



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

EVALUACION DE EMISIONES
EN MOTORES DIESEL

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
(AREA MECANICA)
P R E S E N T A N:

MARCO ANTONIO NAVA GARZA
JORGE ALEJANDRO SANCHEZ
ALVARADO



DIRECTOR DE TESIS:
DR. ROGELIO GONZALEZ OROPEZA

MEXICO, D.F.

1994

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Este trabajo está dedicado a mi familia
y a todas aquellas personas que han
influido en mi formación durante todos
estos años.

Toño.

Si en la lid el destino te derriba
Si todo en tu camino es cuesta arriba,
Si tu sonrisa es ansia insatisfecha
Si hay faena excesiva y vil cosecha
Si a tu caudal se contraponen diques
Date una tregua ;Pero no claudiques!

Gracias a todos por confiar en mi

Jorge

INDICE

INTRODUCCION	1
--------------	---

CAPÍTULO I

ANALISIS TERMICO DE UN MOTOR DIESEL

I.1	Perspectiva histórica	5
I.2	Máquina térmica	6
I.3	Ciclo con aire normal	9
I.4	Nomenclatura de los motores reciprocantes	10
I.5	Ciclos de operación de los motores reciprocantes	11
I.5.1	Motor de 4 tiempos	11
I.5.2	Motor de 2 tiempos	13
I.6	El ciclo diesel con aire normal	14
I.6.1	Eficiencia térmica con calores específicos constantes	15
I.6.2	Eficiencia con calores específicos variables	16
I.7	Factores de funcionamiento	17
I.7.1	Potencia y eficiencia mecánica	17
I.7.2	Presión media efectiva	17
I.7.3	Eficiencia volumétrica	18
I.8	Balance térmico de un motor diesel	19
I.8.1	Energía suministrada por el combustible	20
I.8.2	Energía aprovechada por la flecha del motor	21
I.8.3	Energía absorbida por la humedad del combustible	22
I.8.4	Energía absorbida por la humedad producto de la combustión del hidrógeno del combustible	23
I.8.5	Energía absorbida por la humedad del aire	25
I.8.6	Energía absorbida por los gases secos	27
I.8.7	Energía perdida por el combustible no quemado	29
I.8.8	Energía absorbida por el agua de enfriamiento	30
I.8.9	Perdidas incalculables	31
I.8.10	Eficiencia térmica	31

CAPITULO II

SISTEMAS QUE INFLUYEN EN EL DESEMPEÑO DEL MOTOR DIESEL

II.1 Generalidades	32
II.2 Tipos de cámaras	32
II.2.1 Cámara abierta	32
II.2.2 Cámara de precombustión	33
II.2.3 Cámara de turbulencia	35
II.2.4 Celda de aire	36
II.2.5 Celda de energía	37
II.3 Sistema de inyección	38
II.3.1 Sistema de bombeo	39
II.4 Inyectores	42
II.5 Formación del rocío	44

CAPITULO III

COMBUSTIBLE DIESEL

III.1 Petróleo crudo	47
III.2 Refinado del petróleo crudo	47
III.3 Aditivos del combustible diesel	49
III.4 Especificaciones del combustible diesel	49
III.5 Significado de pruebas físicas	50
III.5.1 Gravedad	51
III.5.2 Temperatura de inflamación	51
III.5.3 Viscosidad	51
III.5.4 Temperatura de escurrimiento	52
III.5.5 Azufre	52
III.5.6 Residuos de carbón	52
III.5.7 Ceniza	52
III.5.8 Agua y sedimentos	53
III.5.9 Destilación	53
III.5.10 Número de cetano	53

CAPITULO IV
EMISIONES CONTAMINANTES

IV.1 Características esenciales del proceso de combustión	56
IV.2 Formación de emisiones	57
IV.2.1 Oxidos de Nitrógeno	58
IV.2.2 Monóxido y bióxido de carbono	59
IV.2.3 Hidrocarburos	59
IV.2.4 Partículas	61
IV.3 Reglamentación	61

