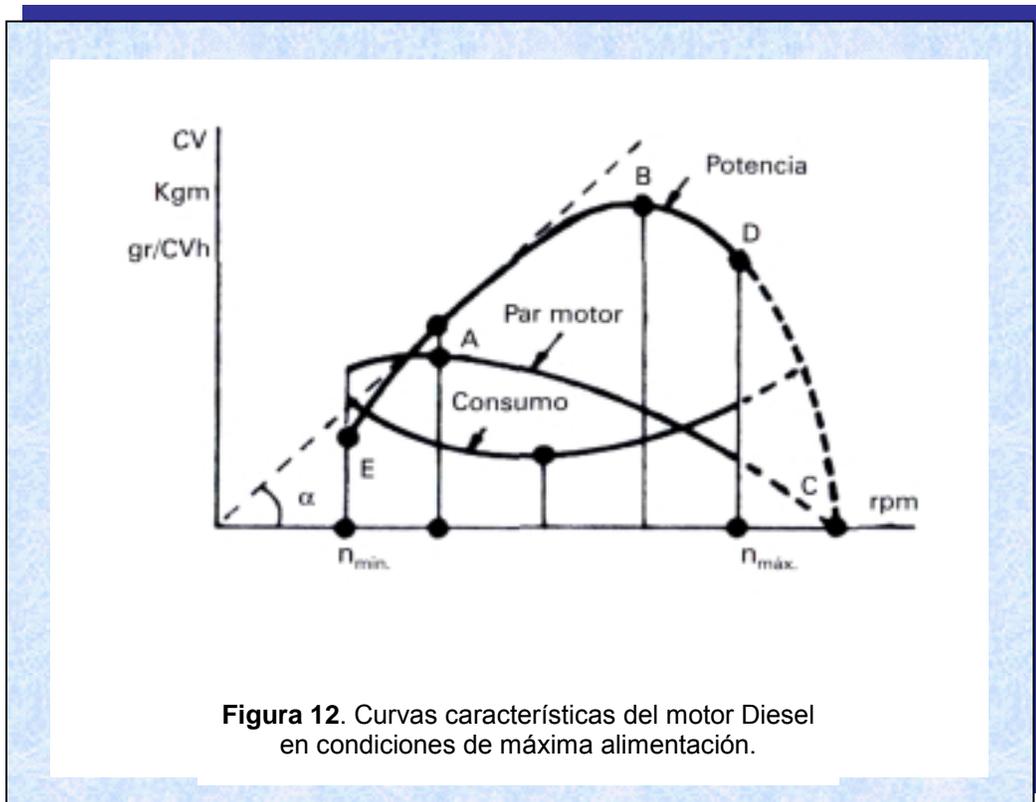


Figura 12. Curvas características del motor Diesel en condiciones de máxima alimentación.

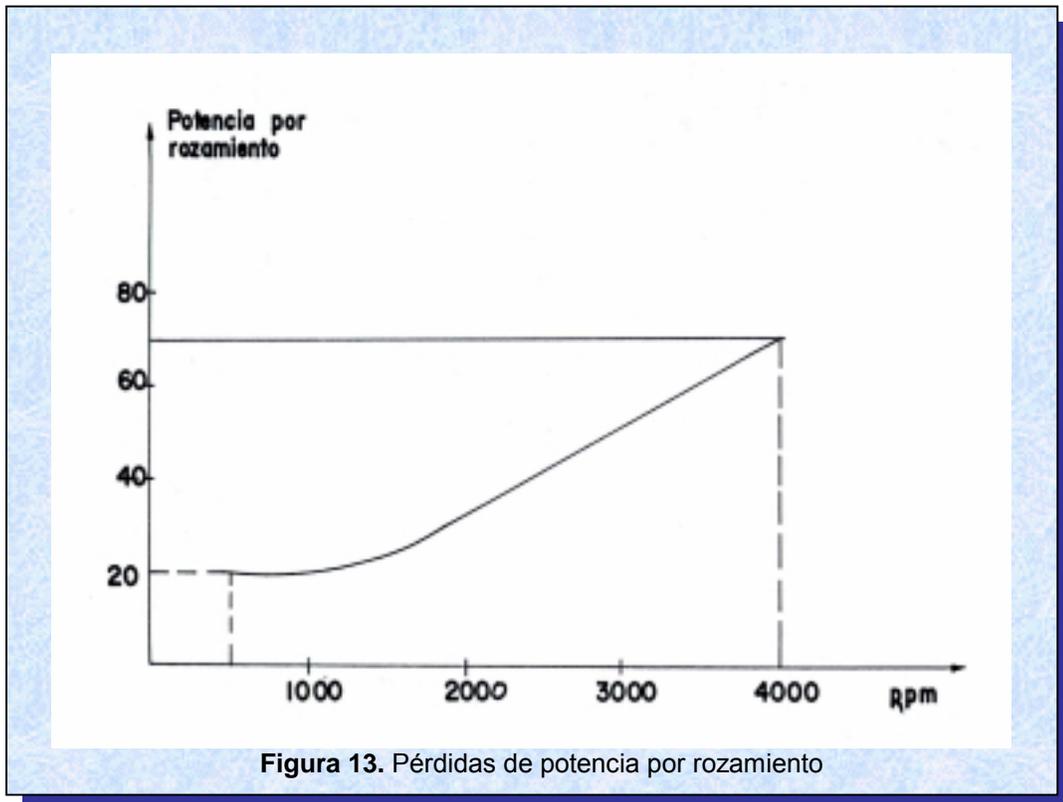
Mientras que el par motor será menor que el máximo a las más elevadas revoluciones del motor, el factor de velocidad se traducirá en potencia, que será máxima o cercana a ella a las más elevadas revoluciones del motor. La potencia efectiva también se conoce con el nombre de potencia al freno.

2.5.1.3 Potencia absorbida o de rozamiento (P_a) La potencia absorbida o de rozamiento es la diferencia entre la potencia indicada y la potencia efectiva.

Parte de la potencia desarrollada por un motor (potencia indicada) es empleada para vencer los rozamientos entre sus partes mecánicas en movimiento, que están lubricadas por películas lubricantes entre dichas partes, además para vencer la fricción en los cojinetes, émbolos y otras partes mecánicas del motor y en la inducción de la carga de aire y en la expulsión de los gases de escape.

Se ha demostrado que las variaciones de las temperaturas del lubricante y del refrigerante afectan apreciablemente a la potencia perdida por rozamiento.

En la figura 13 se observa que al aumentar considerablemente el régimen de funcionamiento del motor, también aumenta la potencia por rozamiento.



Puede obtenerse su valor total midiendo la potencia efectiva y restándola de la potencia indicada, previamente calculada.

$$P_a = P_i - P_e$$

2.5.2 Presión media efectiva (p_m). La presión media efectiva al freno (P_m) se define como la presión teórica constante que imaginariamente se ejerce durante cada carrera de potencia del motor para producir una potencia igual a la del freno.

$$P_m = \frac{(P_e) \times 4500 \times 100X}{D \times N}$$

con $X=2$, para el ciclo de cuatro tiempos:

$$P_m = \frac{(P_e) \times 900000}{D \times N}$$

P_m = presión media efectiva al freno en Kg/cm^2 (lb/in^2).

A = área de la cara del émbolo en cm^2 (in^2).

L = longitud de la cámara en cm (in).

N = r.p.m.

X = número de revoluciones necesarias para cada carrera de potencia producida, por cilindro; 2 para un motor con ciclo de cuatro carreras y 1 para motor de ciclo de dos carreras.

n = número de cilindros (o émbolos) en el motor.

D = desplazamiento total del embolo en cm^3 (in^3).

2.6 RENDIMIENTO EN MOTORES DE ENCENDIDO POR COMPRESIÓN.

2.6.1 Rendimiento mecánico (η_m). El rendimiento mecánico expresa la cantidad mecánica del motor, e incluye el efecto de todas las pérdidas mecánicas, (o sea, la P_a absorbida por el rozamiento) que se interponen entre la potencia indicada P_i y la potencia efectiva P_e .

En la tabla 1 se observan los valores de rendimiento mecánico para diferentes tipos de motores Diesel de cuatro tiempos.

Tabla 1. Rendimiento mecánico para diferentes tipos de motores Diesel de cuatro tiempos.

Motores Diesel de cuatro tiempos		
Motores para camiones y autobuses.	Motores de aviación.	Grandes motores fijos y marinos.
78-86	80-90	82-92

Fuente: Manual del Ing. Mecánico Hütte. Pág 728.

Analíticamente se define como la relación entre la potencia producida por el motor (P_e) y la potencia total desarrollada dentro de él (P_i).

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_i - P_a}{P_i} = 1 - \frac{P_a}{P_i}$$

2.6.2 Rendimiento térmico (η_t). El rendimiento térmico o teórico viene dado por la parte de energía suministrada por el combustible que se convierte en el motor en trabajo de salida en el eje.

Es el cociente entre el trabajo neto obtenido y la energía suministrada. El calor suministrado por la combustión a presión constante es,

$$Q_H = C_p(T_3 - T_2) \text{ (Kcal / Kg) .}$$

El calor rechazado a volumen constante es,

$$Q_R = C_v(T_4 - T_1) \text{ (Kcal / Kg)}$$

T_1 = Temperatura de admisión a condiciones atmosféricas en °C.

T_2 = Temperatura de la mezcla comprimida en °C.

T_3 = Temperatura de combustión en °C.

T_4 = Temperatura de los gases de escape en °C.

C_p = Calor específico de la mezcla a presión constante.

C_v = Calor específico de la mezcla a volumen constante.

El trabajo neto es igual a la sumatoria de los calores.

$$W_n = Q_H - Q_R$$

O sea, el rendimiento térmico es,

$$\eta_t = \frac{\text{Trabajo neto}}{\text{Calor suministrado}} = \frac{Q_H - Q_R}{Q_H} = 1 - \frac{Q_R}{Q_H}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)}$$

Utilizando la relación T-V para un proceso isentrópico 1-2.

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

Donde $r_k = \frac{V_1}{V_2}$ Llamada relación de Compresión.

Utilizando la relación T-V para un proceso isobárico 2-3.

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2}$$

$$T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2} \right) = T_1 r_k^{K-1} r_c$$

Donde $r_c = \frac{V_3}{V_2}$ Llamada relación de Volúmenes a presión constante.

Utilizando la relación T-V para un proceso isentrópico 3-4

$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^{K-1} = T_3 \left(\frac{V_2 r_c}{V_1} \right)^{K-1} = T_1 r_k^{K-1} r_c \left(\frac{r_c V_2}{V_1} \right)^{K-1} = T_1 r_c^K$$

El rendimiento térmico del ciclo teórico en función de la relación de compresión y la relación de volúmenes a presión cte. es,⁵

⁵ www.upcnet.upc.es/~opu/ciclos_teoricos/ciclos_teoricos_4.htm

$$\eta_t = 1 - \frac{C_V(T_1 r_c^K - T_1)}{C_P(T_1 r_K^{K-1} r_c - T_1 r_K^{K-1})} = 1 - \frac{C_V(r_c^K - 1)}{C_P r_K^{K-1}(r_c - 1)} = 1 - \frac{1}{r_K^{K-1}} \left[\frac{r_c^K - 1}{k(r_c - 1)} \right]$$

Al Analizar la ecuación anterior se observa que el término en el paréntesis rectangular siempre es mayor que la unidad.

Teniendo como referencia el rendimiento térmico del ciclo Otto que es igual a:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{r_K^{K-1}}$$

Concluimos que el rendimiento térmico del ciclo Diesel es menor que el rendimiento térmico del ciclo Otto, cuando se hace la comparación con la misma relación de expansión y para el mismo medio motriz; además que mientras el rendimiento del ciclo Otto es independiente de la carga el del ciclo Diesel aumenta progresivamente a medida que la carga disminuye, es más llegaría a ser igual al del ciclo Otto en el límite donde la carga tienda a cero.

2.7 CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE.

El consumo específico de combustible es un parámetro comparativo que muestra con cuanta eficiencia convierte un motor el combustible en trabajo.

Se define como la cantidad de combustible que consume un motor por hora para producir o generar la potencia efectiva P_e .

El medio más eficaz para disminuir el consumo específico de combustible, además de la regulación adecuada de la proporción de mezcla, es el aumento de la compresión.

Por eso, en general, se elige una compresión lo mayor posible, dentro de los límites impuestos por el retardo a la inflamación y al picado.

La disminución en el consumo específico de combustible al crecer la compresión, debe atribuirse al mejor rendimiento del ciclo de trabajo.

El consumo específico de combustible mejora cuando se eleva la temperatura de los gases.

Se define por la siguiente ecuación:

$$\text{Combustible usado por hora (hr)} = \frac{60m}{t}$$

$$\text{Combustible usado por Watt-hr} = \frac{60m}{(P_e) t}$$

Siendo: m = masa del combustible consumido en Kilogramos (Kg.)

t = Tiempo que tarda el combustible en consumirse en minutos (min.)

P_e = Potencia efectiva en vatios (Watt).

2.8 CONSUMO ESPECIFICO DE AIRE.

Es un parámetro que muestra cuantos Kilogramos de aire entran en el cilindro del motor por hora para producir o generar la potencia efectiva P_e .

Los motores diesel trabajan a la máxima potencia con un exceso de aire del 10 al 15%.

El consumo específico de aire está definido por:

$$\text{Aire usado por Watt-hr} = \frac{60m}{(P_e)t}$$

Donde:

m = masa de aire consumido en Kilogramos (Kg)

t = tiempo en minutos (min.)

P_e = Potencia efectiva en vatios (Watt)

2.9 RELACIÓN AIRE-COMBUSTIBLE

Es una relación de masas, muestra las porciones relativas de aire y combustible en la cámara de combustión para producir una combustión completa. Por tanto:

$$\text{relación aire - combustible} = \frac{\text{Kg de aire en el tiempo } t}{\text{Kg de combustible en el tiempo } t}$$

2.10 RENDIMIENTO VOLUMETRICO (η_v).

El rendimiento volumétrico mide la resistencia ofrecida por el motor al flujo de aire o de la carga al entrar en el motor.

Se define como la relación de la masa real de aire inducida por el motor en la cámara de admisión entre la masa teórica de aire que debiera introducirse llenando el volumen de desplazamiento del émbolo con aire a la temperatura y presión atmosféricas.

La temperatura de funcionamiento del motor y la del ambiente influyen en el rendimiento volumétrico, pues cuanto más elevadas sean, más se dilata el gas que llega al cilindro, reduciéndose la cantidad que puede penetrar.

El rendimiento volumétrico se define por la siguiente relación:

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_t}$$

Donde: m_a = masa real de aire inducida por carrera de admisión en Kg.

m_t = masa teórica de aire para llenar el volumen de desplazamiento bajo condiciones atmosféricas en Kg.

2.11 COMBUSTIBLES PARA MOTORES DIESEL.

La calidad apropiada del combustible usado en un motor diesel, se traduce en beneficios que pueden sintetizarse en: fácil arranque en frío, limpieza en el sistema de combustible, buena

atomización, ausencia de depósitos y barros, menores gastos de mantenimiento, economía en la operación, etc.

Los combustibles poseen una serie de características íntimamente relacionadas entre sí, las cuales dependen del tipo y tamaño de las moléculas de los hidrocarburos constituyentes de los mismos.

Entre las características más importantes de un combustible diesel se pueden encontrar:

❖ **NÚMERO CETANO:**

Es una medida de la calidad de ignición de un combustible o facilidad de auto ignición bajo las condiciones de presión y temperatura reinantes e el interior del cilindro de un motor diesel.

Entre el momento de la ignición del combustible y la iniciación de la combustión, transcurre una determinada fracción de tiempo,

durante la cual el combustible atomizado se vaporiza gracias al calor cedido por el aire comprimido, y en ese estado se inflama.

Este período de tiempo, entre la inyección y la iniciación de la combustión, se conoce como “retardo a la ignición”.

Cuanto más alto es el número de cetano, menor será el retardo a la ignición, y menor la cantidad combustible en la cámara de combustión cuando el mismo se encienda.

El uso de un combustible con un N.C más bajo que el apropiado para un determinado motor, provocará rangos más altos de incrementos de presión; lo que tendería a producir combustiones ruidosas (golpeteo diesel). Esto se traducirá en daños mecánicos y disminución de la eficiencia del motor.

❖ **INDICE CETANO:**

La determinación del número cetano por medio de ensayos de motor es largo y requiere equipos especiales que son costosos, por lo tanto se emplean métodos alternativos para estimarlo por cálculo.

Uno de los métodos más usados está basado en la fórmula del índice cetano calculado, que se obtiene a partir de la densidad a 15 °C y del punto medio de ebullición del combustible.

Debido a que el empleo de la fórmula es complicado se utiliza un gráfico para la determinación del índice cetano calculado según norma ASTM D-976.

❖ **CURVA DE DESTILACIÓN:**

La facilidad de arranque en frío, la economía de operación y la potencia obtenible en régimen de altas cargas, son características de funcionamiento que dependen de la curva de destilación del combustible utilizado o en otras palabras de su volatilidad a distintas temperaturas.

La curva de destilación es determinada por medio de un procedimiento en el cual se destila una muestra de combustible y se registran las temperaturas de evaporación correspondientes a porcentajes de volúmenes fijados.

Los requerimientos de volatilidad dependen del diseño y tamaño del motor y de las condiciones de operación, tales como carga, velocidad y factores climáticos.

❖ **VISCOSIDAD:**

La viscosidad puede ser definida como la medida de la resistencia de un líquido a fluir.

La viscosidad de los combustibles diesel es fundamentalmente importante, debido a sus efectos en el manejo del combustible por la bomba y por el sistema de inyección, y además ejerce una gran influencia sobre la forma de la pulverización en el interior de la cámara de combustión.

Una alta viscosidad puede causar pobre atomización formando grandes gotas, y por lo tanto, el combustible no quemará totalmente. Además se producirá una alta penetración, pudiendo chocar la corriente de combustible contra las paredes del cilindro lavando la película de lubricante, y provocando la dilución del aceite del cárter. Esta condición contribuye a un excesivo desgaste de las piezas del motor.

Si el combustible posee una viscosidad muy baja la pulverización será demasiado débil no teniendo buena penetración, produciendo una mala combustión con la consiguiente pérdida de potencia del motor, dilución del aceite del cárter y formación de humo en el escape. Además se incrementará el desgaste en los componentes del sistema de combustible pues la propiedad lubricante del combustible disminuye debido a su baja viscosidad.

❖ PUNTO DE ENTURBIAMIENTO Y ESCURRIMIENTO:

El punto de enturbiamiento es la temperatura a la cual se comienza a formar cristales de parafina muchos de los cuales se sedimentan y los más finos originan cierta turbidez en el combustible.

La temperatura o punto de enturbiamiento dependerá del origen, tipo y rango de destilación del combustible.

La temperatura o punto de escurrimiento es aproximadamente la temperatura a la cual un combustible deja fluir por gravedad. La temperatura de enturbiamiento y la temperatura de escurrimiento

no se pueden tomar como indicativos del comportamiento de combustible a bajas temperaturas; pues esta dependerá del diseño, disposición y diámetro de las tuberías de combustible, maya del filtro.

❖ PUNTO DE INFLAMACIÓN

El punto de inflamación de un combustible es la temperatura a la cual deberá calentarse para que se produzca una mezcla aire-vapor sobre el líquido, y que en presencia de una llama se inflame.

❖ PESO ESPECÍFICO:

El peso específico es el peso de la unidad de volumen, que generalmente se determina a 15°C.

Si bien este valor no influye en la calidad del combustible, da una idea del poder calorífico del mismo.

Un combustible de bajo poder calorífico brinda menor calor en la combustión y por lo tanto menor potencia, que la misma cantidad

de combustible con un poder calorífico mayor.

❖ **CONTENIDO DE AZUFRE:**

El azufre puede provocar desgaste debido a la naturaleza corrosiva de los productos resultantes de su combustión, e incrementar la cantidad de depósitos en la cámara de combustión y pistones.

El contenido de azufre en un combustible diesel depende del tipo de petróleo crudo usado en su elaboración y los métodos de refinación.

El azufre del combustible es medido tanto sobre la base de su cantidad como de su corrosividad potencial. La determinación cuantitativa es una indicación de la tendencia corrosiva de los productos de su combustión, en tanto que la corrosividad potencial indica la corrosión que se pueda anticipar por el combustible aún sin quemar, particularmente en el sistema de inyección.

2.11.1 Poder de encendido del combustible diesel. En los motores Diesel, desde el momento en que comienza la inyección de combustible en el cilindro, hasta que se produce su combustión, transcurre un cierto tiempo llamado “retardo a la inflamación”, de manera que cuanto mayor sea éste, más cantidad de combustible se almacena para inflamarse de golpe, lo que causa un gradiente de presión tan fuerte, que produce un golpeteo característico de estos motores.

La calidad de un gasóleo es tanto mejor, cuanto menor es el retardo a la inflamación. Si éste es muy pequeño, se dice que el combustible posee un buen poder de encendido, el cual es función de sus características, tales como la viscosidad, el calor específico, etc.

La medida del poder de encendido viene dada por el número de cetano (NC). El gasóleo normal tiene un número de cetano comprendido entre 40 y 70.

La resistencia al picado y el poder de encendido de los combustibles se desarrolla en sentido opuesto. Un suficiente

poder de encendido del gasóleo, es la condición previa para una combustión normal y antidetonante en el motor Diesel. La detonación se produce aquí cuando el poder de encendido del combustible es inferior al requerido por el motor.

2.11.2 Efectos de la calidad del combustible.

- Golpeteo Diesel: la utilización de un combustible de escasa calidad de encendido produce un fuerte golpeteo Diesel, un funcionamiento accidentado y un fuerte impacto sobre los pistones y los cojinetes.