CAPITULO V
INSTRUMENTOS Y TRANSDUCTORES PARA MEDIR EMISIONES

V.1 Técnicas de análisis	66
V.1.1 Técnicas cromatográficas	66
V.1.2 Técnicas de análisis térmico	67
V.1.3 Técnicas espectroscópicas	67
V.1.4 Técnicas electroquímicas	68
V.1.5 Técnicas quimioluminiscentes	69
V.2 Parámetros para caracterizar emisiones	69
V.3 Medida de emisiones contaminantes	69
V.3.1 Bióxido de carbono y monóxido de carbono	70
V.3.2 Oxidos de nitrógeno	72
V.3.3 Hidrocarburos	74
V.3.4 Humos	77

CAPITULO VI
INVESTIGACIONES RECIENTES

VI.1 Generalidades	83
VI.2 Avances tecnológicos	83
VI.2.1 Sistema de admisión y escape	83
VI.2.2 Cámara de combustión y sistema de inyección	84
VI.2.3 Sistema de lubricación	85
VI.2.4 Combustibles	86

VI.3 Trampas de partículas	86
VI.4 Catalizador de oxidación	90
CAPITULO VII	
ANALISIS COMPARATIVO	
VII.1 Comparación entre un motor ECH y EC a nivel automóvil	93
VII.1.1 Consumo de combustible	93
VII.1.2 Emisiones	93
VII.2 Comparación entre un motor ECH y EC a nivel camiones ligeros	95
VII.1.1 Consumo de combustible	95
VII.1.2 Emisiones	96
VII.3 Comparación de combustibles	99
VII.4 Consecuencias en la salud	100
CONCLUSIONES	102
BIBLIOGRAFIA	106

INTRODUCCION

La contaminación del aire no es en realidad un fenómeno nuevo, ya que el humo liberado por el fuego de la cocina o del calefactor y los olores que provienen de los desechos domésticos han sido característica de los lugares que el hombre ha habitado desde que empezó a agruparse en comunidades. Sin embargo, durante el siglo XIX, en los países desarrollados, dado que cambiaron los métodos de eliminación de basura, tratamiento de aguas negras, calefacción y cocción doméstica, disminuyeron las formas tradicionales de contaminación del aire, las cuales son producto de la cambiante sociedad urbana. En conjunto, la mayor parte de los problemas de contaminación del aire son hoy en día el resultado de las actividades industriales y los medios de transporte, en otras palabras, consecuencia del uso de la energía.

El aire es una mezcla de gases que rodean la Tierra en una capa relativamente delgada. La mayor parte de este (95%), se encuentra dentro de los primeros 20 km sobre el nivel del mar, por encima de los cuales disminuye en densidad hasta desvanecerse de manera gradual en el vacío del espacio. La parte más baja de dicha capa, la tropósfera, tiene aproximadamente 8 Km de espesor en los polos y cerca del doble en el ecuador. En su mayor parte las actividades del hombre se desarrollan dentro de los 2 primeros kilómetros de la atmósfera; los contaminantes generados por estas actividades se filtran directamente en la tropósfera donde son mezclados y transportados.

Los componentes principales del aire, Nitrógeno (78%), Oxígeno (20.94%), y Argón (0.93%), no reaccionan entre sí bajo circunstancias normales; así mismo las pequeñas cantidades de Dióxido de Carbono, Helio, Neón, Kriptón, Xenón y Óxido nítrico tienen poca o ninguna interacción con otras moléculas (gases no reactivos). Algunos otros gases también presentes en pequeñas cantidades, no son químicamente inertes, sino que interactúan con la biósfera, la hidrósfera y entre ellos mismos (gases reactivos); en consecuencia estos gases tienen un tiempo de permanencia limitado con concentraciones variables.

Los gases reactivos son los que se consideran contaminantes cuando los produce el hombre en cantidades suficientemente elevadas. Los más importantes dentro de este grupo son los que se encuentran presentes de manera general en el aire de las ciudades del mundo, a saber, Dióxido de azufre (SO_2), Oxidos de nitrógeno (NO_x), Monóxido de carbono (CO) e Hidrocarburos excepto el Metano. Otros gases reactivos también pueden causar problemas de contaminación, como por ejemplo, los gases halógenos como el Cloro y el Flúor, así como sus ácidos derivados. Sin embargo, a largo plazo, los problemas más serios de contaminación pueden surgir de las emisiones no reactivas, como el Dióxido de carbono, el cual no tiene ninguna interacción nociva con los sistemas vivos; al igual que los contaminantes reactivos, las emisiones de CO_2 se incrementan año tras año, y a diferencia de los primeros, este incremento se acompaña de un aumento en la concentración del contaminante. El CO_2 desempeña un papel fundamental en el equilibrio de la radiación en la Tierra, y por consiguiente, un cambio en la concentración del mismo, predice una alteración del clima.

La atmósfera actual también contiene partículas y vapores, ambos con ciclos naturales que se ven afectados debido a las actividades humanas. El hombre produce partículas en forma directa como consecuencia de sus actividades industriales y de agricultura, y de forma indirecta como consecuencia de las reacciones atmosféricas de las emisiones antropogénicas. Aunque el total de partículas liberadas a partir de agentes humanos es solo cercana al 10% en relación a la cantidad de partículas emitidas por fuentes naturales, estas partículas se concentran (al igual que los gases contaminantes) en las regiones urbanas e industriales que tienen alta densidad de población. Esta concentración de gases contaminantes y partículas provoca lo que conocemos como smog.

Los casos más graves de contaminación del aire se relacionan con el smog clásico, tan estrechamente asociado con Londres, debido a que en diciembre de 1952, hubo de 3 500 a 4 000 muertes más que el promedio esperado para esa temporada; en esta región el carbón era el combustible principal tanto para la calefacción como para la industria. El smog clásico se caracteriza por elevados niveles de Dióxido de

azufre y partículas de humo que se producen bajo condiciones de estancamiento climático durante 3 días o más.

No se pudo culpar a un solo contaminante de dichos incidentes, aunque pudo ser una combinación entre Bióxido de azufre, partículas y su producto de reacción, ácido sulfúrico.

Existe otra clase de smog, al cual se conoce como smog fotoquímico y fue reconocido por primera vez como un problema en los Angeles en 1943; este es una mezcla compleja de productos que se forman a partir de la interacción de la luz solar con dos componentes principales de los gases de escape de los vehículos automotores, el Monóxido de nitrógeno (NO) e Hidrocarburos. También pueden participar otras especies contaminantes presentes en la tropósfera como el Bióxido de azufre y las partículas.

El smog, además se favorece por condiciones meteorológicas estables, cuando las emisiones urbanas se retienen en una zona mediante una inversión térmica actúan como una tapa sobre un recipiente de reacción, esto provoca que se maximice el contacto y la reacción de los contaminantes, a la vez que impide su dispersión. Los incidentes más severos suceden cuando esta inversión permanece en forma estacionaria durante varios días, pues se admiten nuevas emisiones y reacciones que se adicionan a las de los días anteriores. El oxidante que predomina es el ozono con cantidades variantes de otros componentes.

Para estudiar la contaminación del aire es necesario saber cuales son las fuentes que la provocan y como operan, algunas de estas son grandes y se encuentran concentradas: fábricas, plantas químicas, refineries de petróleo, industrias de recuperación y fundición de metales, y estaciones de energía eléctrica. Sin embargo, estas contribuyen sólo en una tercera parte de la masa total de la carga de contaminación del aire (calculada con respecto a todos los contaminantes diferentes del CO_2); en tanto que el transporte, dependiendo del grado de motorización de un país puede llegar a representar cerca del 40%, e incluso en las grandes aglomeraciones urbanas hasta un 60%.

Es por esto que la industria automotriz trabaja para lograr metas concretas como la mejor utilización y aprovechamiento de la energía, el control de emisiones, y la utilización de combustibles alternos o sustitutos. De igual forma los diferentes países están tomando acciones legales para reglamentar los niveles de emisiones y los instrumentos que se deben utilizar para medir las mismas con base en normas, las cuales se van haciendo más estrictas a medida que pasa el tiempo.

El presente trabajo aborda una de las fuentes de contaminación "El Motor Diesel", con la finalidad de entender su funcionamiento desde un punto de vista termodinámico, los componentes principales del mismo, las características del combustible, los contaminantes que produce, la forma de medición y las legislaciones vigentes, además de algunos avances tecnológicos que están ayudando a disminuir las emisiones. Es importante mencionar que el motor diesel es solo una de las fuentes que contribuyen a la contaminación, por lo que es urgente hacer este tipo de investigaciones en otras áreas relacionadas.

Finalmente, el objetivo de este estudio es hacer una propuesta concreta al final del mismo como una alternativa para reducir la contaminación ambiental con los recursos actuales.