- Sedimentos en el motor: cuando se utiliza un combustible de escasa calidad de encendido, los sedimentos en el sistema de combustible, en las cámaras de combustión, en los segmentos, en los alrededores del pistón y en los filtros, son excesivos; provocando desgastes y taponamientos.

Los sedimentos consisten generalmente en materiales carbonosos, tierra, polvos, herrumbre, metales u otras materias inorgánicas.

Las causas que originan su presencia podrán ser:

Prácticas incorrectas de manipuleo; suciedad llevada con el aire que se introduce en los tanques de almacenaje y en el del vehículo, como consecuencia de las fluctuaciones de la temperatura ambiente; la propia oxidación del combustible, ya que todo combustible con el transcurso del tiempo sufre un proceso natural de oxidación que va acompañado por la formación de pequeñas cantidades de sedimentos.

- **Arranque:** Cuando más alta es la calidad del combustible utilizado, menor resulta la temperatura de arranque eficaz. La utilización de un combustible de menor calidad de encendido produce un arranque más difícil y períodos mas largos de calentamiento, durante los cuales el motor produce humo blanco de escape.

- **Olor y humos:** Si el motor está en buenas condiciones, un combustible de alta calidad de encendido reduce los gases, olores y humos al mínimo, mientras que la baja calidad del combustible agrava estos problemas.

2.12 CLASIFICACIÓN DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL.

La ASTM clasifica los combustibles diesel en tres grados:

NÚMERO 1-D: Un fuel-oil destilado volátil para motores con requisitos de servicio de frecuentes cambios de velocidad y carga.

NÚMERO 2-D: Un fuel oil destilado, de volatilidad mas baja que el 1-D, para motores en servicios industrial y pesado. Este combustible puede contener componentes de primera destilación y/o de cracking.

NÚMERO 4-D: Un fuel oil para motores de velocidades bajas y medias. Este combustible puede estar compuesto de productos de primera destilación o de cracking con algunos productos residuales.

2.13 COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL.

En los motores Diesel la energía se obtiene por la combustión del gasóleo al introducirlo en el cilindro finamente pulverizado, directamente en la cámara de combustión, en el momento que se encuentra llena de aire fuertemente comprimido y caliente.

Tan pronto como las gotas de combustible frío entran en contacto con el aire caliente, comienza a elevarse su temperatura y se forma una capa de vapor alrededor de cada una de las gotas. El aire de alrededor, que se enfriado, tiende a recuperar su temperatura tomando calor de la masa de aire comprimido, transmitiéndose nuevamente este calor a la gota de combustible, que de esta manera sigue calentándose hasta alcanzar la temperatura de inflamación. Cuando esto sucede, comienza la combustión y el calor que ahora se produce, es transmitido a toda la masa de aire y al combustible que hasta ahora se ha inyectado, evaporándose por completo y produciéndose su inflamación (Fig.14).

De esta manera, la combustión puede iniciarse en cualquier punto en que las condiciones sean aptas, es decir, donde la

temperatura del aire sobrepase a la de inflamación espontánea del combustible.

El tiempo durante el cual se evapora el combustible y se quema depende de tres factores:

- ☀ La diferencia entre las temperaturas del aire y la de autoencendido del combustible. Si la primera es mucho más alta que la segunda, el combustible se evapora y se enciende mucho más rápidamente.
- ☀ La presión en la cámara de combustión, ya que cuanto mayor sea, más íntimo es el contacto entre el combustible frío y el aire caliente y, en consecuencia, mayor es la cantidad de calor intercambiada entre ellos, produciéndose una evaporación y encendido más rápidos.
- ☀ El tamaño de las partículas de combustible. Si pudiera ser pulverizado en partículas finísimas, la evaporación necesaria para lograr la combustión sería prácticamente nula y la combustión podría comenzar casi inmediatamente.

En los motores Diesel, la fuerza con que es empujado el pistón hacia el P.M.I. en el tiempo motor es tanto mayor, cuanto más cantidad de combustible se inyecte en el cilindro, lo cual está controlado por el pedal del acelerador. Cuando éste está suelto, se inyecta solamente la cantidad de gasóleo necesaria para el funcionamiento del motor a ralentí y, al pisar el acelerador a fondo, entra en el cilindro la máxima cantidad de gasóleo que pueda quemarse con el oxígeno del aire que hay en el cilindro.

Para que la combustión se realice de manera satisfactoria, es necesario que la inyección del gasóleo cumpla ciertas condiciones, de entre las cuales puede citarse que el combustible debe inyectarse finamente pulverizado, con el fin de mezclarse íntimamente con el aire que en ese momento tiene una temperatura superior a la de inflamación del combustible.

ESQUEMA DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN EL MOTOR

DIESEL

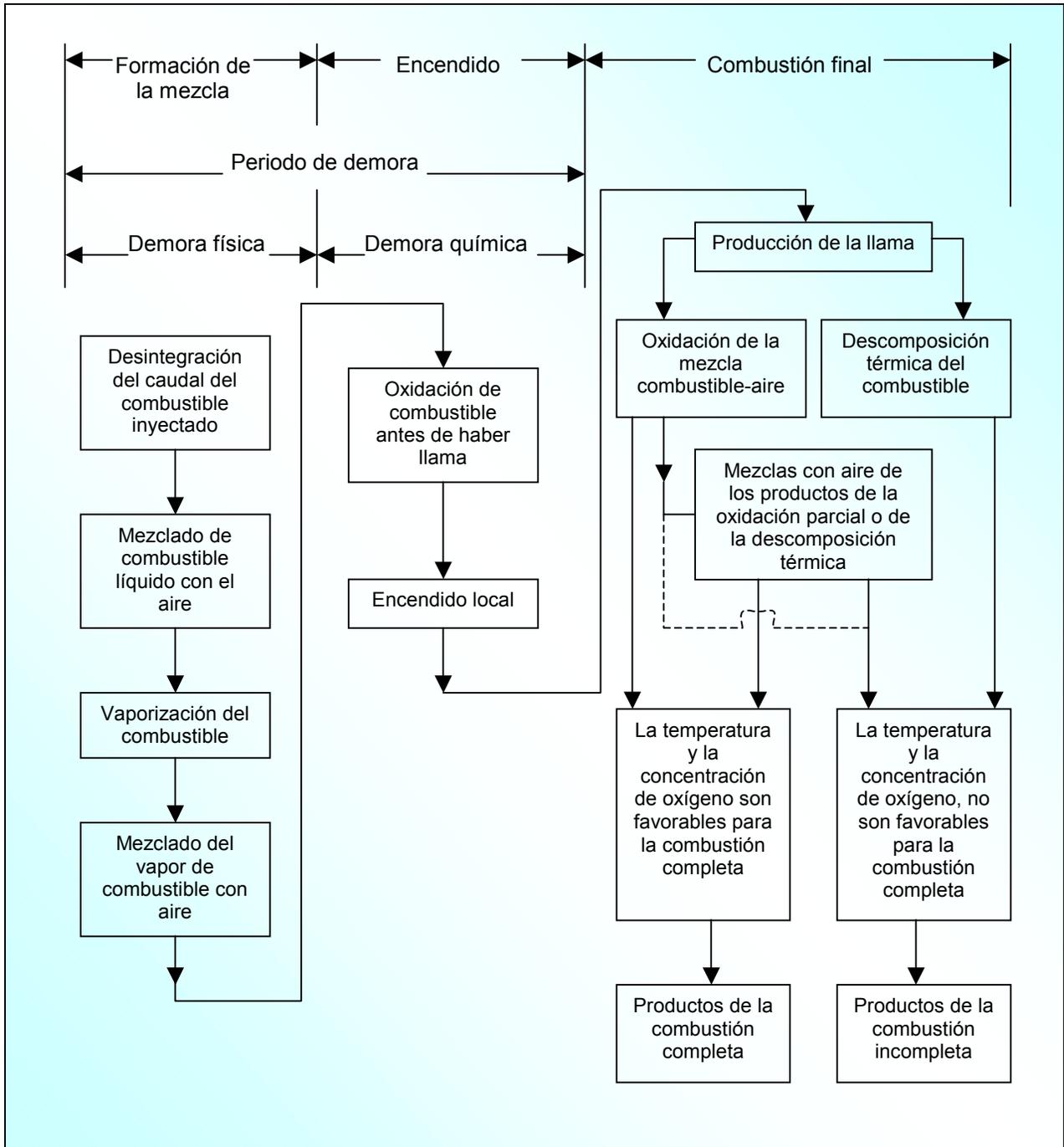


Figura 14. Esquema del proceso de combustión en el motor Diesel

2.13.1 Fases de la combustión. La combustión del gasóleo se realiza en tres fases:

☛ **Primera fase:** en ella comienza el gasóleo a entrar en la cámara de combustión. las gotas están a baja temperatura y se mezclan con el aire, al contacto con el cual se calienta.

☛ **Segunda fase:** durante el calentamiento de las primeras gotas, continua entrando más gasóleo en la cámara de combustión. Cuando las primeras gotas han alcanzado la temperatura de inflamación espontánea, se queman, y la elevación de temperatura obtenida entonces es lo que desencadena el encendido de todo el combustible acumulado en la cámara hasta ese momento. Esta fase se conoce con el nombre de combustión incontrolada y se produce normalmente entre unos grados antes y después del P.M.S..

☛ **Tercera fase:** cuando ha finalizado el período de combustión incontrolada, el combustible se va quemando a medida que va siendo inyectado en la cámara de combustión. La correcta

dosificación del combustible inyectado proporciona un preciso control de la presión en el cilindro. En este período llamado de combustión controlada está asegurada la inmediata combustión a medida que el combustible va siendo inyectado, gracias a la presión y al calor que se genera durante el período de combustión incontrolada.

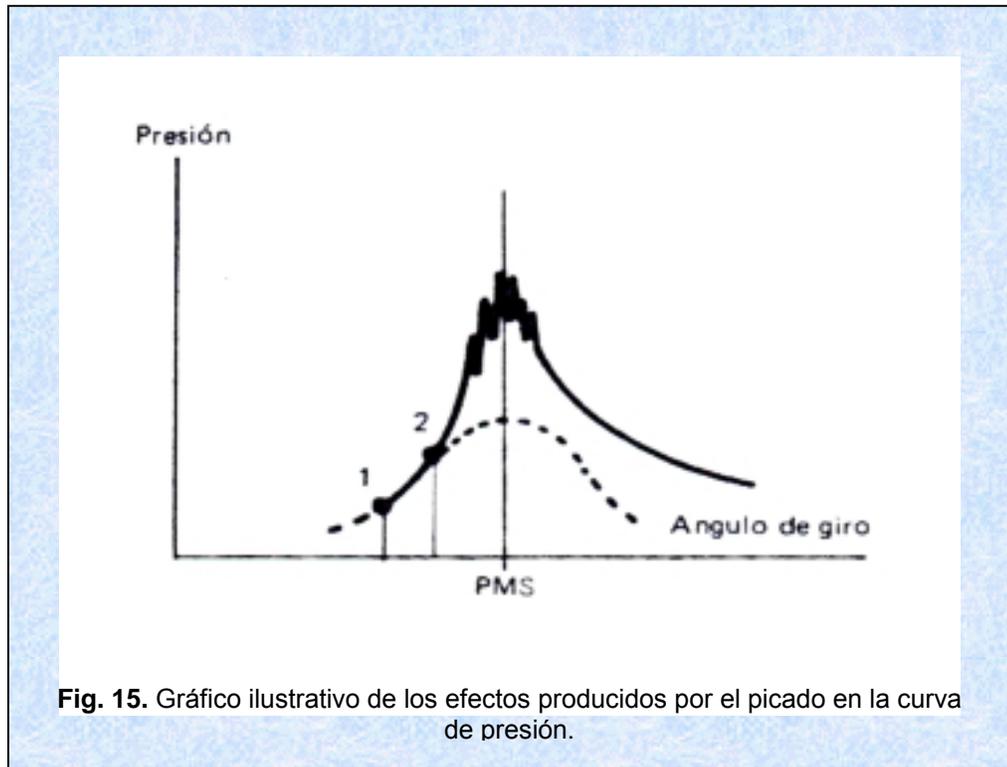
2.14 RETARDO A LA INFLAMACIÓN.

El retardo a la inflamación en los motores Diesel produce un picado característico que ocurre al principio de la combustión. La magnitud del picado aumenta considerablemente a medida que lo hace el retardo a la inflamación.

El repentino aumento de la presión durante el período de combustión incontrolada produce una onda de impacto que se transmite a través de la cámara de combustión. Cuando esta onda choca contra el metal de la culata, o de la cabeza del pistón, se oye un golpeteo metálico característico que se conoce como golpeteo Diesel o picado.

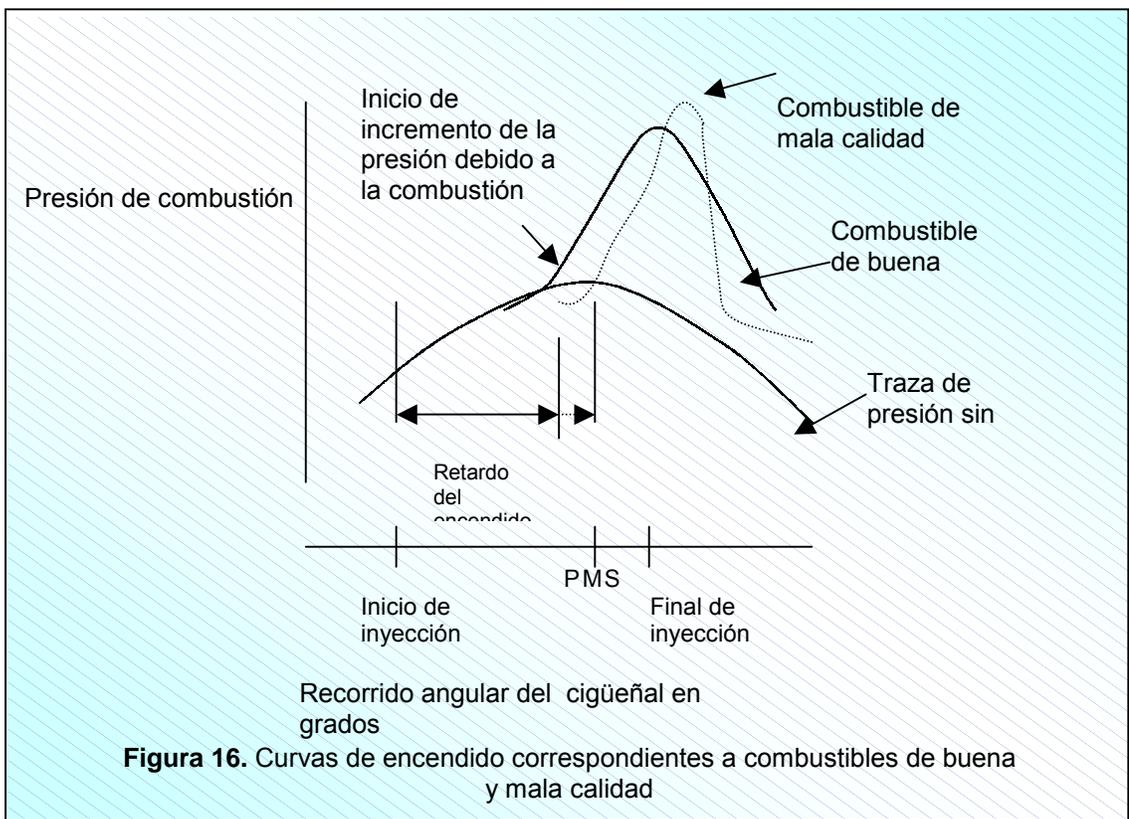
En el gráfico de la figura 15 pueden verse los efectos producidos por el picado en la curva de presión que se desarrolla en la combustión, cuando el retardo a la inflamación es considerable. En estas condiciones, el tiempo de la primera fase (1-2) ha aumentado, acumulándose en la cámara gran cantidad de combustible, de manera que en el inicio de la inflamación (punto 2) se produce un fuerte gradiente de presión, al que corresponde un funcionamiento rudo del motor. Cuando el retardo es muy grande, se enciende a la vez gran cantidad de combustible, que la presión sube de manera casi instantánea, produciéndose importantes variaciones de la misma y violentas vibraciones en la masa del gas, que son propias de la detonación.

Para reducir la tendencia a la detonación, es necesario que la combustión se inicie con el menor intervalo posible de tiempo con respecto al comienzo de la inyección, para impedir que se acumule en la cámara una cantidad excesiva de combustible, antes de que se inicie la combustión.



El retardo a la inflamación depende en gran medida de la calidad del combustible utilizado. El NC nos da la medida del retardo, que es tanto menor, cuanto mayor sea el NC. Mientras mayor sea el NC, mejor es el rendimiento del motor Diesel. La figura 16

muestra curvas de encendido correspondientes a combustibles de buena y mala calidad.



Independientemente de esta cualidad hay otras variables que influyen sobre el retardo a la inflamación.

2.14.1. Variables que influyen sobre el retardo a la inflamación.

- **Pulverización:** es importante conseguir que el combustible inyectado en la cámara de combustión forme pequeñas gotas y gran cantidad de ellas, lo cual se consigue con una presión de inyección adecuada y un inyector capaz de pulverizar convenientemente el combustible. Cuanto menor sea la masa de las gotas inyectadas, menos tiempo transcurre hasta que alcanzan la temperatura de inflamación, reduciéndose el retardo a la inflamación.
- **Turbulencia:** una buena combustión se realiza cuando cada gota del combustible inyectado encuentra suficiente cantidad de aire para combinarse con el oxígeno. Con una eficaz turbulencia y un exceso de aire en la cámara, aumentan las posibilidades de que esto no ocurra. Al subir el régimen de giro del motor crece la turbulencia; pero con ello se incrementa la pérdida de calor a través de las paredes de la cámara de combustión, descendiendo la temperatura, lo que a su vez propicia un retardo a la inflamación. Por ello, el aumento de la turbulencia debe ser tal, que la disminución consiguiente de la temperatura no sea excesiva.
- **Relación de compresión:** el aumento de la relación de compresión de un motor supone que la presión y la temperatura del aire comprimido en la cámara aumenten, con

lo que se consigue una inflamación más rápida del combustible, pues si la diferencia de temperatura entre éste a su entrada en la cámara y el aire es grande, el tiempo que tarda el combustible en alcanzar su temperatura de inflamación espontánea disminuye y, por tanto, decrece el retardo a la inflamación.

- **Temperatura:** el mismo efecto anterior puede lograrse aumentando la temperatura del aire de admisión, o bien disminuyendo la cesión de calor al sistema de refrigeración. Con ello se consigue finamente que la temperatura al final de la compresión sea mayor, con lo que se va disminuyendo el retardo a la inflamación, como ya se dijo.

2.15 LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN EN LOS MOTORES DIESEL.

La cámara de combustión es la parte del motor donde se quema la carga de combustible. En algunos motores Diesel la cámara de combustión se forma en la culata, mientras que en otros se emplaza en la cabeza del pistón. Independientemente de donde esté ubicada, la cámara de combustión debe diseñarse para ser capaz de producir una turbulencia máxima, no solo durante la

inyección, sino también durante la combustión; Lo cual va a permitir homogeneizar la mezcla y aumentar la velocidad de llama respectivamente. De esta manera se logrará una combustión completa, eficaz y soportable para los órganos mecánicos del motor.

2.15.1. Tipos diferentes de cámaras de combustión. En los motores actuales son utilizadas un buen número de cámaras de combustión, cada una de las cuales tiene unas determinadas características, que proporcionan una serie de ventajas e inconvenientes, por lo que pueden dar unos resultados excelentes en unos casos, y no tan buenos en otras aplicaciones. Cada tipo de motor requiere una determinada cámara de combustión, adecuada a las necesidades y condiciones de funcionamiento del motor.

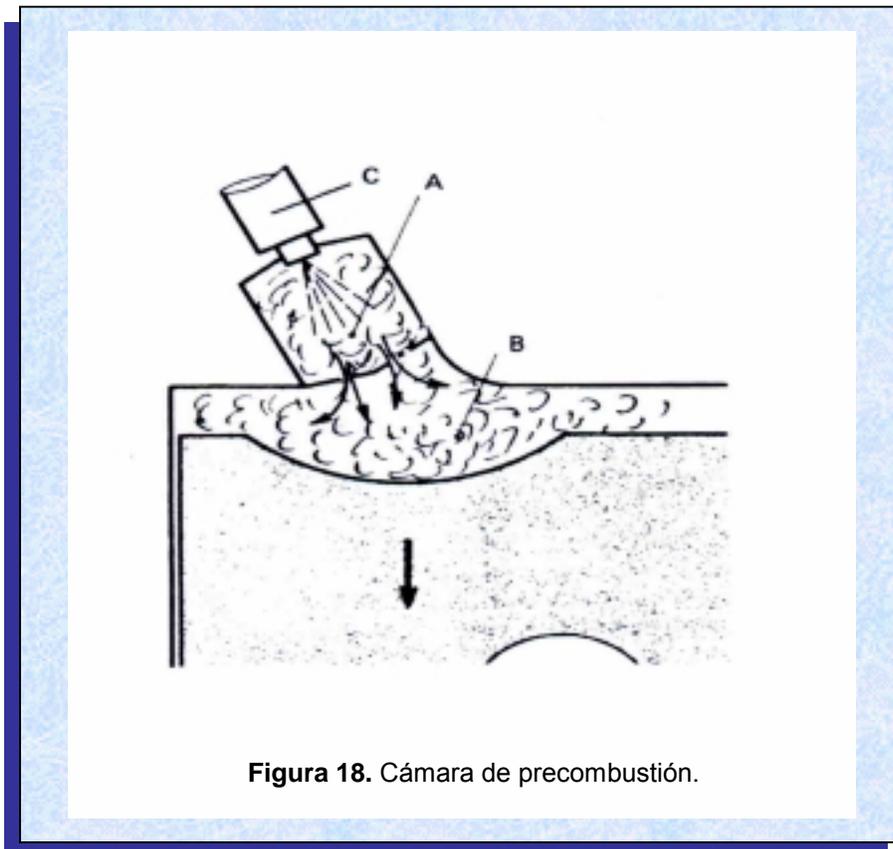
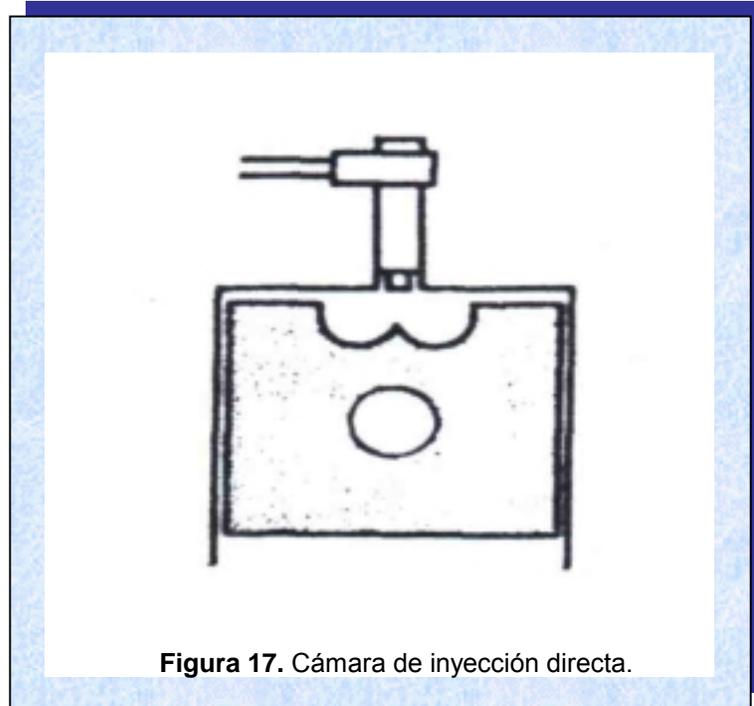
Cuadro 1. Cámaras de combustión en los motores diesel

CAMARAS DE COMBUSTIÓN	CARACTERISTICAS
<p>CAMARA DE INYECCION DIRECTA (Figura 17)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Eficiencia térmica elevada. • La inyección se realiza directamente en el cilindro. • Se emplean relaciones de compresión altas. • Presiones de inyección elevadas. • Grado de turbulencia del aire dentro de la cámara es bajo. • Perdida de calor a través de las paredes es escasa. • Utilizada fundamentalmente en los motores lentos. • El pistón debe soportar elevadas temperaturas. • Es de construcción sencilla. • Es la más económica. • Debido a la forma compacta, la superficie es reducida. • Posee el mejor consumo específico de combustible.
<p>CAMARA DE PRECOMBUSTION (Antecámara y cámara principal) (Figura 18)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Aloja al inyector. • Representa la tercera parte del volumen total.

	<ul style="list-style-type: none"> • La combustión se realiza en dos fases, lo que resulta más silencioso y presiones de combustión menos elevadas. • Consumo específico de combustible resulta relativamente elevado. • Presiones obtenidas al final de la compresión son relativamente bajas.
CAMARAS DE COMBUSTIÓN	CARACTERISTICAS
	<ul style="list-style-type: none"> • En los altos regímenes se presenta una disminución del rendimiento térmico y una mayor suavidad en el funcionamiento del motor. • Relación superficie volumen es relativamente alta. • Grandes transmisiones de calor a las paredes • Temperaturas de combustión bajas.
<p>CAMARA DE TURBULENCIA (Cámara de turbulencia y cámara principal) (Figura 19)</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Representa las dos terceras partes del volumen total. • La turbulencia es creada por la entrada del aire a la cámara. • El consumo específico de combustible resulta relativamente elevado. • Relación volumétrica superior a la adoptada por las cámaras de inyección directa. • Presión de inyección requerida es baja. • La pulverización se obtiene en parte por la turbulencia creada en la precámara.

	<ul style="list-style-type: none">• Presiones de combustión menos brutales.• Funcionamiento suave del motor.
--	---

CAMARAS DE COMBUSTIÓN	CARACTERÍSTICAS
<p>CAMARA DE RESERVA DE AIRE (Cámara de reserva de aire y cámara principal) (Figura 20)</p>	<ul style="list-style-type: none">• Aproximadamente representa las dos terceras partes del volumen total.• El consumo específico de combustible es relativamente alto.• Se obtienen menores presiones máximas.• Menor dureza de funcionamiento del motor y menor ruido.• Posibilidad de alcanzar regímenes de rotación más elevados.• Alcanzan potencias específicas superiores a las demás cámaras.



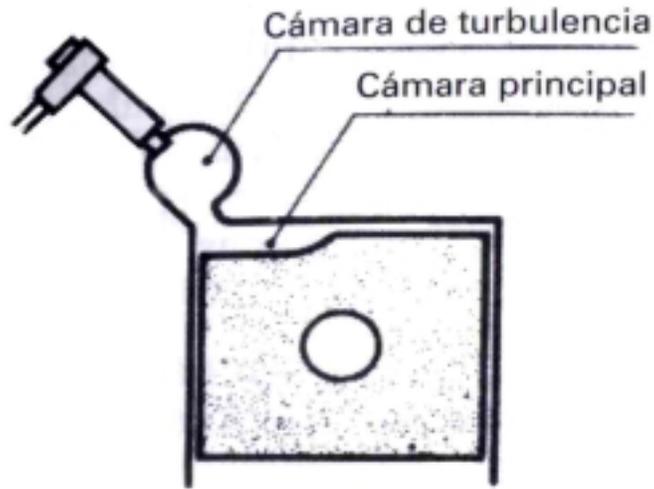


Figura 19. Cámara de turbulencia.

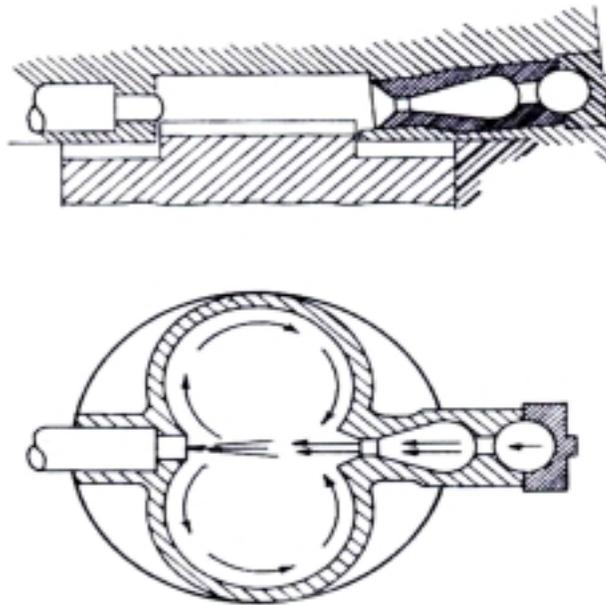


Figura 20. Cámara de reserva de aire.

2.16 QUÍMICA DE LA COMBUSTIÓN

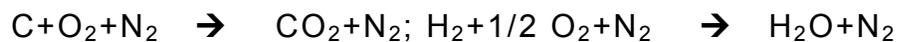
La combustión es un proceso de reacción química entre un combustible y un comburente.

En los motores Diesel, el combustible se inyecta en el cilindro, en el que previamente se ha comprimido aire solamente. Esta mezcla se transforma por efecto de la combustión en vapor de agua (H_2O), producto de la combinación del oxígeno del aire con el hidrógeno del hidrocarburo; y bióxido de carbono (CO_2), consecuencia de la reacción química entre el oxígeno del aire y el carbono del hidrocarburo. El nitrógeno (N_2) del aire no interviene en la combustión.

Entre los productos de la combustión se encuentran también algunas porciones de otros gases, como el monóxido de carbono (CO) y el metano (CH_4), especialmente cuando la combustión no es completa.

Para la combustión de una cierta cantidad de combustible, es

necesaria una cierta cantidad de oxígeno del aire, el cual, como se sabe está compuesto básicamente por 77 partes en peso de nitrógeno y 23 de oxígeno, aunque contiene pequeñas cantidades de otros gases, que al igual que el nitrógeno no intervienen en la combustión. Ésta se realiza según las ecuaciones siguientes:



Aplicando estas ecuaciones a la combustión de un hidrocarburo elegido entre los principales componentes del combustible Diesel, como es el cetano ($C_{16}H_{34}$) obtenemos:



De donde se sigue que, multiplicando el número de átomos de cada componente por su peso atómico tenemos:

$$C_{16} (16 \cdot 12) + H_{34} (34 \cdot 1) + O_2 (49/2 \cdot 2 \cdot 16) = C (16 \cdot 12) + O_2 (16 \cdot 2 \cdot 16) + H_2 (17 \cdot 2 \cdot 1) + O (17 \cdot 16)$$

De lo que resulta:

$$226 \text{ Kg } C_{16}H_{34} + 784 \text{ Kg } O_2 = 704 \text{ Kg } CO_2 + 306 \text{ Kg } H_2O$$

De donde puede deducirse que para 1 Kg de cetano ($C_{16}H_{34}$) tendríamos:



Lo que nos indica que 1 Kg de cetano necesita para su combustión 3.5 Kg de oxígeno. Como la porción de este peso en el aire es de 23 %, es necesario un peso de aire de: $3.5 \cdot 100 / 23 = 15.2$ Kg, de lo que se concluye que el peso en aire necesario para la combustión completa de 1 Kg de cetano es de 15.2 Kg. Esta relación en peso aire-combustible, es la llamada relación estequiométrica y representa la relación ideal para que se realice una combustión completa.

Se llama riqueza a la relación existente entre el dosificado real y el correspondiente a la relación estequiométrica. Se define con la letra griega λ . Así, pues, el valor unidad de riqueza es el considerado ideal ($\lambda=1$).

Con mezclas pobres se obtienen combustiones lentas, lo que se supone que el motor se calienta en exceso y no desarrolla toda su potencia. Al realizarse lentamente la combustión puede ocurrir

que cuando el pistón llegue al P.M.I. y se abre la válvula de escape, continúe todavía la combustión, con lo que los gases salen ardiendo y la válvula alcanza una elevada temperatura que la deteriora rápidamente.

Con mezclas ricas se obtienen combustiones más potentes y rápidas en exceso.

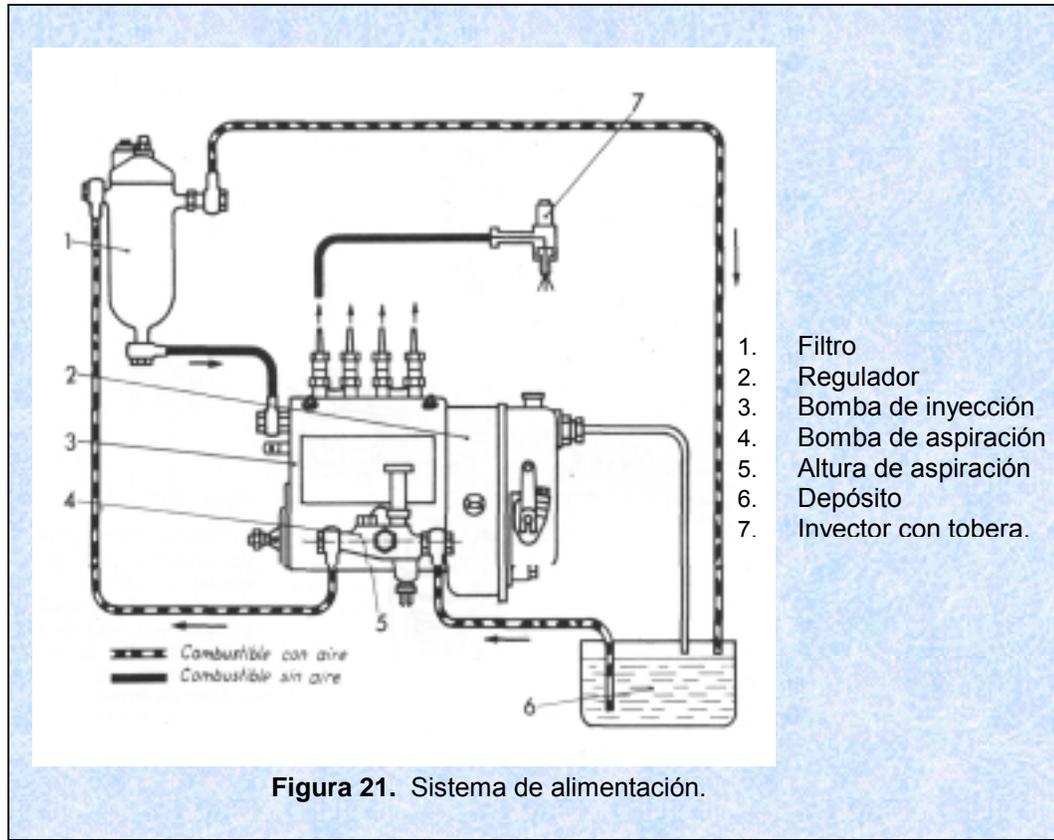
En los motores Diesel, con el objeto de que se quemara todo el combustible inyectado, se hace entrar al cilindro un exceso de aire. Generalmente la relación es de 25:1.

Con relaciones de mezcla de 25:1 ($\lambda=1.6$) se consigue el dosificado de máximo rendimiento.

2.17 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN EN LOS MOTORES DIESEL

El objetivo del sistema de alimentación consiste en suministrar el combustible para producir una combustión completa de acuerdo a

las condiciones de trabajo.



En la figura 21 puede verse esquemáticamente el sistema de alimentación que puede dividirse en dos partes fundamentales que son: el circuito de alta presión o inyección y el circuito de baja presión o alimentación, formado, el primero por la bomba de inyección (3), y por los inyectores (7); y el segundo, por un depósito de combustible (6), la bomba de alimentación (4), y el filtro (1)

2.17.1 Circuito de baja presión.

Objetivos:

- * Inyectar la cantidad de combustible requerida por la carga aplicada al motor y mantener dicha cantidad constante de ciclo a ciclo de funcionamiento y de cilindro a cilindro.
- * Inyectar el combustible en el instante correcto.

La función del circuito de baja presión o sistema de alimentación es la de transportar el combustible desde el depósito de almacenamiento a la bomba de inyección.

El circuito de baja presión en los motores de encendido por compresión está constituido por la bomba de alimentación, el depósito de combustible, el o los filtros de combustible y los conductos correspondientes.

- * Bomba de alimentación: dispositivo encargado de extraer el combustible del tanque de almacenamiento y llevarlo hasta el conducto de entrada de la bomba de inyección.

2.17.2 Circuito de alta presión.

Objetivos:

- * Inyectar el combustible en la proporción deseada para controlar la combustión y el aumento de la presión.
- * Atomizar el combustible hasta el grado deseado.
- * Distribuir el combustible en toda la cámara de combustión.
- * Iniciar y terminar la inyección instantáneamente.

La función del circuito de alta presión o sistema de inyección es la de incrementar la presión del combustible que va a ser suministrado dentro del cilindro del motor, en el tiempo correcto. Actualmente la inyección del combustible se realiza por medio de tres métodos:

- 1. Sistema de bomba individual** (Un dosificador y una bomba de compresión por separado, para cada cilindro del motor).
- 2. Sistema de distribuidor.** (Una sola bomba para dosificar y comprimir el combustible, mas un mecanismo divisor, para distribuir el combustible hacia los diferentes cilindros).

3. Sistema de conducto común. (Una sola bomba para comprimir el combustible, más un elemento dosificador para cada cilindro).

El sistema de inyección en los motores de encendido por compresión está constituido por la bomba de inyección, los diferentes inyectores y las canalizaciones especiales.

2.17.2.1 Bomba de inyección. Todas las bombas de inyección tienen la misión fundamental de conseguir los tres siguientes objetivos:

- a) Comprimir el combustible a alta presión.
- b) Dosificar la cantidad de combustible de acuerdo con las diversas circunstancias de funcionamiento por las que puede atravesar el motor.
- c) Introducir dicha cantidad de combustible en el momento oportuno.

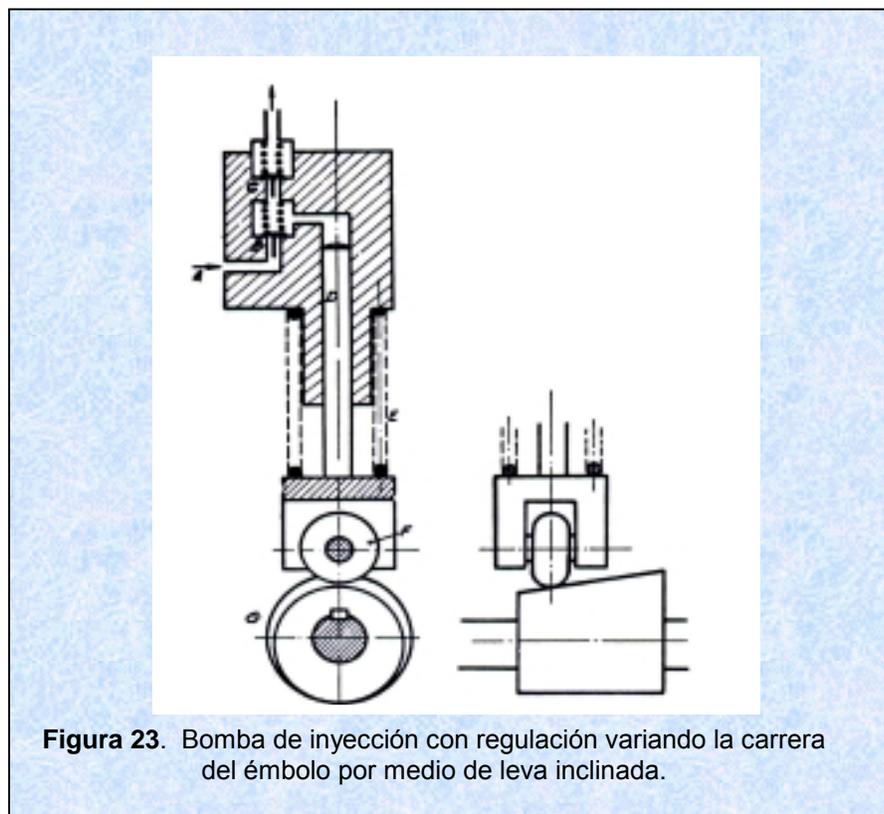
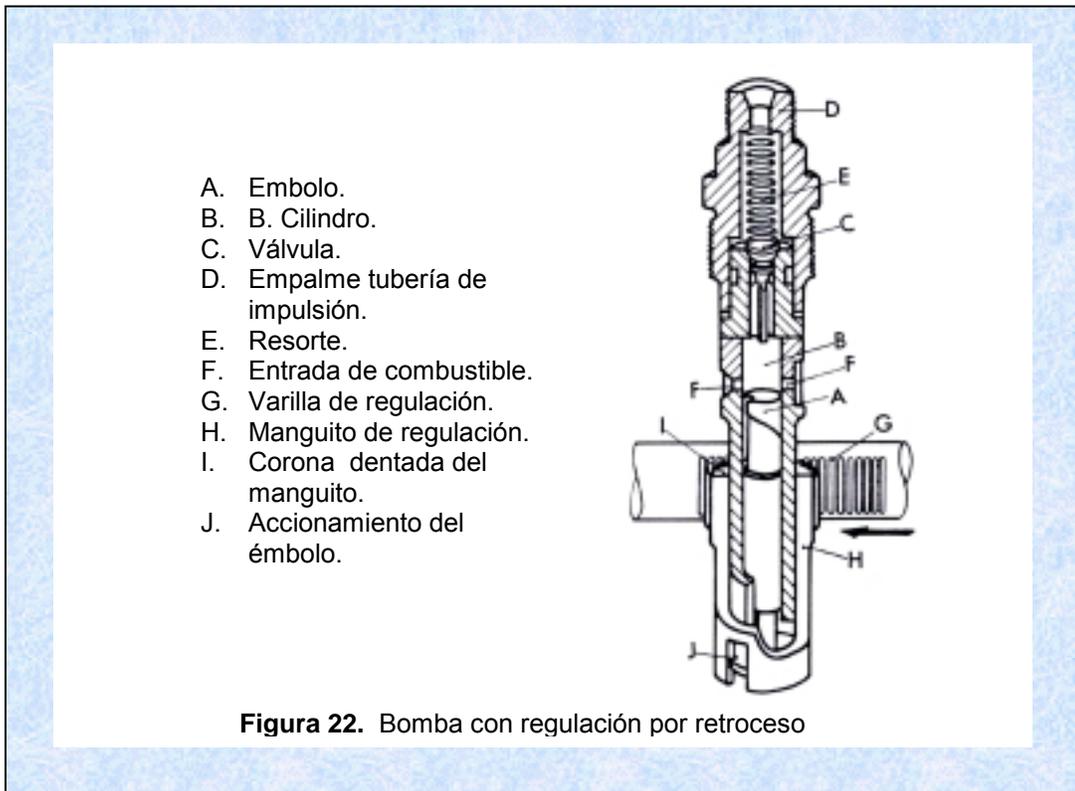
Básicamente se diferencian en la forma de dosificar la cantidad de combustible, por lo que se pueden clasificar en:

- a) Bombas con regulación por retroceso libre (Fig. 22).
- b) Bombas con regulación por leva de esviaje (Fig.23).

c) Bombas con regulación por retroceso estrangulado (Figura 24).

Cuadro 2. Clasificación y características de las bombas de inyección

CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS	CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES
Bombas con regulación por retroceso libre.	<ul style="list-style-type: none"> • La carrera del embolo es variable. • Para la impulsión del combustible se aprovecha solo una parte de la carrera.
Bombas con regulación por leva de esviaje.	<ul style="list-style-type: none"> • La carrera del embolo es variable. • Rápido desgaste de la superficie de contacto entre leva y rodillo. • El eje de levas se mueve fácilmente en la dirección de la flecha de trazos, pero se necesita un gran esfuerzo para hacerlo en la otra dirección.
Bombas con regulación por retroceso estrangulado.	<ul style="list-style-type: none"> • La carrera del embolo es constante. • La regulación de la cantidad de combustible se logra comunicando el cilindro de la bomba, mediante un conducto, con la aspiración.