CAPITULO I

ANALISIS TERMICO DEL MOTOR DIESEL

I.1 Perspectiva histórica.

Los motores de combustión son máquinas térmicas que han servido a la humanidad por casi dos y medio siglos; en los primeros 150 años se utilizaron máquinas de combustión externa, donde los productos de la oxidación del aire y el combustible le transfieren el calor a un segundo fluido, el cual, se convierte en el fluido motriz; tal es el caso de la máquina de vapor, en donde el agua convertida en gas fué puesta entre los productos de la combustión y el pistón productor de trabajo.

La búsqueda de mejores fuentes de potencia condujo al desarrollo de los motores de combustión interna, como el motor de encendido por chispa (ECH) u Otto, encendido por compresión (EC) o Diesel y el motor rotativo o Wankel. El propósito de estos motores es la conversión de la energía química contenida en el combustible en energía mecánica, los fluidos de trabajo son el aire y la mezcla aire-combustible antes de la combustión y los productos quemados después de esta. La transferencia o conversión de energía ocurre entre estos fluidos de trabajo y los componentes mecánicos del motor. Los motores de combustión interna a diferencia de los de combustión externa, liberan la energía quemando u oxidando el combustible dentro del motor.

El motor Diesel fué inventado por el Doctor Rudolph Diesel en 1892. Las empresas alemanas M.A.N. y Krupp tomaron el proyecto de construir un motor bajo las especificaciones del Dr. Diesel, el cual quemaría polvo de carbón como combustible bajo un proceso a temperatura constante, y donde la ignición se lograría con una carga explosiva dentro del cilindro; sin embargo, a pesar de los esfuerzos, este primer proyecto fracasó.

Aunque después del fracaso se abandonó momentáneamente la investigación, se continuó con el trabajo para desarrollar un motor que

funcionara bajo las ideas del Dr. Diesel y se construyeron nuevos prototipos alejándose un poco de las ideas originales, en estos se sustituyó el polvo de carbón por aceite y el proceso de presión constante reemplazó al de temperatura constante. Con estas investigaciones la firma alemana M.A.N. construyó el primer motor diesel en 1897, el cual constaba de un solo cilindro de 25 HP; desde entonces, este motor se ha desarrollado hasta ser el más eficiente en la actualidad.

Para poder entender el funcionamiento de este motor y sus parámetros principales, en las siguientes secciones se describen los conceptos y consideraciones termodinámicas fundamentales en el análisis, tanto para el ciclo ideal, como para el balance térmico real.

I.2 Máquina térmica.

Una máquina térmica es un dispositivo que opera ciclicamente y produce trabajo mientras intercambia calor a través de sus fronteras. La restricción a la operación ciclica implica que la materia dentro del artefacto regresa a su estado inicial a intervalos regulares.

Como un ejemplo de máquina térmica considerese un conjunto cilindro-pistón como el de la Fig. 1.1a. El pistón y el peso, descansan sobre unas clavijas de soporte en la posición 1 y hay un gas dentro del volumen que está debajo del pistón. Inicialmente la presión del gas es menor que la presión equivalente que ejerce la combinación del peso, el pistón y la atmósfera sobre el gas. Después se agrega calor de una fuente a alta temperatura hasta que la presión del gas apenas iguala la presión que se le opone. El proceso se muestra en el diagrama PV (Fig. 1.1b) desde el estado original 1 hasta el estado 2. Si hay transferencia de calor adicional de la fuente de alta temperatura, el gas se expandirá a presión constante hasta que el pistón se detenga con las clavijas que están en la parte superior. En este punto se detiene la adición de calor y el peso se quita horizontalmente del pistón. Ahora se designa el estado del gas con el punto 3 en el diagrama PV. Luego se transfiere el calor del gas a un sumidero de baja temperatura, hasta que baja la presión del gas de

manera que apenas balancé el peso del pistón y la presión atmosférica (el volumen no cambia), este es el estado 4. Una extracción adicional de calor bajará el pistón a presión constante hasta que llegue a su posición inicial sobre las clavijas en la parte inferior; en este punto se ha completado el ciclo. Si se pusiera otro peso sobre el pistón cuando está en su posición inferior, se podría repetir el ciclo. El trabajo neto que produce el ciclo se mide por el área encerrada en el diagrama PV. Además se intercambia calor entre el sistema y dos cuerpos a temperaturas diferentes.