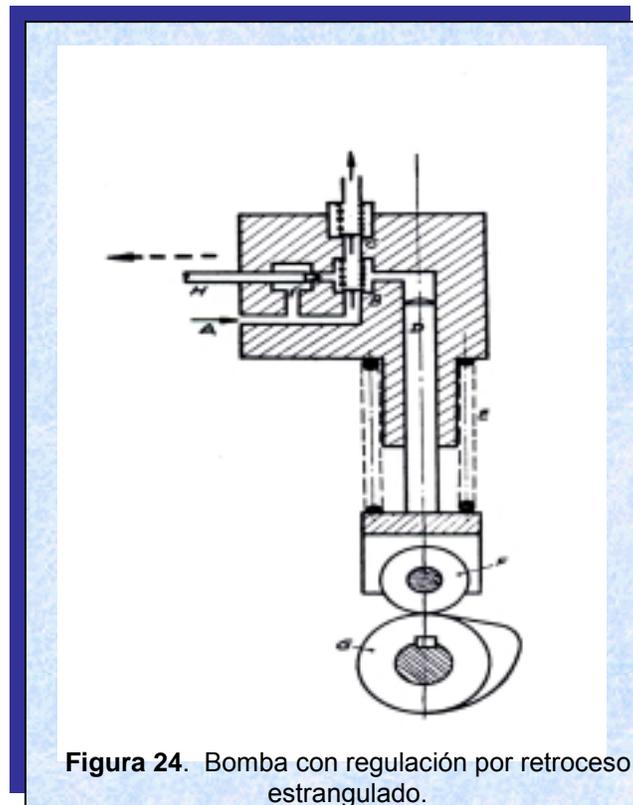
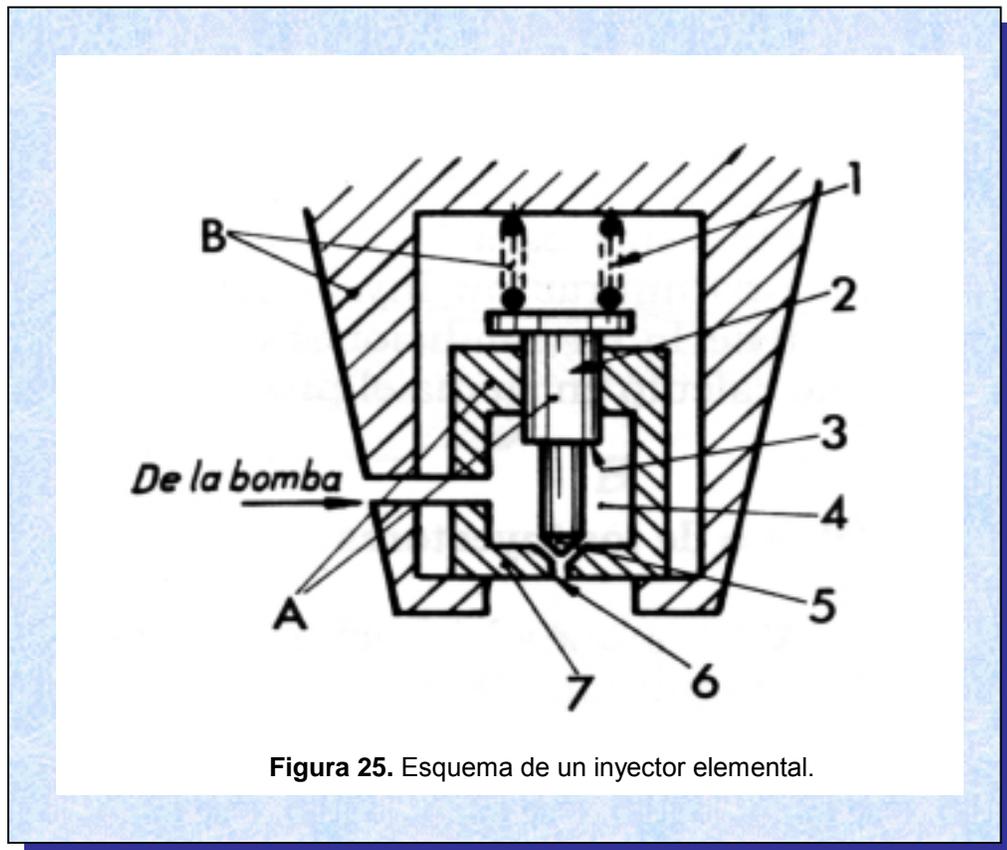


Figura 24. Bomba con regulación por retroceso estrangulado.

2.17.2.2 Inyectores. Es necesario disponer de un elemento que introduzca en la cámara de compresión del cilindro la cantidad de combustible que hace falta para producir la combustión y hacer funcionar el motor. Este elemento es el inyector, llamado así porque introduce a presión el combustible dentro del cilindro.

Un inyector elemental consta (Figura 25) de dos partes principales:

- a. Un cuerpo (7), en el que se ajusta perfectamente una aguja (2) llamada tobera.
- b. Un conjunto de elementos que sostienen la tobera y contienen el resorte (1). Este conjunto se llama porta – inyector.



OPERACIÓN DEL INYECTOR.

La forma de operar un inyector es la siguiente: el combustible que viene de la bomba de inyección llega a la cámara (4), que rodea a la aguja, a una presión bastante elevada, llenando la

cámara y empujando la aguja fuertemente hacia arriba por medio de la superficie (3). Cuando la presión del combustible es mayor que la ejercida por el resorte (1), se levanta la aguja, abriéndose el orificio (6) de paso y entrando dicho combustible a la cámara de combustión. Al pasar por el pequeño o pequeños orificios (6) de la tobera el combustible se pulveriza en gotas casi invisibles.

La aguja (2) cierra sobre el cuerpo (7) mediante una terminación cónica (5) que abstenía perfectamente sobre el orificio (6).

En cuanto la bomba deja de comunicar presión al combustible, la presión de la cámara (4) decae y el resorte (1) empuja hacia abajo a la aguja (2), cerrando de golpe el orificio y evitando así el goteo del combustible dentro de la cámara de compresión, goteo que daría origen a una marcha anormal del motor, ya que las gotas gruesas dificultan la combustión, y además, al haber pasado el P.M.S., la combustión de estas gotas sería retardada, hallándose el émbolo en su carrera descendente y, por lo tanto, no se aprovecharía en absoluto el combustible.

Este goteo da lugar a pérdida de combustible y a obstrucciones

de la tobera.

CLASIFICACIÓN DE LOS INYECTORES

Clasificaremos a los inyectores por el tipo de tobera que lleven y, por tanto, pueden ser:

- a. Inyectores de tobera cerrada;
- b. Inyectores de tobera abierta.

2.17.2.3 Canalizaciones especiales o tubos de impulsión. Las canalizaciones o tubos son muy visibles en todo motor porque forman algo así como unas ramificaciones que salen de las bombas para terminar esparcidas en cada inyector. Han de ser todos de la misma longitud, aún la ramificación que debe unir la bomba con el inyector más alejado para que la onda de presión tarde en llegar lo mismo a cada uno.

Su pared ha de ser gruesa no sólo para que resistan las presiones a que trabajan (entre 500 y 1000 bares), sino para que no se expandan elásticamente con esas presiones para comprimirse nuevamente y producir nuevas inyecciones.

El grueso de pared es mayor que el diámetro interior o de paso. Pero por si fuera poco, ese diámetro ha de ser precisamente el que fija el fabricante (con un error menor que 0.05 mm) ya que del volumen acumulado en el tubo depende el avance del motor y la ley de alimentación.

Es esencial la longitud, el diámetro interior, el grueso de pared o diámetro exterior y la calidad.

Dada la elevadísima presión a que se inyecta el combustible, del orden de 300 bares, las conexiones o empalmes de estos tubos son puntos críticos de su instalación, en el sentido de que deben evitar pérdidas o fugas que perturbarían la inyección.

3. EL BANCO DE PRUEBAS

3.1 EQUIPOS DE MEDICIÓN Y SELECCIÓN

3.1.1 Medidor del consumo de aire. Para medir el consumo de aire se seleccionó una platina de orificio debido a que:

- Es de más bajo costo
- Fácil instalación
- Ocupa poco espacio en la tubería
- Fácil de fabricar

3.1.1.1 Medidor platina de orificio. La platina de orificio consiste en una placa delgada que se coloca en la tubería y puede ser sujeta entre bridas, la cual presenta un orificio generalmente concéntrico por donde circula el fluido produciéndose, debido a la disminución del área de flujo, una variación de presión que es lo que permite calcular la cantidad de flujo que circula por la tubería.

Esta variación de presión se detecta por medio de tomas localizadas antes y después de la platina de orificio.

Para la elección de los puntos de localización de las tomas se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Flange Tap, consiste en localizar las tomas de presión a una distancia equivalente a una pulgada (1 in) de distancia de cada cara de la platina de orificio.
- Corner Tap, consiste en localizar las tomas de presión exactamente contra cada cara.
- Full – Flow Tap o Pipe Tap, consiste en situar las tomas a una distancia igual a $2 \frac{1}{2}$ diámetros de tubería en la sección de corriente arriba y la otra toma a una distancia de 8 diámetros de la tubería corriente abajo. La desventaja de éste sistema es que necesita un tramo largo de tubería para ser instalada.

Las tomas se instalarán a un manómetro diferencial en “U”, u otro aparato equivalente de medición de presiones.

El orificio de la placa puede estar biselado en la parte posterior, esto con el fin de disminuir el espesor de la placa en caso de que este sea mayor que el espesor recomendado. La cara del orificio que queda contra la corriente debe ser lo más plana y pulimentada posible. Debe carecer además de rasguños o hendiduras, debe ser de un material durable y resistente a la corrosión para evitar deformaciones bajo condiciones ordinarias de servicio.

3.1.1.2 Tomas de presión. Se instalan las tomas de presión, una anterior y otra posterior a la platina en el sentido del flujo y se conectan a un manómetro diferencial en U, u otro aparato equivalente de medida de presiones, la posición de las tomas es arbitraria y el coeficiente del aparato depende de la posición de dichas tomas.

3.1.1.3 Diseño de la platina de orificio.

1. Flujo Máximo del Motor Diesel Marca PETER

$$W_{max} = \frac{1}{2} (n.Z.A.L.N)$$

Donde :

W_{max} = Flujo máximo del Motor

A = Área del cilindro

L = Carrera del Motor

n = Grado de suministro

N = Número de revoluciones por minuto (rpm)

Z = Número de Pistones

D = Diámetro del Pistón

P_f = Densidad del Aire

DATOS

D = 3.15 pulgadas

L = 4.33 pulgadas

n = 80 %

N = 1500 rpm (máxima)

P_f = 0.0727 Lbm/pie³

CÁLCULOS

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi \times 3.15^2}{4} = 7.793 \text{ in}^2$$

$$W_{max} = \frac{1}{2} \left[0.8 \times 2 \times 7.793 \text{ in} \times 4.33 \text{ in} \times 1500 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] = 40492.428 \frac{\text{in}^3}{\text{min}}$$

$$W_{max} = 40492.428 \frac{\text{in}^3}{\text{min}} \times \left[\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right]^3 = 23.433 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}}$$

$$W_{\max} = 23.433 \frac{ft^3}{\min} \times 0.0727 \frac{lbm}{ft^3} = 1.703 \frac{lbm}{\min} \times \frac{60 \min}{1 hr} = 102.21 \frac{lbm}{hr}$$

$$W_{\max} = 102.21 \frac{lbm}{hr} \times \frac{1 Kgm}{2.205 lbm} = 46.353 \frac{Kgm}{hr} \text{ (Flujo másico)}$$

2. Ecuación universal para mediciones de vapor o gases

$$W_{\max} = 359 \times Di^2 \times S \times Fm \times Fc \times Y \sqrt{Pf} \sqrt{Hm} \times Fa^*$$

Donde :

Wmax = Flujo máximo

Di = Diámetro interior del tubo

Fa = Coeficiente por Dilatación

Fm = Factor de manómetro

S = Coeficiente de descarga

Fc = Factor de corrección por viscosidad

Pf = Densidad del aire

Y = Factor de Expansión

Hm = Rango del diferencial o gama.

DATOS

Wmax = 102.21 Lbm/hr

Diámetro nominal de la tubería = 2 in Schedule 40

* Fuente: L.K. Spink . “Principales And ractice of Flow Meter Enginerring” Pág. 332.

$$D_i = 2.067 \text{ in}$$

RANGO DEL DIFERENCIAL (Hm)

Se tomó una gama de 0 a 30 pulgadas H₂O

$$H_m = 30 \text{ in } H_2O \times \frac{2.54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} = 76.2 \text{ cm } H_2O$$

FACTOR DEL MANÓMETRO (Fm)

$$F_m = \sqrt{1 - \frac{\gamma_a}{\gamma_m}}$$

Donde:

$$\gamma_a = \text{Peso específico del aire} = 1.2 \text{ Kg/m}^3$$

$$\gamma_m = \text{Peso específico del fluido en el manómetro}$$

Se selecciono como fluido en el manómetro el AGUA, por ser lo más económico y para observar mejor el diferencial de presión.

$$\gamma_m = 9806 \text{ N/m}^3 (4^\circ \text{C}) = 1000.61 \text{ Kg/m}^3$$

$$Fm = \sqrt{1 - \frac{1.2 \text{ kg/m}^3}{1000.61 \text{ kg/m}^3}} = 0.999$$

TOMA DE BRIDAS

Se seleccionó a 1in. de cada cara de la BRIDA (Flange Tap).

COEFICIENTE DE DILATACIÓN (Fa)

Se seleccionó como material para la platina de orificio Acero Inoxidable AISI 304 por ser resistente a la corrosión.

Tabla 2. Interpolación para hallar el coeficiente de dilatación.

STEEL	
T. ambiente (°F)	Fa
31 F	0.999
86 F	X
106 F	1.00

Fuente: Libro Principal and practice of flow meter engineering L.K Spink (Ver Anexo A.)

Interpolando encontramos Fa = 0.99973

DENSIDAD DEL AIRE A 86 °F (P_f)

$$P_f = \frac{P_m \times P}{R_u \times T \times Z}$$

Donde:

P_m = peso molecular del aire = 29 U.M.A (Kg/mol°K)

R_u = Constante universal de los gases = $1545 \frac{lb_f \cdot ft}{lbm \cdot ^\circ R}$

T = Temperatura Ambiente = 86 °F

P = Presión Atmosférica = 14.7 Psi

Z = Factor de compresibilidad = 1

$$P_f = \frac{29 \text{ U.M.A.} \times 14.7 \frac{lb_f}{in.^2} \left[\frac{12 in.}{1 ft} \right]^2}{1545 \frac{lb_f \cdot ft}{lbm \cdot ^\circ R} \times (86^\circ F + 460)^\circ R \times 1}$$

$$P_f = 0.0727 \frac{lbm}{ft^3}$$

FACTOR DE EXPANSIÓN (y)

$$y = \frac{520}{460 + f}$$

En nuestro caso la $T = 86$ °F temperatura ambiente de la base de la sede externa de la Corporación Tecnológica de Bolívar.

$$y = \frac{520}{460 + 86}$$

$$y = 0.9523$$

FACTOR DE CORRECCIÓN POR VISCOSIDAD (Fc)

Para el aire $F_c = 1$

De la ecuación de flujo máximo despejamos "S"

$$S = \frac{W_{\max}}{359 \times Di^2 \times Fa \times Fm \times Fc \times y \times \sqrt{Pf} \times \sqrt{H_m}}$$

Reemplazando cada uno de los factores tenemos:

$$S = \frac{102.21 \frac{Lbm}{hr}}{359 \times (2.067)^2 \times 0.99973 \times 0.999 \times 1 \times 0.9523 \times \sqrt{0.0727} \times \sqrt{30}}$$

$$S = 0.04744$$

Tabla 3. Interpolación para encontrar los valores de β

S	$\beta = d/D$
0.046972	0.28
0.04744	X
0.050432	0.29

Fuente: Principal and practice of flow meter engineering. L.K. Spink.

Interpolando encontramos que: $\beta = d/D = 0.28135$

$$d = 0.28135 \times 2.067 = 0.5815 \text{ in}$$

$$S = 0.598\beta^2 + 0.01\beta^3 + 0.00001947\beta^2(10\beta)^{4.425}$$

$$\text{Sea: } \beta = 0.28135$$

Reemplazándolo en la ecuación anterior

$$S = 0.04770$$

Ver Anexo B, e interpolando encontramos que:

$$\beta = d/D = 0.2821$$

$$d = 0.2821 \times 2.067 \text{ in}$$

$$d = 0.5831 \text{ in}$$

La ecuación para este sistema será:

$$G = 18.66\sqrt{Hm}$$

Donde:

G = Flujo de aire consumido realmente en el motor (lbm/hr).

Hm = Diferencia de meniscos en el manómetro en pulgadas

H₂O.

En el sistema internacional de unidades la ecuación anterior queda definida así:

$$G = 18.66 \sqrt{Hm(cm)} \times \frac{1in}{2.54cm} \frac{lbs}{hr} \times \frac{1kg}{2.205lbs}$$

$$G = 5.3098 \sqrt{Hm}$$

Donde :

G = Flujo de aire consumido realmente en el motor (Kg/hr).

Hm = Diferencia de meniscos en el manómetro en cm de H₂O.

3.1.1.4 Características de la Platina Calculada

Diámetro de la tubería = 2 in schedule 40

Diámetro del orificio de la platina = 0.6 in

Bisel = ∠ 45°.

Espesor = 5/32 in

Material = Acero AISI 304

Toma de brida = 1 in de la brida

Aparato medidor: Manómetro "U"

Gamma: 30 in H₂O

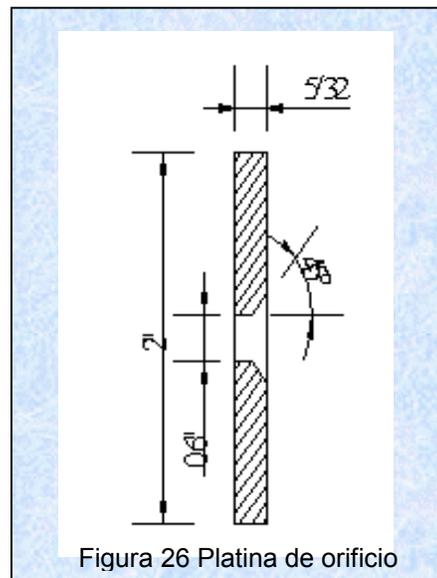
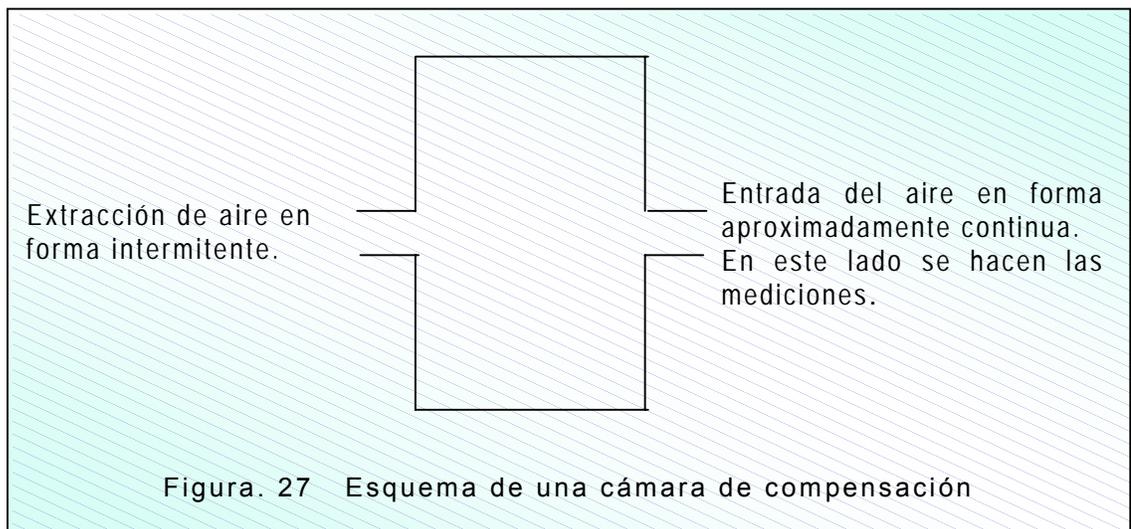


Figura 26 Platina de orificio

3.1.1.5 Tanque Amortiguador de pulsos. Teniendo en cuenta que el motor es de cuatro tiempos, el intervalo de admisión se presenta durante media vuelta y se repite cada dos vueltas del cigüeñal; además de esto es de poca velocidad. Todo esto hace que por el múltiple de admisión el aire entre en forma intermitente y a intervalos relativamente demasiado separados lo cual impide que se pueda medir en forma correcta y exacta el caudal de consumo de aire con cualquier tipo de medidor de caudal.

Para solucionar la dificultad de medir el caudal es necesario hacer uso de una cámara de compensación en donde se atenúen los pulsos. El principio y funcionamiento general se ve en la siguiente figura. 27.



La finalidad del tanque de compensación, es que el flujo de aire a través de la placa de orificio se comporte de manera laminar y así evitar que haya distorsiones en la lectura del manómetro, por la forma discontinua como el motor admite el aire.

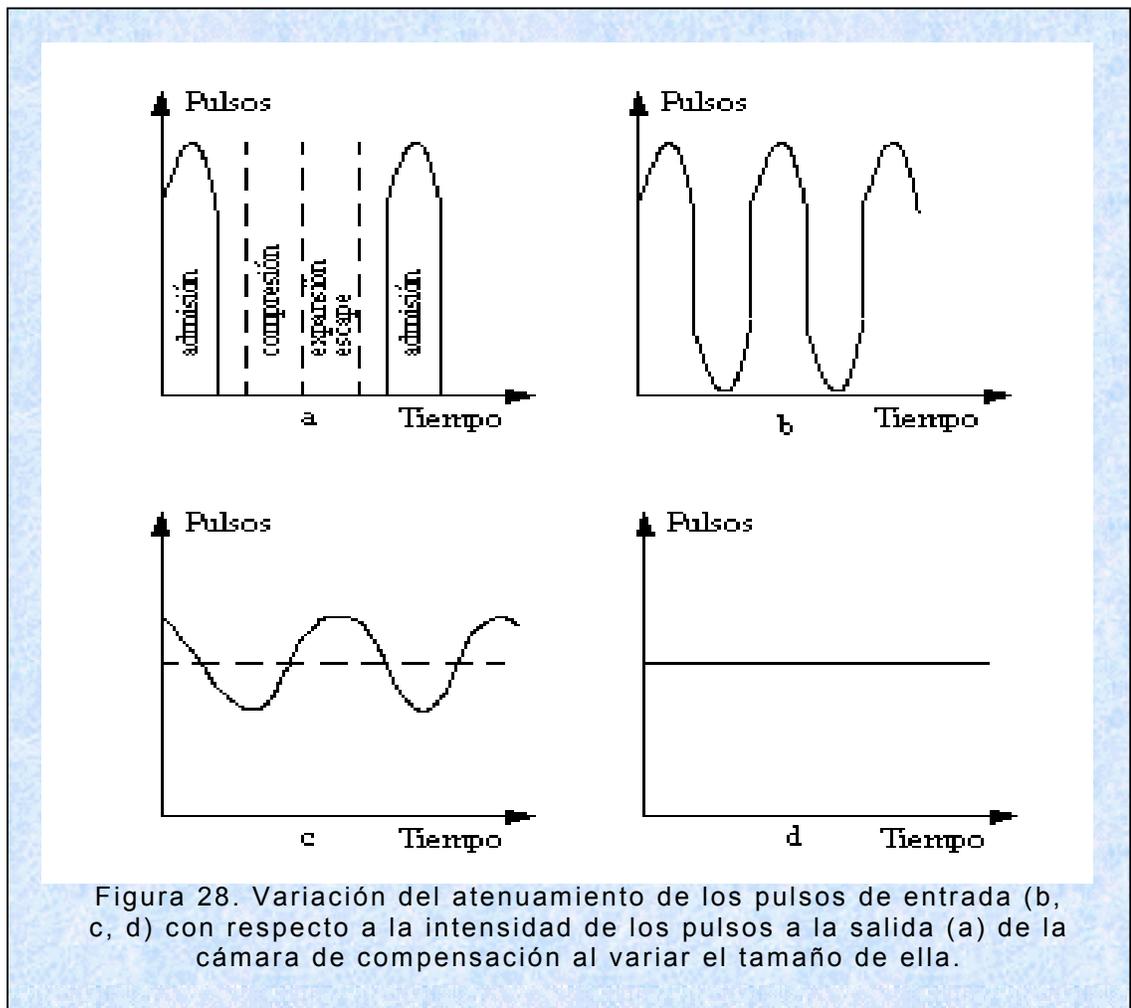
No existen parámetros definidos para calcular exactamente el volumen del tanque de compensación, pero la experiencia ha demostrado que entre más grande es la cámara, más atenuados serán los pulsos a la entrada de la cámara. En la Figura 28 se explica la manera como varía la atenuante de los pulsos de entrada con respecto a la intensidad de los pulsos a la salida de la cámara al variar el tamaño de ella.

En la gráfica “a” se muestra la forma intermitente con que el motor de un cilindro aspira el aire y que a la vez corresponde a la forma como extrae el aire de la cámara; nótese que existen intervalos de tiempo (Compresión, Expansión y escape) en que no fluye aire.

En la gráfica “b” se aprecian los pulsos ya atenuados que entran a una cámara de compensación relativamente de poco tamaño; nótese que ya no existen intervalos de tiempo en los que el caudal sea nulo.

En la gráfica “c” se aprecian los pulsos, mucho más atenuados, que entran a una cámara de compensación de mayor tamaño que la anterior.

En la gráfica “d” se muestra una entrada de aire con los pulsos totalmente atenuados, es decir, un caudal continuo, esto es lo ideal y se conseguirá con una cámara teóricamente infinitamente grande.



En nuestro caso se tomo como referencia, utilizar un tanque de compensación con un volumen de capacidad 117 veces la cilindrada del motor, dicha cámara amortiguador de pulsos se construyo con 1 tanque de 55 galones, cuyas dimensiones son: Altura del tanque = 19.29 in. = 48.9966 cm. Diámetro del tanque = 22.83 in. = 57.98 cm.

3.1.1.6 Diseño del tanque de compensación.

1. Cálculo del volumen total aspirado por el motor:

Tomando como base los datos de la ficha técnica (Tabla 1.) del motor diesel PETTER vertical modelo 2VEWC-1 (AV2); tenemos que la capacidad cúbica (total cubic capacity) por cilindro es de 553 cm^3 (33.746 in^3).

Como el motor es de dos cilindros. El volumen total será:

$$V_T = 33.746 \text{ in}^3 \times 2 = 67.492 \text{ in}^3$$

DATOS DE UN TANQUE COMERCIAL DE 55 GALONES

Diámetro del tanque = 22.83 in.

Altura del tanque = 19.29 in.

$$\text{Volumen del TK} = \frac{\pi \times (22.83 \text{ in})^2}{4} \times 19.29 \text{ in.}$$

Volumen del TK = 7896.48 in^3 .

Tomando como criterio para calcular el volumen del tanque de compensación, que debe ser por lo menos unas 100 veces

mayor que el desplazamiento volumétrico del motor tenemos que:

$$\frac{\text{VolumenTk}}{V_T} = \frac{7896.48 \text{in}^3}{67.492 \text{in}^3} = 117 \text{ veces}$$

Este tanque de 55 galones sería unas 117 veces mayor que el desplazamiento total del motor.

Tabla 4. Ficha técnica de motores Petter donde se muestran las características del motor 2VEWC-1 (AV2).

ENGINE MODEL	H.P.	K.W	R.P. M	NO. OF CYC	COOLING	CYC. BORE	STROKE	S. FUEL CONSUMPTION (gms/BHP/hr.)	LUB. OIL CONSUMPTION (gms/hr.)	CUBIC CAPACITY	CASE SIZE (CMS)
VEWC-1 (AV1)	5	3.68	1500	1	WATER	80mm	110mm	175	13	533	l x w x h 70x60x99 (416m ³)
VEWC-2(JV-1)	6.5	4.78	1500	1	WATER	85mm	110mm	175	16	625	70x60x99 (416m ³)
VEWC-3P/3G (TV1) (PLUNGER/GEAR)	7.5	5.51	1500	1	WATER	87.5m m	110mm	175	18	661	70x60x99 (416m ³)
VEWC-4P/4G (TV1) (PLUNGER/GEAR)	8	5.88	1800	1	WATER	87.5m m	110mm	180	19	661	70x60x99 (416m ³)
VEWC-9P/9G (PHW) (PLUNGER/GEAR)	6.25	4.59	1500	1	WATER	87.3m m	110mm	205	24	659	90x63x86 (488m ³)
VEWC-10P/10G (PHW) (PLUNGER/GEAR)	7.5	5.51	1500	1	WATER	87.3m m	110mm	210	27	659	90x63x86 (488m ³)
2VEWC-1 (AV2)	10	7.35	1500	2	WATER	80mm	110mm	175	35	553	89x74x107 (705m³)
2VEWC-2 (JV2)	13	9.56	1500	2	WATER	85mm	110mm	175	40	625	89x74x107 (705m ³)
2VEWC-3 (TV2)	15	11.0 3	1500	2	WATER	87.5m m	110mm	175	46	661	89x74x107 (705m ³)
2VEWC-4 (TV2)	16	11.7 6	1800	2	WATER	87.5m m	110mm	180	49	661	89x74x107 (705m ³)

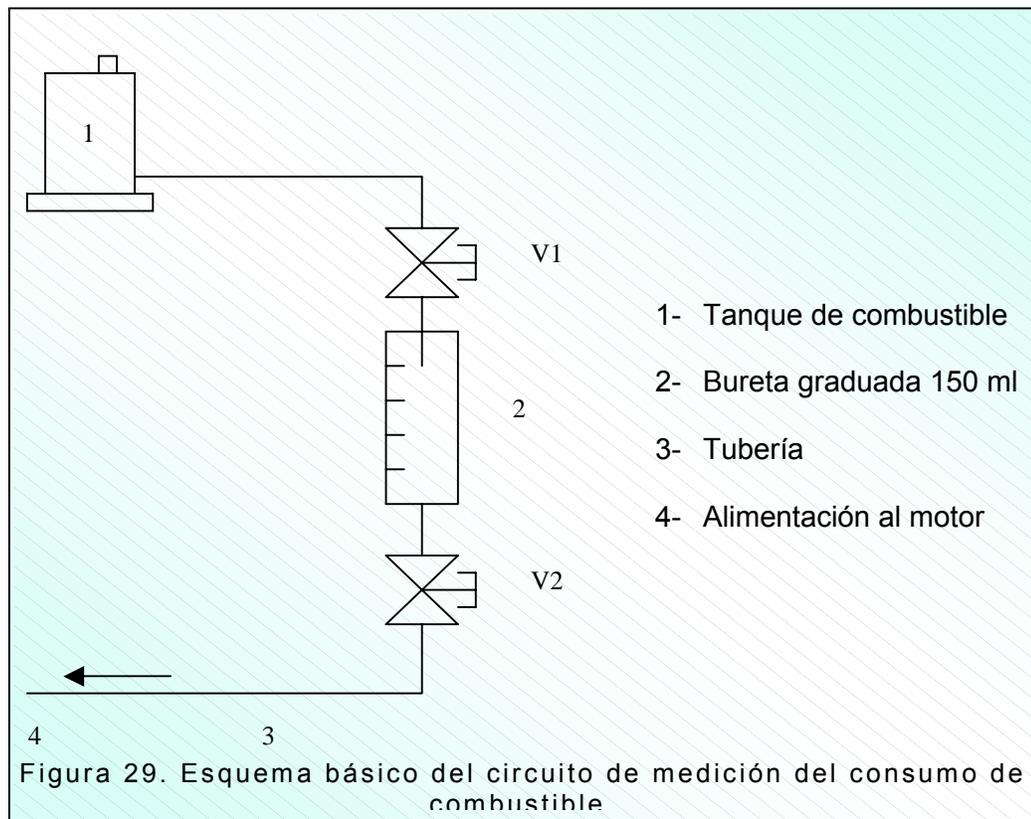
3.1.2 Medidor del Consumo de Combustible. Para la determinación del consumo de combustible existen dos métodos principales a saber:

Δ Método másico.

Δ Método volumétrico.

El método volumétrico utilizado para la determinación del consumo de combustible en el proyecto, consiste en un recipiente graduado donde se deposita el combustible. Mientras fluye este al motor irá bajando el nivel en el recipiente hasta llegar a la marca superior, poniéndose a funcionar el reloj en ese instante, cuando el nivel llegue a la marca inferior se detiene el reloj, luego el volumen consumido por el motor entre estas dos marcas se convierte a Kgm/hr.

Se seleccionó como medidor una bureta graduada hasta 150 ml, y se instaló como se indica en la Figura 29.



3.1.3 Medidor de Temperaturas. Para medir la temperatura de admisión, compresión y escape del motor utilizamos 3 termocuplas tipo “K”.

La termocupla no es más que dos alambres compuestos de metales diferentes (Figura 30) unidos en uno de sus extremos. Éste extremo al ser calentado produce una fuerza electromotriz (voltaje de Seebeck) entre los puntos A y B la cual es precisamente función de la temperatura de la unión y de la

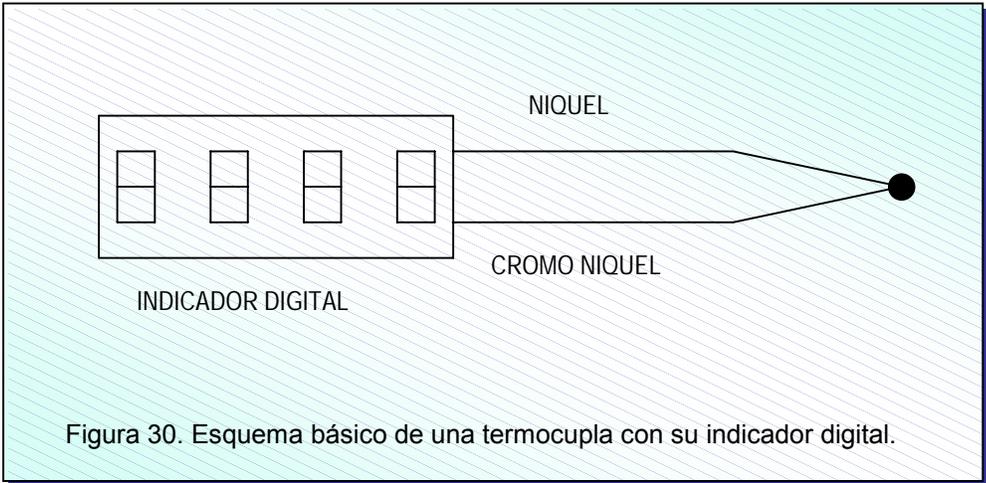
composición de los dos metales. Para pequeños cambios de temperatura, el voltaje de Seebeck es linealmente proporcional a la temperatura:

$$\Delta e_{AB} = \alpha \Delta T$$

Donde α , el coeficiente de Seebeck, es la constante de proporcionalidad.

Tabla 5. Tipos de termocuplas y sus características.

TIPO DE TERMOCUP	METAL	RANGO NBS TEMP	°C ERROR	COEFICIENTE DE SEEBECK ($\mu\text{v}/^\circ\text{C}$) A 20°C
E	Níquel -10% Cromo Constatan	-270 a 1000°C	1.7 – 4.4	62
J	Hierro - Constatan	-210 a 760°C	1.1 – 2.9	51
K	Níquel-16% Cromo Níquel	-270 a 1372°C	1.1 – 2.9	40
R	Platino –10% Rodio Platino	-50 a 1768°C	1.4 – 3.8	7
S	Platino –13% Rodio Platino	-50 a 1768°C	1.4 – 3.8	7
T	Cobre – Constatan	-270 a 400°C	0.8 – 2.9	40



Todos los metales disímiles exhiben este efecto. Este potencial es medido y traducido en temperatura, mediante un indicador digital marca Automics T4WM. Para colocar estas termocuplas fue necesario instalar termo posos (ver Figura 2.6).

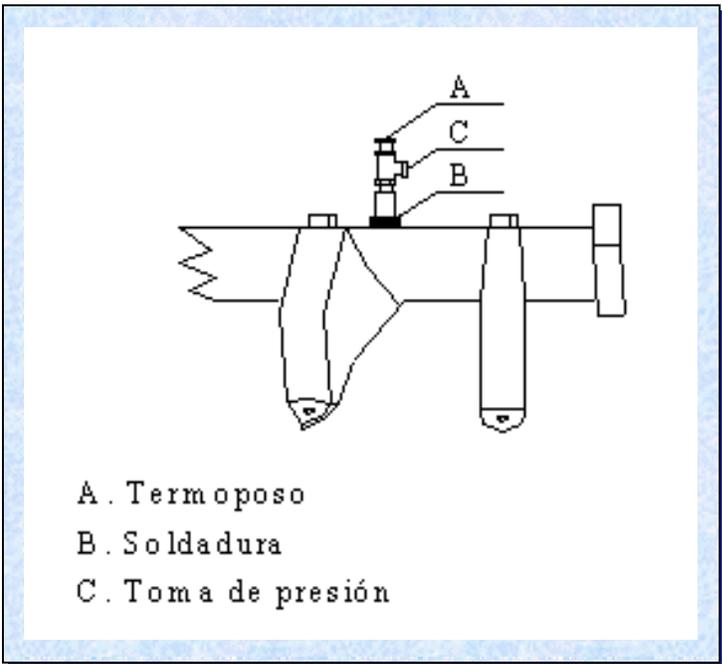


Figura 31. Tomas de presión y temperatura en el manifold de escane

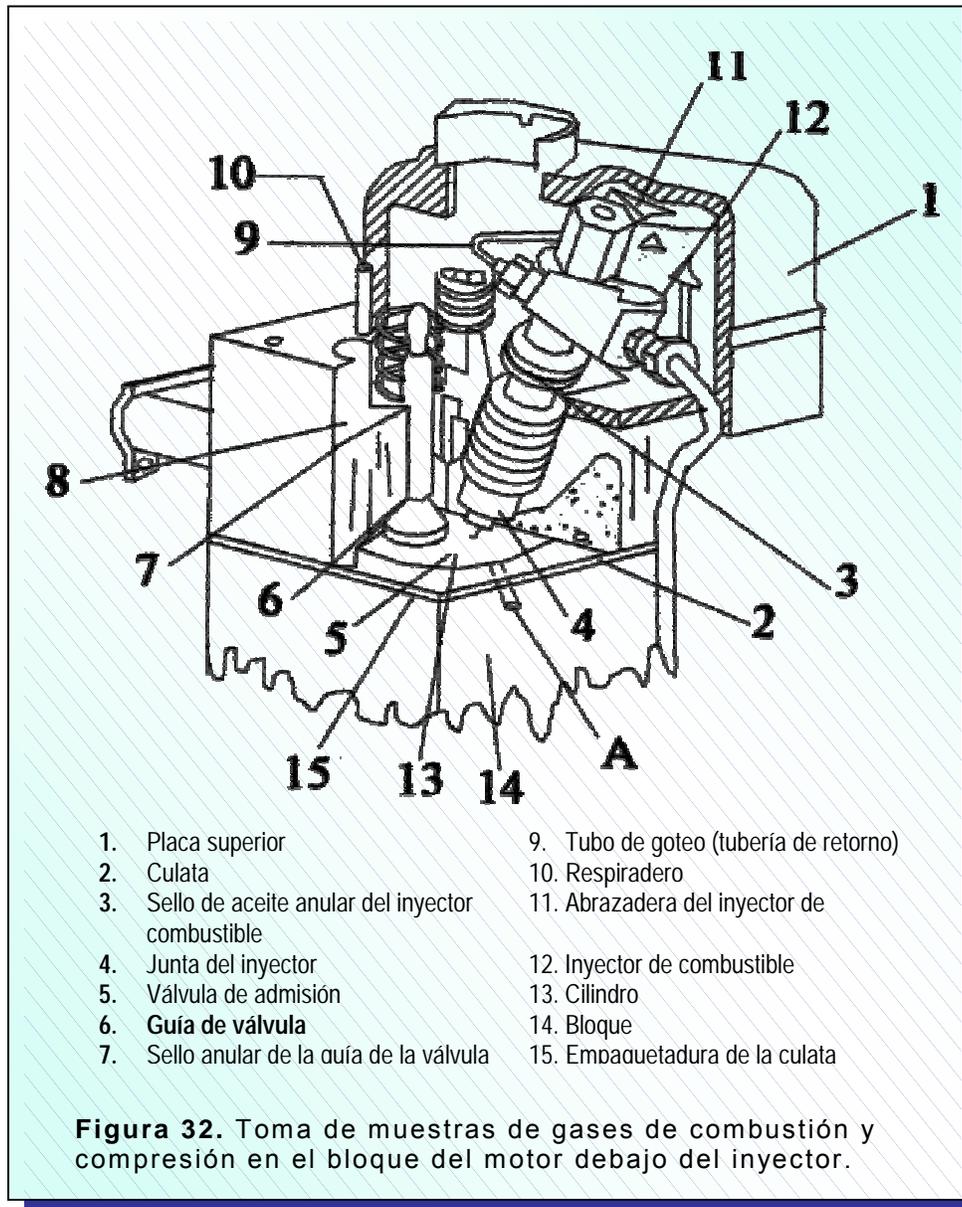
2.1.4 Medidor de presión

Para medir las presiones de admisión y escape fue necesario instalar en los manifolds de admisión y escape manovacuumetros de -30 a 150 psi (ver Figura 32).

Para medir la presión de compresión se instaló un manómetro de Burdon de 0 a 600 psi con caja en acero inoxidable.

Para instalar las tomas de presión fue necesario ubicar racores de ¼" NPT en el manifold de escape y en la toma de gases de compresión.

Para instalar la toma de presión de compresión fue necesario buscar el sitio más óptimo, siendo esta ubicada debajo del inyector, cuya perforación fue diagonal en el bloque del motor (ver figura 32).



3.1.5 Medidor de revoluciones. Para medir las revoluciones por minuto del motor se utilizará un tacómetro digital.

3.1.6 Sistema de medición de potencia. Se acopló un freno de disco hidráulico, necesario para la medición de la potencia.