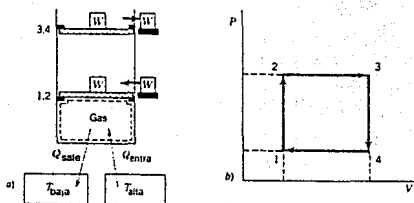


Fig I.1 Conjunto cilindro pistón y diagrama PV.

El ejemplo de máquina térmica que se mencionó se puede representar de manera general por medio del siguiente diagrama de bloques (Fig. I.2).

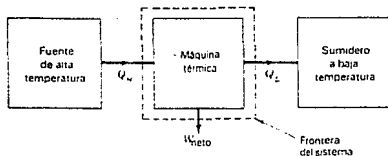


Fig I.2 Diagrama de bloques.

Analizando el ejemplo anterior, la representación matemática de la primera ley de la termodinámica (conservación de la energía) para un sistema cerrado (masa control) como el de una máquina térmica se puede expresar de la siguiente forma:

De la primera ley de la termodinámica se tiene:

$$\Sigma Q + \Sigma W = \Delta E \quad I.1$$

donde:

Q = Calor.

W = Trabajo.

ΔE = Variación de la energía en un sistema.

La variación de la energía ΔE se expresa como:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_p + \Delta E_c \quad I.2$$

donde:

ΔU = Variación de la energía interna.

ΔE_p = Variación de la energía potencial.

ΔE_c = Variación de la energía cinética.

En un sistema cerrado las variaciones de la energía cinética y energía potencial son despreciables por lo que la ecuación I.1 se puede escribir:

$$\Sigma Q + \Sigma W = \Delta U \quad I.3$$

Cuando una máquina térmica efectúa un número entero de ciclos, el valor de ΔU es igual a cero ya que el cambio de una propiedad en un ciclo es nula. Entonces, para cualquier tipo de máquina térmica con suministro de calor Q_H de una fuente de alta temperatura y una descarga Q_L a un sumidero de baja temperatura, la primera ley de la termodinámica se expresa como:

$$(Q_H - Q_L) - W_{\text{neto}} = 0 \quad I.4$$

Por conveniencia, el valor del calor o trabajo tendrá signo positivo si entran al sistema y negativo si sale del mismo.

El objeto de una máquina térmica es producir trabajo a partir de la energía que en forma de calor se agrega al sistema. Por lo tanto, una

medida razonable de su rendimiento, es la eficiencia térmica η_t de la máquina, la cual se expresa por medio de :

$$\eta_t = \frac{W_{\text{neto}}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad \text{I.5}$$

1.3 Ciclo con aire normal.

Debido a las complejidades del proceso real en el estudio inicial de los ciclos de energía mecánica, es ventajoso examinar las características generales de cada ciclo, sin entrar en un análisis detallado. La ventaja de un modelo simplificado es que se hacen más evidentes los parámetros principales que controlan el ciclo. Eliminando del proceso real todas sus complicaciones y conservando solo un mínimo de detalle, se puede investigar la influencia de las principales variables de operación en el rendimiento de un motor. Sin embargo, deberá tenerse en cuenta que los valores numéricos que se calculen con tales modelos no serán estrictamente representativos del proceso real. Por tanto, este modelo es una herramienta en el análisis de ingeniería, pero a veces es excesivamente cualitativo.

Los ciclos con gas son aquellos en los cuales el fluido de trabajo no cambia de estado durante todo el ciclo. En los ciclos reales productores de trabajo con gas, el fluido consiste principalmente de aire, más los productos de la combustión como el bióxido de carbono y vapor de agua.

Un ciclo con aire normal es un ciclo idealizado que se basa en las siguientes aproximaciones:

- 1) El fluido de trabajo se identifica exclusivamente como aire durante todo el ciclo y el aire se comporta como un gas ideal.
- 2) Cualquier proceso de combustión que ocurriese en la práctica se sustituye por un proceso de suministro de calor proveniente de una fuente externa.
- 3) Se usa un proceso de desecho o eliminación de calor hacia los alrededores para restaurar el aire a su estado inicial y completar el ciclo.