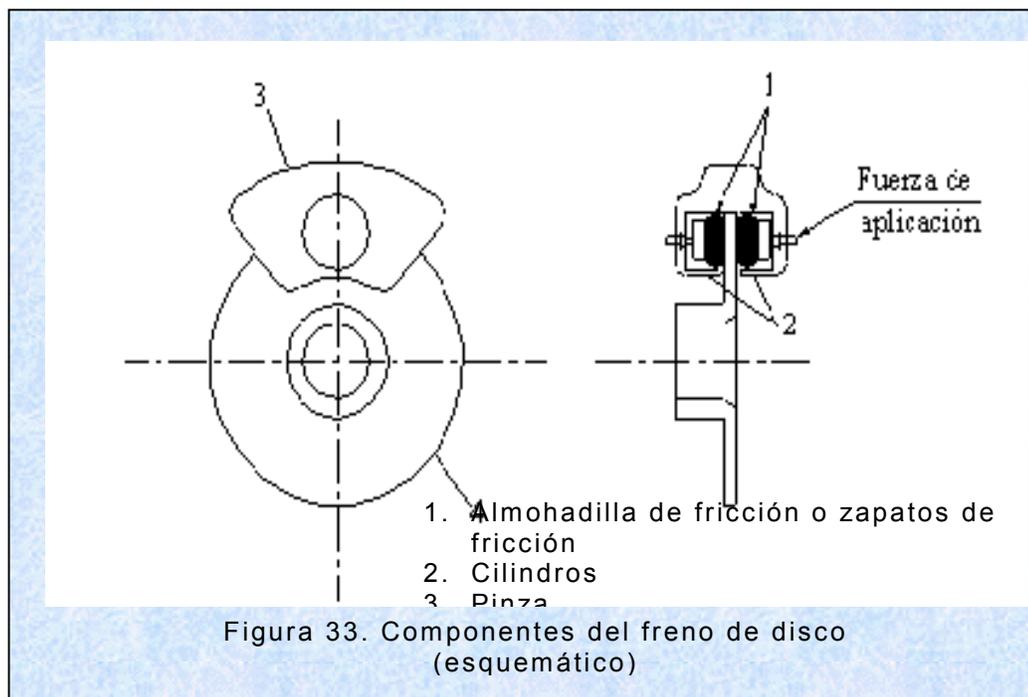
La medición de la potencia es de gran importancia ya que esta indica la capacidad de producción del motor. El dispositivo empleado consiste en un freno mecánico el cual tiene la misión de disipar la energía cinética que posee el motor o de impedir que aumente dicha energía.

El freno consta básicamente de un disco y dos superficies planas (zapatas), que se oprimen entre sí con el disco para operar y se separan para dejar de hacerlo.

En este tipo de frenos, el elemento solidario con el eje del motor es un disco de acero perpendicular a este el cual es apretado entre dos zapatas de fricción contenidas en la mordaza del freno.

Los frenos de disco son de mando hidráulico y se accionan por una bomba análoga de tipo clásico de tambor.

En la figura 33 se representa el freno de disco, compuesto esencialmente por una pinza con los cilindros y por un soporte fijada a la estructura o base, anclada al suelo. La pinza contiene las zapatas de fricción, que aprietan el disco durante el frenado. En la figura 34, se esquematiza la sección del cilindro: el disco (5), esta interpuesto entre las dos zapatas de fricción (1); cuando la conducción transmite la presión hidráulica, el émbolo empuja la zapata contra el disco; la misma presión actúa sobre el fondo del cilindro (2) y, por tanto, gracias al juego transversal de la pinza sobre el soporte, esta se desplaza de tal forma que también la otra zapata de fricción se adhiere al disco; en estas condiciones, el esfuerzo frenante resulta repartido igualmente entre las dos zapatas.



El sistema de medición de potencia consta de las siguientes partes:

- Zapatas (2 juegos).
- Disco de frenado (acero $D_i = 127 \text{ mm}$, $D_e = 228.6 \text{ mm}$).
- Eje del freno: el eje del motor está acoplado y ajustado al disco por medio chavetas.
- Manómetro (marca la presión con la cual entra el líquido de freno al pistón).
- Tuberías.
- Pedal de freno (palanca de accionamiento mecánico de la bomba de freno).
- Bomba de freno: bomba de cilindro – pistón encargada de mandar el líquido de freno a la presión necesaria para que genere la fuerza de fricción de frenado.

3.1.6.1 Selección del sistema de medición: Para la selección del sistema de medición de potencia, se diseñó un freno de disco tomando como parámetro de diseño el de un embrague de disco.

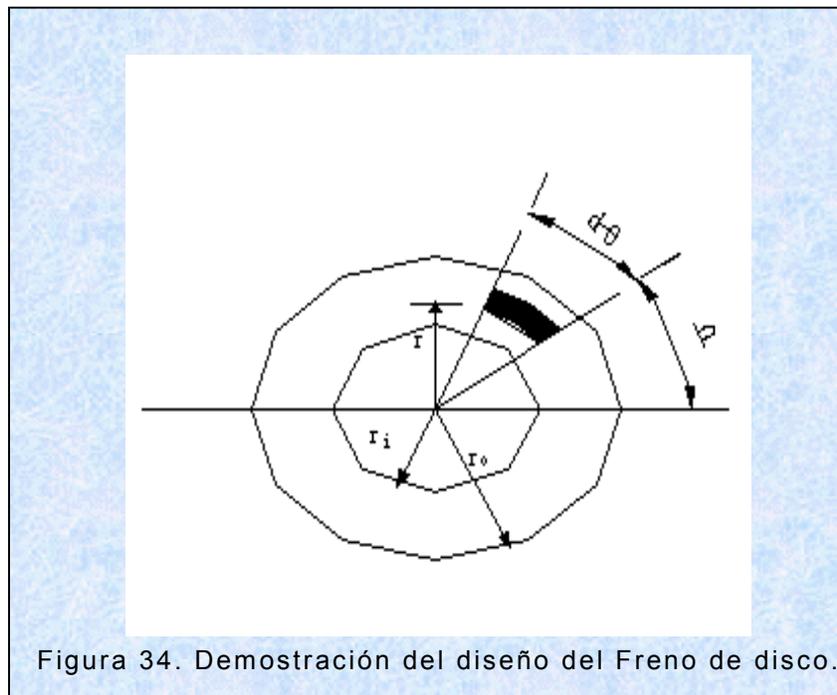
El máximo torque que desarrollaba el motor cuando estaba

nuevo era de 4.84 Kg-m (47465.88 N-m), siendo este el factor principal para el diseño de freno.

Para el diseño del freno, se trabajó con una presión admisible en la superficie de fricción de 0.8 Mpa y un coeficiente de fricción $\mu = 0.25$, correspondiente al contacto entre asbesto moldeado y acero o fundición.

🔧 Análisis bajo suposición de desgaste uniforme

$$T = n\mu \int rPdA$$



Donde:

dA = Área de contacto de la zapata.

P = Presión de contacto entre zapatas y disco.

μ = Coeficiente de fricción.

r = Radio del disco.

n = Número de superficies de contacto.

Para una variación de θ máxima de 45° (0 hasta $\pi/4$) como criterio de diseño, y una variación r desde r_i hasta r_o .

$$T = n\mu \iint r P r dr d\theta, \text{ donde } T = \left(\frac{\pi}{8}\right) n\mu P_a r_i (r_o^2 - r_i^2)$$

De la recomendación respecto a la relación entre diámetro exterior e interior sugerida por los libros (Manual Del Ingeniero Mecánico):

$$1.3 \leq D/d \leq 2$$

Se trabajó con una relación de diámetros de $D/d = 1.5$, donde D es el diámetro exterior de contacto y d es el diámetro interior.

$$1.5r_i = r_o$$

$$r_i = \sqrt[3]{\frac{T}{1.25\pi/8 n\mu P_a}}$$

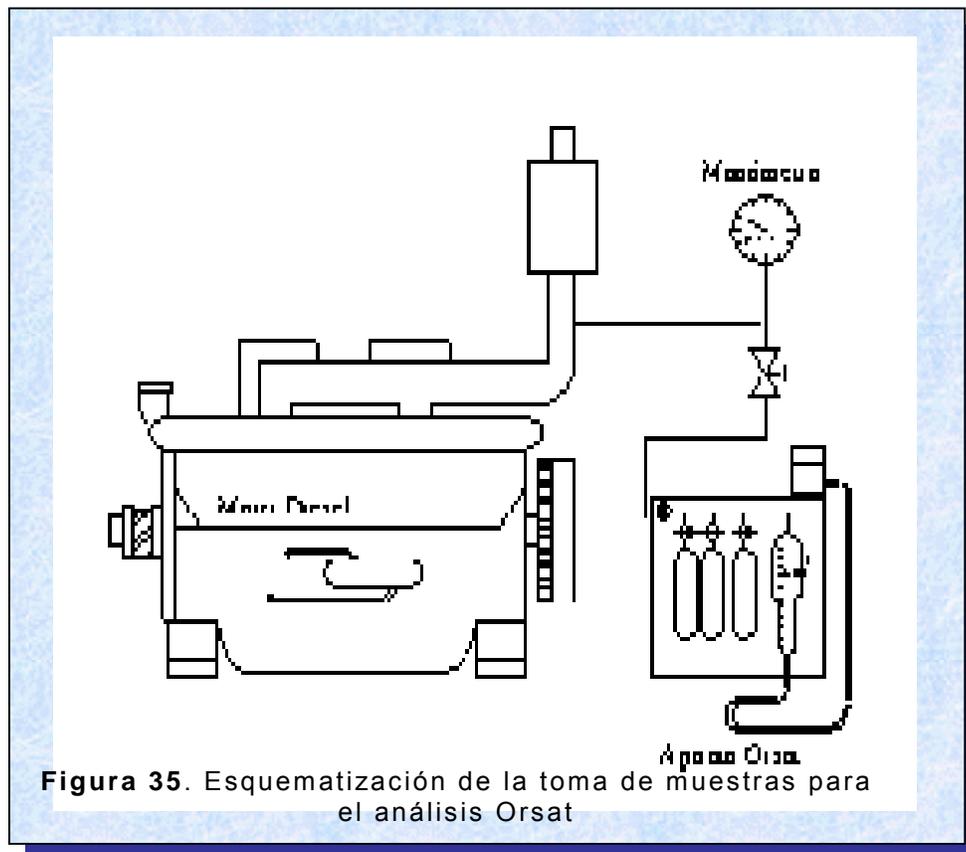
Reemplazando:

$$r_i = \sqrt[3]{\frac{47465.88 \text{ N} \cdot \text{mm}}{1.25\left(\frac{\pi}{8}\right)0.25 \cdot 2 \cdot 0.8 \text{ N/mm}^2}}$$

$$r_i = 62.29 \text{ mm} \quad r_o = 93.44 \text{ mm}$$

De esta forma se seleccionó un freno de disco con un diámetro exterior de 228.6 mm cm y diámetro interior de 127 mm, que comercialmente es el más semejante.

3.1.7 Analizador de gases de combustión. Utilizamos un equipo ORSAT, para el cálculo estequiométrico de los gases de combustión. Para poder utilizar este equipo fue necesario sacar una derivación de la tubería que lleva la señal de presión de los gases de escape como lo indica la Figura 35.



3.1.7.1 Contaminación del motor diesel. Hoy en día se ha dado un paso importante a lo que respecta a la conservación del medio ambiente, dado en una política de control de emisiones de sustancias químicas y mejora del ambiente.

Este control tiene por objeto el mejoramiento y preservación de la calidad del aire; y evitar y reducir el deterioro del medio ambiente, los recursos naturales renovables y la salud humana

ocasionados por la emisión de contaminantes químicos y físicos al aire; a fin de mejorar la calidad de vida de la población y procurar su bienestar bajo el principio de desarrollo sostenible.

El motor diesel, es una máquina de quemar aire, elemento gratuito de la atmósfera, cuya inflamabilidad es infortunadamente muy baja. Para lograr que el aire encienda en una cámara de combustión, debemos agregarle un combustible, que puede ser ACPM.

Este combustible a quemarse emite a la atmósfera residuos contaminantes en diversas fases y peligros.

Las primeras emisiones se producen durante el proceso, transporte, almacenamiento y transferencia del ACPM; Y las segundas, luego de su combustión.

El ACPM es una mezcla de hidrocarburos que se evaporan a diversas temperaturas. Antes de llegar al motor, el ACPM deja

escapar compuestos orgánicos volátiles por la vía de la evaporación. Estas emisiones pasivas se controlan mediante un control riguroso en todas las etapas del proceso, como mejores cierres de recipientes, aislamientos y receptores de carbono, en los cuales hay carbón activado que absorbe los vapores y los regenera al ponerlos en contacto con el aire.

El segundo tipo de emisiones proviene de la combustión imperfecta de estos hidrocarburos en un motor y de los residuos propios del proceso químico que se opera en la cámara de combustión.

Las principales emisiones de un escape son los hidrocarburos (HC), los óxidos de nitrógeno (NO_x) y el monóxido de carbono (CO), todos ellos que afectan la calidad local del aire, es decir contaminan a su alrededor. Pero está también el bióxido de carbono (CO_2) que afecta la calidad global del ambiente.

Estas emisiones se pueden tratar fundamentalmente colocando un catalizador en el sistema de escape, el cual, mediante un proceso químico controla la producción de gases perjudiciales

en diferentes ámbitos de la vida humana y la naturaleza en general.

Gases perjudiciales como el CO (Monóxido de Carbono) son mortales al ser inhalados, en especial en espacios cerrados como un garaje. El Dióxido de Azufre (SO₂) y el óxido de nitrógeno (NO_x) contribuyen a la llamada “lluvia ácida” que es perjudicial para los bosques, los suelos y las mismas construcciones. Los NO_x, además, se pueden combinar con los hidrocarburos y con el oxígeno y al entra en contacto con la luz del sol forman la niebla tóxica fotoquímica y excesos de ozono, que en cantidades altas trastornan el crecimiento de las plantas y causan problemas respiratorios a los humanos.

En materia de daños al ambiente global, el CO₂ es uno de los principales causantes del efecto “invernadero”, el cual es el causante del calentamiento global de la tierra con los consiguientes trastornos al hábitat.

El catalizador transforma todos esos elementos que le llegan del motor. El CO lo convierte en CO₂. Los hidrocarburos (HC)

se transforman en agua (H_2O) y el Dióxido de Nitrógeno (NO_2) lo convierte en Nitrógeno simple (N_2).

Dichos agentes químicos son denominados contaminantes de primer grado, ya que afectan la calidad del aire o el nivel de inmisión, tales como el Monóxido de Carbono, el material particulado, el Dióxido de Nitrógeno, el Dióxido de azufre y el plomo; a diferencia del dióxido de carbono que es considerado contaminante de segundo grado, ya que sin afectar el nivel de inmisión, genera daño a la atmósfera, contribuyendo a la destrucción de la capa de ozono que rodea a la tierra y al agravamiento del “efecto invernadero” o cambio climático global.

La emisión de estos agentes químicos contaminantes del aire y el medio ambiente provenientes del proceso químico de combustión de los motores Diesel, deben ser controladas de tal forma que presenten una opacidad inferior o igual a la establecida en las normas de emisión. (Ver anexo C)

3.1.8 Diagramador de presiones. Para registrar el diagrama indicado se utilizó un dispositivo tipo pistón-cilindro y un reductor de velocidades.

El dispositivo pistón-cilindro consta de un cilindro de 4 pulgadas aproximadamente de largo y de un diámetro interior de $\frac{1}{4}$ in, el material de este cilindro es acero inoxidable 316; un pistón de acero de $\phi \frac{1}{4}$ in. provisto de un vástago en cuyo extremo se coloca una plumilla graficadora, en un extremo del vástago lleva un resorte para vencer el movimiento del pistón cuando este va en las carreras de trabajo y escape. Con este dispositivo se registrarán todas las variaciones de presión ocurridas en la cámara de combustión.

El reductor de velocidades consta de un sinfín de una (1) entrada y una corona de veinte (20) dientes dando una relación 1:20. Este mecanismo se encargará de mover el papel en donde quedarán registradas todas las variaciones de presión Vs rpm. Esta relación se seleccionó con base al desplazamiento del papel.

3.1.9 Diseño del sistema de tornillo sin fin – corona. El tambor girará a 30 r.p.m. mientras que el motor girará a 600 r.p.m., o sea una reducción de 20:1

$$N^{\circ}_{REV SIN FIN} = \frac{N^{\circ}_{REV RUEDA} \times N^{\circ}_{DIENTES RUEDA}}{N^{\circ}_{FILETES SIN FIN}}$$

$$N^{\circ}_{REV SIN FIN} = \frac{30 \times 20}{1}$$

$$N^{\circ}_{REV SIN FIN} = 600 R.P.M.$$

TORNILLO SIN FIN

Modulo = $m = 1.75$ mm

Filetes = 1 filete

Angulo de presión = 20°

Diámetro exterior = $D_e = 25.4$ mm

Diámetro primitivo = $D_p = D_e - 2m$

$$D_p = 25.4 - (2)(1.75) = 21.9 \text{ mm}$$

Paso del tornillo = $P_T = m \pi = (1.75) (\pi) = 5.4978$ mm

Altura total = $h_T = (2.16)(2m) = 7.56$ mm = 0.298 in

Diámetro interior = $D_i = D_e - h_T = 25.4 - 7.56 = 17.84$ mm

$$\tan \alpha = \frac{P}{\pi D_p} = \frac{5.49}{21.9\pi} = 0.0798$$

$$\alpha = 4^{\circ}$$

$$\beta = \text{Angulo de incidencia} = \alpha + 6^{\circ} = 4^{\circ} + 6^{\circ} = 10^{\circ}$$

CORONA

$$m = 1.75 \text{ mm}$$

$$Z = 20 \text{ dientes}$$

$$\text{Angulo de presión} = 20^\circ$$

$$D_p = \frac{m \times Z}{\cos \beta} = \frac{1.75 \times 20}{\cos 10^\circ} = \frac{35}{0.98} = 35.7 \text{ mm}$$

$$D_e = (Z + 2) \times m = (20 + 2) \times 1.75 = 38.5 \text{ mm}$$

$$R = \text{radio de la garganta} = (0.5 \times D_p) - m = (0.5 \times 21.9) - 1.75 = 9.2 \text{ mm}$$

$$D_2 = \text{diámetro mayor} = D_e + 2R(1 - \cos \alpha) = 38.5 + (2)(9.2)(1 - 0.9275)$$

$$D_2 = 38.63 \text{ mm}$$

$$\cos \alpha = \frac{D_p}{D_e} = \frac{35.7}{38.5} = 0.9275$$

$$\text{Angulo de hélice} = \alpha = 21^\circ$$

$$\text{Ancho de la rueda para 1 o 2 hélices} = L = (2.38P) + 6$$

$$L = (2.38)(5.4978) + 6 = 19.08 \text{ mm}$$

$$\text{Paso de la corona} = (m)(\pi) = 5.4978 \text{ mm.}$$

4. GUÍA DE LABORATORIO

4.1 GUÍA DE LABORATORIO 1: OPERACIÓN DEL MOTOR DIESEL.

4.1.1 Objetivos.

- 🔦 Identificar las partes del Motor Diesel de cuatro tiempos.
- 🔦 Adquirir habilidad en arrancar, operar y parar el Motor Diesel de cuatro tiempos.

4.1.2 Equipo y componentes. Motor Diesel Petter AV2 de cuatro tiempos.

4.1.3 Procedimiento. Identifique las siguientes partes del motor Diesel Petter .

- a. Tanque, línea de combustible, válvula de los mismos.
- b. Inyector de combustible.
- c. Filtro de aire.
- d. Culatas.
- e. Control de velocidad variable.

- f. Cebado o preparación de arranque.
- g. Carter, tapa de llenado de aceite, varilla medidora del nivel de aceite y tapón de descarga del aceite.
- h. Palanca de paro (stop)
- i. Tapa de llenado de combustible y filtro de combustible.
- j. Eje del cigüeñal.
- k. Palancas de descompresión.
- l. Filtro de aceite.
- m. Múltiple de escape y Silenciador.
- n. Palanca de paro por sobrecarga.

4.1.3.1 Recomendaciones. Reglas de seguridad para la operación del motor diesel petter AV2:

- a. No llene el tanque de combustible mientras el motor está en marcha.
- b. Cerciórese de que no haya derrames de combustible y en el caso de observar alguno, límpielo y elimínelo.
- c. Emplee solo combustible Diesel.
- d. No toque el eje del cigüeñal cuando el motor está en marcha y si lleva ropa suelta manténgase alejado del eje de rotación.

- e. No toque el múltiple de escape del motor y el silenciador hasta que este se haya enfriado.
- f. Proporcione suficiente ventilación para el escape del motor.
- g. Pare el motor solamente con la palanca de parada y espere que este se detenga.

4.1.3.2 Revisión pre-operacional. Antes de arrancar el motor deben efectuarse las siguientes operaciones:

- a. Llene el tanque de combustible con aceite Diesel (A.C.P.M) limpio, fresco, de grado A1 o A2. Recuerde emplear un embudo y limpiar todo lo que se haya derramado. Cerciórese que la válvula de salida del tanque de combustible se encuentre cerrada.
- b. Revise el nivel de aceite en el carter. Este debe llenarse con aceite hasta la línea superior en la varilla de nivel. Si el nivel de aceite estuviese por debajo de la marca, llénelo con aceite SAE 20 W 40.
- c. Revise el filtro de aire para cerciorarse que esta limpio.

4.1.3.3 Arranque del motor. El siguiente procedimiento sirve

para arrancar el motor y debe seguirse en el orden indicado.

- a. Asegúrese que el Motor esté adecuadamente ventilado antes de arrancarlo.
- b. Abra los descompresores D_1 y D_2 y cerciórese que las válvulas V_1 y V_2 estén abiertas.
- c. Si el tanque de combustible se ha vaciado durante la marcha hasta quedar seco, será necesario purgar o extraer el aire del sistema de combustible (evite que suceda esto), proceda como sigue:

 Eliminar el aire contenido en la línea de alimentación que va del tanque a la bomba de inyección, para esto se afloja la tubería del combustible conectada a los inyectores.

 Abra el acelerador completamente (80%).

 Haga girar manualmente el eje del motor con su respectiva manivela hasta lograr que se derrame un poco de combustible (sangrado). No olvide limpiar y secar el combustible derramado como medida de precaución.

Véase la figura 32 para localizar dicha tubería.

- d. Conecte nuevamente la tubería para cada inyector.
- e. Nuevamente haga girar el eje del motor con su manivela, hasta lograr una buena inercia.

- f. Baje rápidamente el primer descompresor (cualquiera que sea) y espere por unos minutos que el motor permanezca encendido con un solo cilindro para que caliente, luego baje el segundo descompresor para que el segundo cilindro empiece a funcionar.

4.1.3.4 Paro del motor.

- a. Reduzca toda la apertura del acelerador hasta que el motor marche suavemente y déjelo en marcha mínima por uno o dos minutos.
- b. Levante las palancas contiguas a las bombas de inyección. El motor se detendrá. Regulador de velocidad a 0%.

4.1.3.5 Advertencias importantes. Para garantizar una operación continua segura y eficiente del Motor Diesel Petter de cuidadosa atención a las siguientes advertencias:

- a. No pare el motor cuando esté totalmente acelerado.
- b. No pare el motor haciéndolo que marche hasta agotar el combustible. Si el motor funciona hasta que el tanque de combustible este completamente vacío, el aire entrará en

las líneas por lo que será necesario purgar y cebar de nuevo el sistema.

- c. No parar el motor con las palancas de descompresión o causará daños a los asientos de válvula y a la junta de la cabeza de los cilindros.
- d. No encienda el motor con el nivel mínimo de aceite.

4.2 GUÍA DE LABORATORIO 2: MEDICIÓN DE CONSUMO DE AIRE.

4.2.1 Objetivos.

- a. Determinar el consumo de aire del motor.

4.2.2 Equipo y componentes.

- a. Motor Diesel Petter de 4 tiempos.
- b. Manómetro diferencial (U).
- c. Mangueras.
- d. Tanque de compensación.
- e. Platina de orificio.

4.2.3 Descripción. El medidor de flujo de aire permite determinar la cantidad de aire que entra al motor en diversas condiciones de operación. El flujo de aire se mide haciendo que el motor lo aspire a través de una platina de orificio calibrada, pasando luego al tambor de amortiguación de pulsos, y después por una tubería llega al manifold de admisión del motor como se indica en la Figura 36 . Puesto que todo el aire que entra al cilindro ha pasado por la platina de

orificio, la intensidad de flujo puede determinarse midiendo la caída de presión entre uno y otro lado de dicha platina.

La diferencia de presión que hay en uno y otro lado de la platina de orificio se mide en pulgadas o centímetros de agua por medio de un manómetro de líquido en “U”, que es un instrumento que se usa para medir la presión de gases y vapores. La presión del aire suele expresarse como la altura de columna de agua, en centímetros o pulgadas, que puede soportar.

Un centímetro de agua equivale a una presión de 0.001 Kg/cm^2 y una pulgada de agua a 0.036 Lb/in . Se tiene las siguientes equivalencias:

$$1 \text{ in de agua} = 2.54 \text{ cm de agua} = 0.00254 \text{ Kg/cm}$$

4.2.4 Procedimiento. Utilice como guía el siguiente procedimiento y disponga el medidor de flujo de aire para su empleo con el Motor Diesel como sigue:

- a. Instale la platina de orificio cuyo diámetro es de 0.6 pulgadas, entre las bridas del tambor de pulsos.
- b. Quite el filtro de aire del motor.

- c. Conecte el tambor de amortiguación de pulsos con la toma de aire del múltiple de admisión del Motor por medio de una tubería P.V.C de 2".
- d. Asegúrese que todas las conexiones queden herméticas.
- e. Conecte mediante mangueras plásticas las tomas de bridas con el manómetro diferencial.
- f. Antes de arrancar el Motor repase la revisión pre-operacional y los procedimientos de arranque del experimento de Laboratorio 1.
- g. Arranque el motor y ajuste el acelerador en 800 R.P.M espere unos segundos para que se caliente.
- h. Deje el motor con carga mínima y registre la lectura del manómetro.
- i. Varíe las R.P.M y anote las lecturas respectivas del manómetro diferencial en la tabla 1.
- j. Para las diferentes R.P.M que aparecen en el cuadro y en base a los datos leídos en el manómetro diferencial, utilice la siguiente ecuación para determinar el consumo de aire real. Con los datos leídos y calculados complete la tabla 1.

$$Gr = 18.66 \sqrt{Hm} \left(\frac{lbm}{hr} \right) = 5.3225 \sqrt{Hm} \left(\frac{Kg}{hr} \right)$$

Gr = Flujo de aire real consumido.

Hm = Dato leído en el manómetro diferencial que establece la diferencia de meniscos en el manómetro (cm de H₂O).

Para el calculo del consumo de aire teórico utilice la siguiente ecuación:

$$Gt = \frac{1}{t} \times Z \times V \times N \times P_f$$

Gt = Flujo de aire teórico consumido. (Kg/min)

t = 1 o 2, para motores de dos o cuatro tiempos respectivamente.

Z = Número de cilindros.

V = Capacidad cúbica del motor por cilindro (553 cm³ o 33.746 in³).

N = R.P.M del motor.

P_f = Peso específico del aire.

Para el calculo del rendimiento volumétrico utilice la siguiente ecuación:

$$\eta_v = \frac{Gr}{Gt} \times 100\%$$

4.2.5 Preguntas

1. ¿Varió el consumo de aire a diferentes RPM?
2. ¿En caso afirmativo a que se debió esta variación?
3. ¿Por qué es importante tener conexiones herméticas en los extremos de las mangueras?
4. Haga una gráfica de consumo de aire Vs RPM y establezca conclusiones.

4.3 GUÍA DE LABORATORIO 3: MEDICIÓN DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE.

4.3.1 Objetivos.

- ☛ Calcular el consumo de combustible utilizando un medidor de flujo.

4.3.2 Equipo y componentes.

- ☛ Motor Diesel Petter AV2 de 4 tiempos.
- ☛ Medidor de flujo de combustible (Bureta graduada), válvulas V1 y V2.

4.3.3 Descripción. Una parte esencial del análisis de funcionamiento de un motor es la medición precisa y significativa del consumo de combustible.

El sistema de combustible proporciona un medio para determinar el consumo de combustible a velocidades dadas. En este experimento de laboratorio se familiarizará al estudiante con el medidor de flujo de combustible del sistema de referencia.

El consumo de combustible, suministrado del depósito o tanque al motor, se mide cuando pasa a través de una bureta graduada antes de que llegue a los inyectores o la bomba de inyección. La bureta es un tubo cilíndrico graduado con precisión.

4.3.4 Procedimiento. Utilizando el siguiente procedimiento como guía, monte el medidor de flujo de combustible.

- a. Cerciórese que esté limpio el depósito.
- b. Ponga suficiente combustible en él para poder efectuar todas las pruebas sin tener que volver a llenarlo. Cerciórese que el combustible sea aceite Diesel.
- c. Coloque el depósito de combustible sobre una base firme.
- d. Conecte la línea de combustible que viene del depósito del aceite Diesel (A.C.P.M) a la entrada de la bureta, y la salida de esta a su vez con la entrada de combustible del motor.
- e. Asegúrese que todas las conexiones de las líneas mencionadas sean herméticas.
- f. Antes de arrancar el motor repase la revisión pre-operacional y los procedimientos de arranque del experimento de laboratorio 1.

- g. Cerciórese que las válvulas V_1 y V_2 estén abiertas.
- h. Arranque el motor y ajuste el acelerador a 800 R.P.M.
Espere unos segundos para que se caliente.
- i. Cierre la válvula V_1 y seleccione en la bureta graduada un volumen de combustible y anótelos en la tabla 1.
- j. Con un cronómetro lea el tiempo consumido hasta que el combustible llegue a la marca inferior del volumen seleccionado. Este dato anótelos en la Tabla 1 y simultáneamente anote el tiempo de duración.
- k. Realice la medición del consumo de combustible mediante los datos leídos y la siguiente ecuación :

$$B = \frac{V}{T} \times \rho_{(A.C.P.M.)}$$

B = Consumo de combustible en Kg/hr.

V = Volumen de combustible consumido en la bureta en m^3 ($1 \text{ ml} = 1 \text{ cm}^3 = 1 \times 10^{-6} \text{ m}^3$).

T = Tiempo en hr.

$$\rho_{(A.C.P.M.)} = 8600 \text{ kg/m}^3.$$

- l. Repita los pasos de la "j a k" para las diferentes R.P.M. y con los datos leídos calcule el consumo de combustible.

CUADRO 4. Datos iniciales de consumo de combustibles vs. R.P.M. sin carga

RPM	Volumen Inicial	Volumen final	$V_f - V_i$	Tiempo

CUADRO 5. Consumo de combustible Vs. R.P.M. sin carga

DATOS LEIDOS			DATOS CALCULADOS
R.P.M	Volumen de combustible (m^3)	Tiempo (hr)	Consumo de combustible B (Kg/hora)

4.3.5 Preguntas.

1. Realice una gráfica de R.P.M. Vs. Consumo de combustible.

2. Es mayor el consumo de combustible a medida que aumenta las R.P.M.? Explique.

3. Con los datos del laboratorio No. 2 y las del laboratorio No. 3 construya una gráfica de la relación consumo de aire/consumo de combustible (A/C). Vs. Revoluciones del motor. Saque conclusiones.

CUADRO 6. Relación aire combustible Vs. R.P.M. sin carga.

R.P.M	Gr (Kg/hr)	B (Kg/hr)	Relación Gr/B

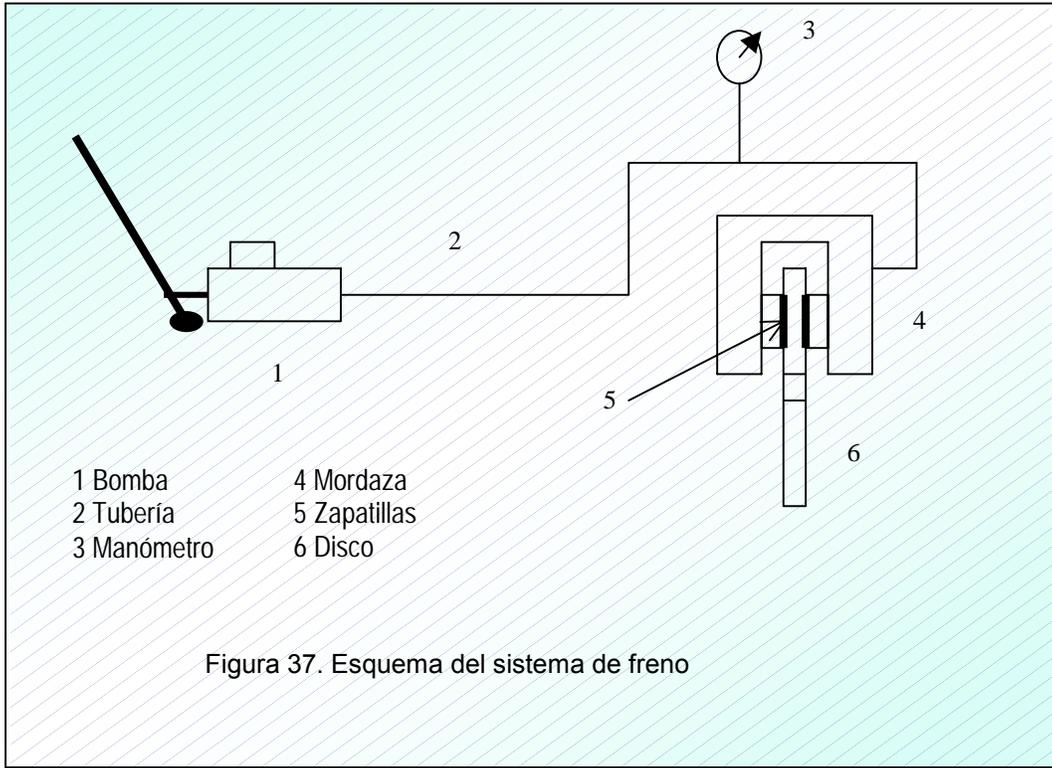
4.4 GUÍA DE LABORATORIO 4: MEDICIÓN DE LA POTENCIA AL FRENO.

4.4.1 Objetivos. Calcular la potencia al freno del Motor Diesel Petter aplicando el medidor de potencia.

4.4.2 Equipo y componentes

- ☞ Sistema de freno hidráulico.
- ☞ Motor Diesel Petter AV2 de 4 tiempos.
- ☞ Tacómetro.

4.4.3 Descripción. La capacidad de trabajo y la eficiencia de un motor se determina midiendo su potencia de salida. Una vez se conozca esa potencia, el motor podrá utilizarse en aplicaciones que estén dentro de su capacidad. Para medir la potencia del motor se utilizará un sistema de freno hidráulico acoplado a él (véase figura 37). El dispositivo de freno cuenta con una bomba hidráulica que accionada mediante una palanca envía una señal de presión a un sistema de freno de disco constituido por una mordaza y dos zapatas de fricción, que al recibir la señal aprietan el disco provocando que este se detenga.



4.4.4 Procedimiento.

- a. Antes de arrancar el motor repase la revisión pre-operacional y los procedimientos de arranque del experimento del Laboratorio 1.
- b. Arranque el motor y ajuste el acelerador a 800 R.P.M. espere unos minutos para que el motor se caliente.
- c. Varíe las R.P.M. del motor y mantenga la presión del freno hidráulico constante.
- d. Mediante la siguiente ecuación obtenga la potencia.

Para realizar el cálculo de la potencia al freno se requiere de los siguientes datos:

- ❖ Torque: es el resultado de multiplicar el valor de la fuerza de fricción por el radio medio del disco.
- ❖ R.P.M.

$$P = 0.1125T.w$$

$$T = \text{lbf} - \text{in}$$

$$W = \text{R.P.M.}$$

Para el cálculo del torque se siguen los siguientes pasos:

- ❖ Se toma la lectura de presión P en el manómetro.
- ❖ Calcule $F = P \times A$, fuerza axial a lo largo del pistón. (lbf)

$$P = \text{presión del líquido de freno. (lbf/in}^2\text{)}$$

$$A = \text{Área del pistón} = 0.44 \text{ in}^2$$

- ❖ Calcule $F_{ROZ} = F \times \mu$, fuerza que genera el torque opuesto al giro del motor.
- ❖ Calcule $T = F_{ROZ} \times r_{MEDIO}$
- ❖ $r_{MEDIO} = \frac{r_o + r_i}{2}$, $r_o = 5 \text{ in}$, $r_i = 9 \text{ in}$

CUADRO 7 Calculo de la potencia

Datos medidos		Datos calculados	
R.P.M.	Presión de carga	Torque	Potencia W

4.4.5 Preguntas.

1. Trace la gráfica de R.P.M Vs. potencia y establezca conclusiones.
2. ¿Cual es la potencia máxima que puede entregar el motor a 1500 R.P.M.?
3. Trace la gráfica de R.P.M. vs consumo de combustible (ver guía de lab. # 3) y establezca conclusiones.
4. Trace la gráfica de R.P.M. vs torque y establezca conclusiones.
5. Es igual la potencia máxima obtenida a la que aparece en la placa característica del motor? Explique.
6. ¿Por qué en el instante que aumentan las R.P.M, el motor trata de aumentar la potencia, aunque su carga aplicada sea la misma?

4.5 GUÍA DE LABORATORIO 5: GRÁFICO DEL DIAGRAMA INDICADO.

4.5.1 Objetivos.

- ❖ Obtener la gráfica del diagrama indicado abierto, del Motor Diesel Petter.

4.5.2 Equipos y componentes.

- ❖ Motor Diesel.
- ❖ Tacómetro.
- ❖ Graficador de presiones.

4.5.3 Descripción. En el estudio de un motor, es interesante la toma de los diagramas al cambiar las condiciones de trabajo, para este propósito se utiliza el indicador de diagrama continuado que registra por completo los diagramas sucesivos sobre la misma hoja de papel. Se emplea un papel que gira sobre un vástago, para irse arrollando en un tambor que gira mediante un mecanismo de reducción, cuya finalidad es obtener una copia a escala del movimiento del motor; y un mecanismo tipo pistón-cilindro con resorte calibrado, que

registra todas las variaciones de presión en el interior de la cámara de combustión.

4.5.4 Procedimientos. Utilice como guía el siguiente procedimiento y disponga del graficador para su empleo con el Motor Diesel petter AV2 como sigue:

- a. Acople el rodillo del graficador con la polea del reductor por medio de una correa, (asegúrese que quede bien alineado y templado).
- b. Asegúrese que todas las conexiones estén bien herméticas.
- c. Antes de arrancar el motor repase la revisión pre-operacional y los procedimientos de arranque del experimento del Laboratorio 1.
- d. Arranque el motor y ajuste el acelerador a 800 R.P.M. espere unos minutos para que el motor se caliente.
- e. Abra la válvula de cierre rápido que alimenta el cilindro graficador.
- f. Espere unos segundos hasta que se hayan graficado diferentes ciclos.
- g. Varíe las R.P.M. del motor.
- h. Cierre la válvula de cierre rápido.
- i. Apague el motor.

j. Saque el papel graficado.

4.5.5 Preguntas.

1. ¿Por qué se presentan variaciones en los picos de los ciclos graficados?
2. Establezca conclusiones de los ciclos graficados.

4.6 GUÍA DE LABORATORIO 6: ANÁLISIS ESTEQUIOMETRICO DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN MEDIANTE EL APARATO ORSAT.

4.6.1 Objetivos. Determinar la cantidad de bióxido de carbono, oxígeno y monóxido de carbono existente en los gases de combustión del Motor Diesel.

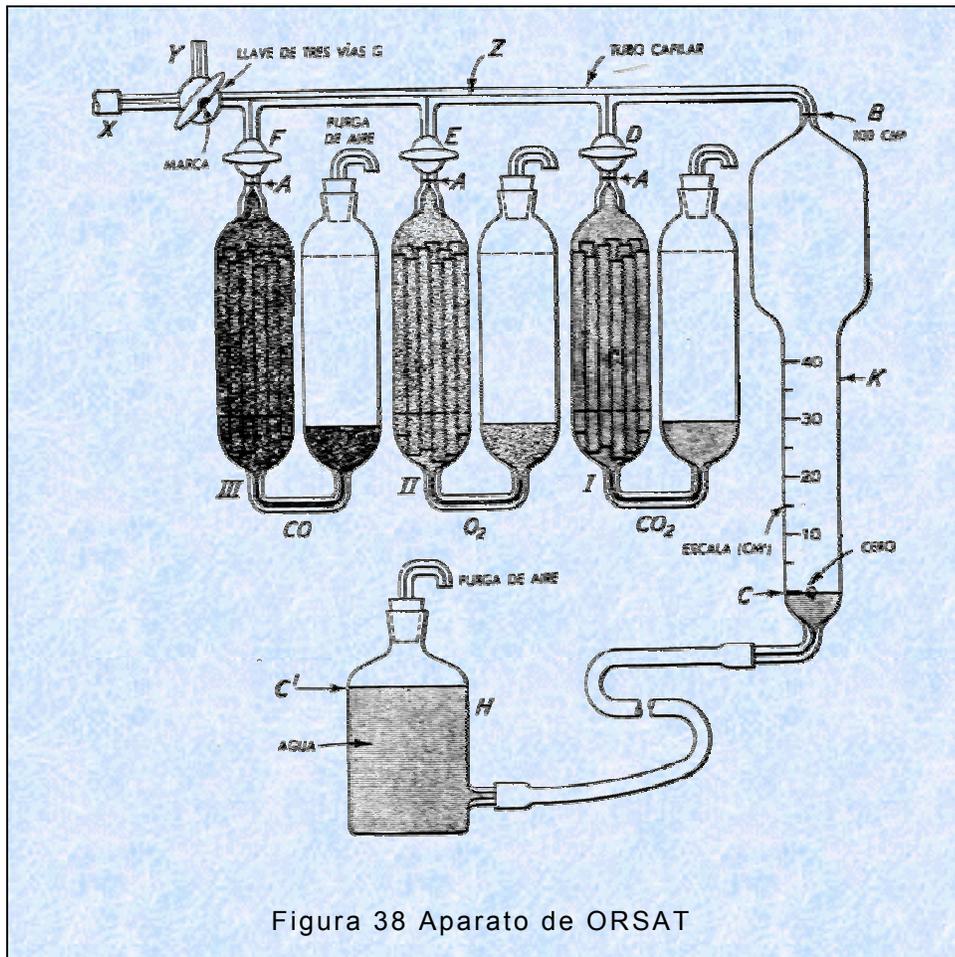
4.6.2 Equipos y componentes

- ❖ Motor Diesel Petter AV2 cuatro tiempos.
- ❖ Tacómetro.
- ❖ Aparato ORSAT.
- ❖ Manguera.
- ❖ Válvula.
- ❖ Solución de hidróxido de potasio al 30%.
- ❖ Solución alcalina de pirogalol.
- ❖ Solución de cloruro cuproso.

4.6.3 Descripción. El análisis de los gases de escape es una operación sencilla que puede servir para estimar el consumo de aire del motor.

En el análisis de mezclas gaseosas por medio de un aparato ORSAT, se determinan varios componentes, midiendo sistemáticamente los cambios de volúmenes que se afectan durante la prueba, cuando las mezclas de gases pasan por varios absorbentes.

Los resultados del análisis se expresan en porcentajes por volúmenes.



4.6.4 Procedimiento. Un conocimiento acerca de cómo se va a manipular el aparato es necesario. Antes de poder analizar una muestra con exactitud, el estudiante debe familiarizarse con las posiciones de abrir y cerrar de las llaves de tres vías con el fin de dirigir el gas de una parte a otra del aparato, la lubricación adecuada de las llaves es también esencial, puesto que el análisis no tiene ningún valor, si se presenta un escape o una entrada de aire.

a. Véase la figura 38 e identifique las siguientes partes:

- * Bureta graduada (K)
- * Las pipetas (I, II, III)
- * Botella niveladora H
- * Llave de 3 vías G
- * Manifold de escape X
- * Llaves F, E, D.

b. Para operar eficientemente el aparato ORSAT, arregle las pipetas en el mismo orden en que se determinan los

componentes de la mezcla de gases. El orden es el siguientes:

- Bióxido de carbono: determinado por absorción en hidróxido de potasio en una pipeta de válvula de burbujeo I.
- Oxígeno: determinado por absorción en pirogalol alcalino, también en una pipeta de válvula de burbujeo II.
- Monóxido de Carbono: determinado por absorción en cloruro cuproso y/o en absorbentes en pipeta de contacto III.
- Nitrógeno: determinado por diferencia (100 menos la suma de los porcentajes de todos los otros componentes).