Al aplicar a varios procesos las limitaciones del ciclo con aire normal, se acostumbra poner condiciones adicionales a los valores de las propiedades del aire. Por ejemplo, en el ciclo con aire normal frío los calores específicos C_p , C_v y la razón de los calores específicos "k" se suponen como valores constantes y se miden a temperatura ambiente. Este punto de vista se usa con mucha frecuencia, pero los resultados numéricos pueden ser considerablemente distintos de los que se obtendrían tomando en cuenta calores específicos variables. Esto se debe a la enorme variación de la temperatura en la mayoría de los ciclos de trabajo con gases, lo cual altera considerablemente los valores de C_p y C_v durante el ciclo. Obviamente, en la práctica sería deseable emplear información adicional acerca de los gases reales que se producen en la combustión de los hidrocarburos mezclados con aire.

I.4 Nomenclatura de los motores reciprocantes.

Muchas aplicaciones de máquinas térmicas utilizan una combinación cilindro-pistón en la que este último efectúa ciclos; además del diámetro del pistón, otra característica importante es la distancia que recorre el émbolo en una dirección y que recibe el nombre de carrera (Fig. I.3).

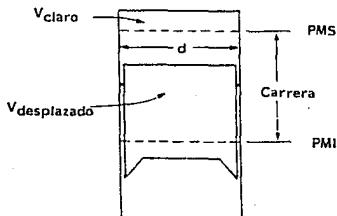


Fig. I.3 Nomenclatura.

Cuando el pistón se mueve a una posición tal que en el cilindro queda el volumen mínimo del fluido, se dice que está en el punto muerto superior (PMS), este volumen mínimo se denomina volumen libre del claro de la cámara de combustión. Cuando el émbolo haya recorrido la distancia de la carrera de manera que el fluido ocupe el máximo de volumen, el pistón está en la posición del punto muerto inferior (PMI). El volumen desplazado o barrido por el pistón al recorrer la distancia de la carrera entre el PMI y PMS es el desplazamiento o cilindrada.

La relación o razón de compresión "rc" de un motor alternativo se define como el volumen del fluido en el PMI dividido entre el volumen del fluido en el PMS, es decir:

$$r_c = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{Claro} + V_{Desplazado}}{V_{Claro}} \quad I.6$$

La relación de compresión se expresa siempre por medio de un cociente de volúmenes.

I.5 Ciclos de operación de los motores reciprocantes.

I.5.1 Motor de 4 tiempos.

La mayor parte de los motores reciprocantes operan con el ciclo de 4 tiempos, en el cual, cada cilindro requiere 4 carreras para completar la secuencia de eventos que producen una carrera de potencia (Fig. I.4):

1) Admisión.

Comienza con el pistón en el PMS y termina en el PMI, en esta carrera se admite aire fresco en el cilindro y para incrementar la masa de aire, la válvula de admisión se abre un poco antes de que empiece la carrera de admisión y se cierra un poco después de que termine.

2) Compresión.

Con las válvulas cerradas (admisión y escape) el aire es comprimido a una fracción pequeña de su volumen inicial. Hacia el final de la carrera de compresión, la combustión se inicia y la presión dentro del cilindro se incrementa rápidamente.

3) Potencia o expansión.

Empieza con el pistón en el PMS y termina en el PMI, la alta temperatura y presión de los gases empujan al pistón hacia abajo forzando a rotar al cigüeñal. Los valores típicos de las relaciones de compresión son de 8 a 12 para los motores ECH y de 12 a 24 para los EC.

Quando el motor se acerca al PMI la válvula de escape se abre y se inicia el proceso de escape y la presión dentro del cilindro cae para igualar la presión de escape.

4) Escape.

Los gases quemados salen del cilindro debido a que la presión dentro del mismo es más grande que la presión de escape, y debido a que los gases son barridos por el movimiento del pistón hacia el PMS. Cuando el pistón se acerca a este punto, la válvula de admisión se abre y justo después la válvula de escape se cierra para iniciar un nuevo ciclo.

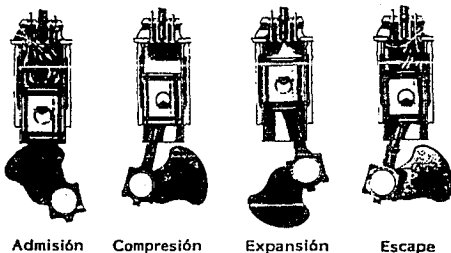


Fig 1.4 Motor de 4 tiempos.