Preparación del aparato.

- c. Arme el equipo y llene las pipetas I, II, III con los reactivos adecuados hasta los niveles deseados (1/2 pulgada de la llave, hasta el nivel AAA).
- d. Levante el frasco H hasta que el nivel del agua en K llegue al punto B, manteniéndose cerradas las llaves D, E y F y Z en comunicación con Y.

- e. Cerrar luego la llave G, bajar el frasco H ligeramente y abrir la llave D. El líquido en I subirá entonces y se bajará H poco a poco hasta que el nivel en I se encuentre en A. Se cierra luego D, se eleva H y se abre G otra vez hacia Y.
- f. Se repite la misma operación para II y para III.
- g. Finalmente se eleva el nivel de K hasta B, se cierra G y se hace bajar H lo más que se pueda. Los niveles AAA y B no deben variar durante un período prudencial.
- h. Si se observa alguna variación de nivel, debe sospecharse que hay una infiltración de aire y deben examinarse las uniones de tubos de goma. Si no hay pérdidas de nivel el aparato esta en condiciones para el análisis.
- i. Conecte el aparato ORSAT a la toma de muestras X del manifold de escape que se encuentra en el tablero mediante una manguera.
- j. Antes de arrancar el motor repase la revisión pre-operacional y los procedimientos de arranque del experimento de Laboratorio 1.

- k. Arranque el motor y ajuste el acelerador a 800 R.P.M., espere unos minutos hasta que el motor se caliente.
- l. Dése vuelta a la llave G para que habrá X (y cierre Y) y tómese la muestra. Expúlsese por Y y repítase la operación con una segunda muestra que también se expulsará por Y. (La razón de estas operaciones previas es expulsar todo el aire que pueda contener el aparato.)
- m. Levante el frasco H, hasta que el nivel del agua en K llegue al punto B, manteniendo cerradas las llaves D, E, F y Z en comunicación con Y; Déjese entrar el tercero y último volumen de gas de escape con el objeto de tomar la muestra en la bureta haciendo bajar el agua de la bureta hasta el nivel cero o un poco más alto que el cero.
- n. Cierre la llave G y apague el motor en el orden respectivo.
- o. Levántese H y ábrase D, elevando ligeramente H hasta que el nivel de K llegue a la señal B.
- p. Ciérrese D y colóquese H en el estante superior del aparato dejándolo allí dos o tres minutos

- q. Haga pasar luego el gas al recipiente K hasta que el nivel del líquido se halle otra vez en A.

- r. Igualar los niveles del agua en H y K y anotar la lectura de la graduación (el ojo debe estar en el mismo plano horizontal que el menisco que se lee).

- s. Repetir la operación hasta que las dos lecturas sucesivas den el mismo resultado, anote el dato en la tabla 5. Esto indicará que todo el Bióxido de Carbono ha sido absorbido (anote cada lectura de volumen).

- t. Trasladar el gas al tubo II, donde se absorbe el oxígeno. En este caso el proceso será más largo, porque la reacción es muy lenta.

Nota: Debe notarse también que la solución de pirogalol que hay en II absorberá el oxígeno atmosférico, podrá quedar saturado o inactivo aún cuando no este en uso, por lo que es prudente reemplazar esta solución cada vez que se emplee el aparato. La diferencia entre la observación final y la que se

tomó después de la absorción del CO_2 nos dará el volumen de oxígeno absorbido. Anótese este valor en la cuadro 5.

u. Finalmente se hace pasar el gas por el tubo III para el CO; sin embargo en un motor bien conducido la cantidad de este gas debería ser nula. Repita los procedimientos anteriores y en cada caso anote el valor del volumen en la cuadro 5.

CUADRO 8. Análisis estequiométrico de los gases de combustión a diferentes R.P.M. mediante el aparato de ORSAT.

Datos leídos				Datos calculados
Número	CO_2	O_2	CO	
				% CO_2
				% O_2
				% N

4.6.5 Preguntas.

1. Dado los valores del cuadro anterior interprete los resultados.
2. Después de realizada la prueba está de acuerdo con la norma.

3. Qué se debe hacer en caso de que la prueba no esté de acuerdo con la norma.

4.7 GUÍA DE LABORATORIO 7: POTENCIA CONSUMO DE AIRE Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE CON ACELERADOR TOTALMENTE ABIERTO Y CARGA VARIABLE

4.7.1 Objetivos.

- Calcular las relaciones aire-combustible cuando se conocen los flujos de aire y de combustible a diferentes condiciones de carga.
- Calcular la eficiencia volumétrica cuando se conocen el consumo de aire, el desplazamiento volumétrico y la velocidad del motor a diferentes condiciones de carga.

4.7.2 Equipos y componentes.

- Motor diesel Petter.
- Sistema de medición de consumo de aire.
- Sistema de medición de consumo de combustible.
- Sistema de medición de potencia.

4.7.3 Descripción. La medición de las R.P.M, el par de rotación y el calculo de la potencia proporcionan información muy útil para comprender las características de funcionamiento del motor. Sin embargo, se puede aprender mucho más midiendo con precisión las cantidades de aire y combustible consumidas por el motor. Una vez que se conozcan los consumos de aire y combustible, se podrá obtener la eficiencia volumétrica, el consumo específico de combustible y la eficiencia térmica. Cuando se conocen estos factores se puede obtener toda la información deseada sobre las características totales de funcionamiento de un motor.

En este experimento de laboratorio se operara el motor con el acelerador totalmente abierto a carga variable, se medirán los consumos de aire y combustible, y la presión ejercida en el freno hidráulico. A partir de estos datos se podrá calcular la potencia, la relación de aire-combustible, la eficiencia volumétrica y el consumo específico de combustible.

4.7.4 Procedimiento.

- a. Conecte el medidor de flujo de aire al motor siguiendo los pasos descritos en el laboratorio 2.
- b. Conecte el medidor de flujo de combustible al motor siguiendo los pasos descritos en el laboratorio 3.
- c. Asegúrese que las conexiones de las mangueras de aire y combustible estén herméticas.
- d. Antes de arrancar el motor repase la revisión pre-operacional y los procedimientos de arranque del laboratorio 1.
- e. Arranque el motor y ajuste el acelerador a 800 R.P.M. Déjelo calentar por unos segundos.
- f. Aumente lentamente la apertura del acelerador a la posición de abierto totalmente; luego aumente paulatinamente la carga.
- g. Registre el valor de la presión obtenida por el freno hidráulico para cada valor de R.P.M.
- h. Registre el valor del manómetro diferencial y calcule el consumo de aire.
- i. Realice la medición del consumo de combustible mediante los datos leídos.
- j. Calcule la potencia del motor para todos los registros de presión obtenidos.
- k. Mediante la siguiente ecuación obtenga la potencia:

$$P = 0.1125 T.w, T(\text{lb.in}), w (\text{RPM}), P (\text{W})$$

l. Divida el consumo de aire entre el consumo de combustible para obtener la relación de aire a combustible.

m. Utilizando el consumo de combustible y la potencia, calcule el consumo específico de combustible B_c :

$$B_c = \frac{\text{Consumo de combustible}}{\text{Potencia}} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{W/hr}} \right)$$

n. Empleando el consumo de aire y el desplazamiento volumétrico calcule la eficiencia volumétrica.

$$\text{Eficiencia Volumétrica} = \frac{\text{Consumo de aire real}}{\text{Consumo de aire teorico}} = \frac{Gr}{Gt}$$

CUADRO 9. Potencia consumo de aire y consumo de combustible con acelerador totalmente abierto y carga variable.

DATOS LEIDOS				
R.P.M	Presión de carga	ΔH (cm)	t(seg)	Volumen(c.c)
DATOS CALCULADOS				

POT.	Gr	Gt	B	Gr/B	Bc	η_v

4.7.5 Preguntas:

1. Haga una gráfica de R.P.M Vs Potencia.
2. Haga una gráfica de R.P.M Vs Eficiencia volumétrica.
3. Haga una gráfica de R.P.M Vs Consumo específico de combustible.
4. Saque las conclusiones de cada gráfica.
5. Comparar las gráficas de la guía del laboratorio No. 7 con las gráficas de la guía del laboratorio No. 4 y elabore una abstracción.
6. Que relación de aire combustible recomendaría para obtener potencia máxima con el acelerador totalmente abierto.
7. Mantiene el motor esta relación de aire – combustible a medida que cambia la velocidad (R.P.M) del mismo. Explique por qué.
8. Por qué varía la eficiencia volumétrica con las R.P.M.

4.8 GUÍA DE LABORATORIO 8: POTENCIA CONSUMO DE AIRE Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE A VELOCIDAD CONSTANTE APERTURA VARIABLE DEL ACELERADOR Y CARGA VARIABLE

4.8.1 Objetivos.

- Mostrar el efecto de la carga sobre las R.P.M. del motor.
- Observar como cambia la potencia cuando se varía la apertura del acelerador y se mantiene constante la velocidad.

4.8.2 Equipo y componentes.

- Motor Diesel Petter.
- Sistema de medición de flujo de aire
- Sistema de medición de combustible
- Sistema de medición de potencia

4.8.3. Descripción. El sistema de inyección le debe dar salida a la cantidad correcta de combustible con la suficiente presión y en el preciso momento en que se necesita.

Además, la inyección completa debe iniciarse y detenerse instantáneamente, la relación del aire a combustible depende principalmente del sistema de inyección puesto que la admisión de aire no varía mucho con la carga y la velocidad. Durante este laboratorio se probará el sistema de inyección de combustible manteniendo la velocidad del motor a 800 R.P.M y variando tanto la apertura del acelerador como la carga.

Por consiguiente se analizarán las otras características de funcionamiento y se observará como se comporta cuando se le hace operar con apertura parcial del acelerador.

4.8.4 Procedimiento.

- a. Conecte al motor el medidor de flujo de aire siguiendo los pasos descritos en el experimento de laboratorio 2.
- b. Conecte al motor el medidor de flujo de combustible siguiendo los pasos descritos en la guía de laboratorio 3.
- c. Revise que las conexiones de las mangueras de aire y combustible sean herméticas.

- d. Antes de arrancar el motor repase la revisión pre-operacional y los procedimientos de arranque de la guía de laboratorio 1.
- e. Arranque el motor y ajuste el acelerador a 800 R.P.M. déjelo calentar durante un tiempo.
- f. Mientras se calienta el motor llene los datos necesarios en el encabezado de la tabla de datos para el análisis del motor.

Observe que también se debe tener en cuenta el porcentaje de apertura del acelerador.

- g. Una vez calentado el motor a 800 R.P.M, manténgala constante. A medida que aumente la carga aumente la apertura del acelerador hasta igualar la velocidad deseada(800 R.P.M).
- h. Aumente la carga después de cada lectura de datos.
- i. Registre el valor de la presión obtenida por el freno hidráulico para cada valor de R.P.M.
- j. Registre el valor del manómetro diferencial y calcule el consumo de aire.
- k. Realice la medición del consumo de combustible mediante los datos leídos.
- l. Calcule la potencia del motor para todos los registros de presión obtenidos.

m. Mediante la siguiente ecuación obtenga la potencia:

$$P = 0.1125 T w, T (\text{lb.in}), w (\text{RPM}). P (\text{W})$$

n. Divida el consumo de aire entre el consumo de combustible para obtener la relación de aire a combustible.

o. Utilizando el consumo de combustible y la potencia, calcule el consumo específico de combustible B_c :

$$B_c = \frac{\text{Consumo de combustible}}{\text{Potencia}} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{W/hr}} \right)$$

p. Empleando el consumo de aire y el desplazamiento volumétrico calcule la eficiencia volumétrica.

$$\text{Eficiencia Volumétrica} = \frac{\text{Consumo de aire real}}{\text{Consumo de aire teorico}} = \frac{Gr}{Gt}$$

CUADRO 10. Potencia consumo de aire y consumo de combustible a velocidad constante apertura variable del acelerador y carga variable

DATOS LEIDOS				
R.P.M	PRESION DE CARGA	ΔH (cm)	t(seg.)	Volumen(c.c)

DATOS CALCULADOS							
Pot.	Gr	Gt	B	%apertura	Gr/B	Bc	η_v

4.8.5 Preguntas.

1. Trace la curva de Apertura del acelerador Vs Potencia.
2. Trace la curva de apertura del acelerador Vs Eficiencia volumétrica.
3. Trace la curva de apertura del acelerador Vs relación aire/combustible.
4. Trace la curva de apertura del acelerador Vs par de rotación.
5. Explique en que difiere la curva de potencia trazada en este experimento de la curva de potencia trazada en el experimento de laboratorio 7.
6. Cuál es la relación aire/combustible a carga mínima.
7. Cuál es la relación aire/combustible a carga máxima.
8. Son muy diferentes? Explique por qué.
9. Cuál es el consumo específico de combustible máximo?
10. Cuál es el consumo específico de combustible mínimo?
11. Varían en la misma forma la potencia y la eficiencia volumétrica? Explique por qué.
12. Es importante conocer el consumo específico de combustible?

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

☛ Se llevó a cabo el diseño y construcción del banco didáctico para el estudio y análisis de los parámetros básicos de funcionamiento de un motor encendido por compresión, con el cual el estudiante podrá desarrollar y afianzar sus conocimientos teóricos adquiridos en el área térmica de la Ingeniería Mecánica.

☛ Se seleccionaron y diseñaron adecuadamente los instrumentos de medición del banco de prueba, ya que dichos parámetros se pudieron medir con bastante precisión como son: consumo de aire, consumo de combustible, mediciones de temperatura, mediciones de presión, revoluciones por minuto y potencia.

- ☛ La puesta en marcha del motor junto con todos los instrumentos se realizó satisfactoriamente traduciéndose en óptimos resultados en las pruebas de laboratorio.
- ☛ Los diagramas indicados obtenidos en el graficador de presiones dan como resultado copias a escala del movimiento del motor, registrando todas las variaciones de presión de la cámara de combustión.

5.2 RECOMENDACIONES

- ☛ El lugar donde se ubicara el motor debe tener una buena ventilación, para evitar excesos de temperatura y concentración de gases.
- ☛ Ubicar la salida de los gases residuales de la combustión al aire libre y a una altura considerable para evitar contaminación del lugar de trabajo, ya que su inhalación puede ser perjudicial para la salud.
- ☛ Cuando el banco de pruebas no se vaya a utilizar por un largo tiempo se recomienda guardar los reactivos químicos

correspondientes al aparato Orsat en botellas de color oscuro para evitar que la luz los dañe.

- ☛ Sea prudente y acate todas las recomendaciones con el fin de evitar contratiempos y accidentes.

BIBLIOGRAFÍA

- 📖 ACADEMIA HÚTTE. Manual del Ingeniero. Tomo II. Alemania. 3ª Edición. Edición traducida de la 2ª Alemana. 1926. pág. 728.
- 📖 AGUIRRE Espanda Guillermo. Diseños de elementos de máquinas. México. Editorial Trillas. 1990. pág. 668-670.
- 📖 CASILLAS A.L. Máquinas cálculos de taller. España. Editorial Artos gráficas ENCO. 36ª Edición. 1997. pág. 184, 187.
- 📖 CLASES DE ADITIVOS. En: Lubricación. USA. Vol. 76. N°2. 1990. pág 3.
- 📖 COMBUSTIBLES PARA MOTORES DIESEL. En: Esso Guía. Bogotá. Vol. 16. pág 6-10.
- 📖 ENCICLOPEDIA CEAC DEL MOTOR Y AUTOMÓVIL. Tomo el motor Diesel 12ª Edición. Ediciones CEAC S.A. España. 1984. pág. 241-243, 264, 278-281, 319-333, 373.
- 📖 J.M. Alonso. Electromecánica de Vehículos motores. España. Edit. Paraninfo, año 1998. pág. 29 -31, 52, 55, 58, 60, 244, 252-265.

- 📖 OBERT Edward F. Motores de Combustión interna, análisis y aplicaciones. México. Editorial Continental. Décima primera impresión, 1979. pág. 61-65, 67-71, 146-156, 463-467.
- 📖 PAZ Arias M. Manual de Automóviles. España. Editorial CIE DOSSAT 2002, 52ª Edición. 1996. pág. 286, 289.
- 📖 SPINK L.K. Principals and practice y flow meter Engineering. Massachusetts: Fox boro. 9ª Edición, pág. 325 – 545.
- 📖 VIRGIL Morning Faires, Differod Max Simmong. Termodinámica. México. Editorial Limusa 5ª Reimpresión,1999. pág. 466-468.
- 📖 -----.Diseño de elementos de máquinas. México. Editorial Limusa, 10ª Reimpresión. 2000. pág. 650-651.
- 📖 WASDYKE Raymond G. , Snyder Gerald. Experimentos con motores de combustión motor Diesel, operación, prueba y evaluación. México 2ª Reimpresión. Sección D2, D4, D11.1986.
- 📖 www.geocities.com/sadocar2/caracteristicas.html.
Funcionamiento y termodinámica del motor diesel cuatro tiempos.
- 📖 www.geocities.com/sadocar2/caracteristicas.html.
Fase de combustión, compresión y escape.
- 📖 www.upcnet.upc.es/nopu/ciclos-teoricos/ciclos-teoricos-4.htm .
Rendimiento térmico.
- 📖 www.upcnet.upc.es/nopu/ciclos-reales/ciclos-reales-3.htm .
Ciclo diesel real (gráfica 6 y 7).

 www.uibha.com/dies&pump.html
Ficha técnica (Technical data).

Anexos

INDICE DE VARIABLES

A: área de la cara del émbolo

B: consumo específico de combustible

c.c: centímetros cúbicos

C_p : Calor específico de la mezcla a presión constante.

C_v : Calor específico de la mezcla a volumen constante.

D: diámetro del pistón

D_i : Diámetro interior del tubo

F_a : Coeficiente por Dilatación

F_c : Factor de corrección por viscosidad

F_m : Factor de manómetro

G: consumo específico de aire

G_r : consumo real de combustible

H_m : Rango del diferencial o gama.

HP: potencia

L: carrera del pistón

m: masa de aire

m_a : masa real de aire inducida

m_t : masa teórica de aire

N: número de cilindros

n: revoluciones por minuto

NC: número de cetano

η_v : Rendimiento volumétrico

(η_m) : rendimiento mecánico

(η_t) : rendimiento térmico

P: presión

P_a : Potencia absorbida

P_e : Potencia efectiva

P_f : Densidad del aire

P_i : Potencia indicada

P_m : Presión media efectiva

P_m : peso molecular del aire

P.M.I: punto muerto inferior

P.M.S: punto muerto superior

Q_H : calor suministrado por la combustión a presión constante

r : Radio del disco.

R_u :Constante universal de los gases

r_c : relación de volúmenes a presión constante

r_k : relación de compresión

t: tiempo en minutos

T: torque

T_1 : Temperatura de admisión a condiciones atmosféricas en °C.

T_2 : Temperatura de la mezcla comprimida en °C.

T_3 : Temperatura de combustión en °C.

T_4 : Temperatura de los gases de escape en °C.

S : Coeficiente de descarga

V : Cilindrada.

V: volumen

v : Volumen de compresión.

W_i : trabajo desarrollado por vuelta

W_n : trabajo neto

W_{max} : Flujo máximo

X: número de revoluciones necesarias para cada carrera de potencia producida, por cilindro

Y : Factor de Expansión

γ_a : Peso específico del aire

γ_m : Peso específico del fluido en el manómetro

Z: número de pistones

μ : Coeficiente de fricción.

σ : Relación de compresión.

COSTOS

Motor	\$2.300.000
Transporte (Motor)	\$100.000
Ángulos, soplete, soldadura	\$150.000
Sistema de freno hidráulico (Disco, bomba, pastillas, manguera, tubería, racores)	\$180.000
Manguera de alta temperatura	\$14.000
Arandelas de cobre	\$1.500
Dibujos	\$60.000
Transporte	\$50.000
Diagramador de presión	\$270.000
Hechura de rosca cónica	\$12.000
Mantenimiento de la maquina	\$200.000
Accesorios de tubería	\$42.000
Lima	\$3.500
Termoposos, termocuplas e indicador digital	\$960.000
Tanque plástico	\$65.000
Tornillos y macho	\$35.000

Caja galvanizada de 20x15x30 cm.	\$15.000
4 Resortes para la base (\$3.500 c/u)	\$14.000
Maquinar disco, flange, cuña y cuñero	\$40.000
Hechura de pole, cuña y cuñero	\$30.000
Resorte largo flexible	\$5.000
Líquido de frenos	\$4.000
Manguera plástica 3/8", dos racores chupo y válvula mecánica de 1/4"	\$12.000
1/4 de pintura anticorrosiva epóxica verde	\$22.000
1 manómetro caja inoxidable x 2 1/2" con sello de glicerina de 1/4" NPTx600 Psi	\$49.500
2 Manovacuumetros caja negra x 2" x 1/4" seco de -30 a 150 Psi (\$48.600 c/u)	\$97.200
1 manómetro de 0 a 60 Psi x 2 1/2" x 1/4" con sello de glicerina.	\$49.000
5 metros de tubo de cobre 1/4 (\$2.900 c/u)	\$14.500
6 racores 508 1/4 x 1/4 (\$2.200 c/u)	\$13.200
3 uniones simples 1/4" (\$1.200 c/u)	\$ 3.600
Asesoría	\$250.000
Dirección	\$600.000
Transcripción, impresión	\$215.600
Papelería y Fotocopias	\$ 68.000
Empaste.	\$ 75.000
Transporte	\$100.000
TOTAL	\$ 6'108.600