I.5.2 Motor de 2 tiempos.

Solamente se requieren 2 carreras, compresión y potencia. La admisión y escape se realiza cuando el pistón desciende al PMI y descubre las lumbreras de admisión, así mismo las válvulas de escape se abren y el aire se introduce al cilindro por medio de un soplador externo, el cual realiza 2 funciones: barrer los gases quemados de la cámara e introducir aire fresco (Fig I.5).

1) Compresión.

Con las válvulas de escape y las lumbreras de admisión cerradas por el movimiento ascendente del pistón, se comprime el aire dentro del cilindro y de igual forma que en el motor de 4 tiempos al final de esta carrera la combustión se inicia, incrementándose la presión dentro del cilindro rápidamente.

2) Potencia o expansión.

La presión y la alta temperatura debida a la combustión empujan el pistón hacia abajo completando el ciclo.

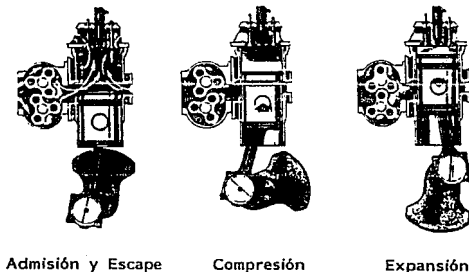


Fig I.5 Motor de 2 tiempos.

1.6 El ciclo diesel con aire normal.

Los motores EC utilizan el principio de elevar la temperatura del combustible dentro del cilindro por arriba del valor de autoencendido, utilizando para ello relaciones de compresión desde 12:1 hasta 24:1. Si el combustible estuviese premezclado con aire, como en el motor ECH, la combustión comenzaría en toda la mezcla cuando alcanzara la temperatura de encendido, por consiguiente, no se tendría control sobre el instante y duración del proceso de combustión. Para evitar esta dificultad, el combustible se inyecta en el cilindro en una operación independiente, que comienza cuando el pistón está cerca del PMS. Por lo tanto, el motor EC difiere del ECH principalmente en el método para lograr la combustión y en el ajuste de la sincronización del proceso de combustión.

El ciclo teórico diesel de un motor reciprocante se muestra en la Fig. I.6, por medio de los diagramas PV y Ts.

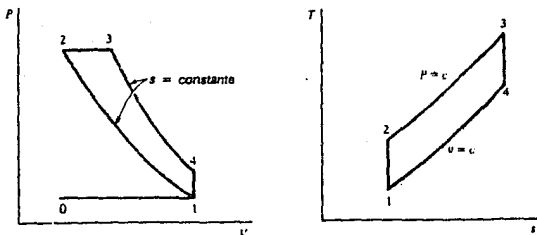


Fig I.6 Diagramas PV y Ts.

Los procesos que se muestran en la figura anterior son:

Proceso	Descripción
0-1	Admisión.
1-2	Compresión isoentrópica.
2-3	Adición de calor a presión constante.
3-4	Expansión isoentrópica.
4-1	Rechazo de calor a volumen constante.
1-0	Escape.

Para el análisis de eficiencia del ciclo no se tomará en cuenta el proceso 0-1 ya que se aplican los principios de máquina térmica y ciclo con aire normal.

1.6.1 Eficiencia térmica con calores específicos constantes.

De la ecuación de eficiencia térmica (I.5), desarrollada en la sección I.2, se puede observar que sólo se necesita conocer los procesos de adición Q_H y rechazo de calor Q_L para obtener el rendimiento del motor; por lo que para proceso 2-3 (Q_H), se tiene:

De la primera ley de la termodinámica:

$$Q + W = \Delta U \quad \text{I.7}$$

para el término ${}_2W_3$ de la ecuación I.7.

$${}_2W_3 = -\int_2^3 P \, dV = -P \int_2^3 dV = -P (V_3 - V_2)$$

$${}_2W_3 = P (V_2 - V_3) \quad \text{I.8}$$

para el término ${}_2Q_3$, despejando de I.7.

$${}_2Q_3 = {}_2\Delta U - {}_2W_3 \quad \text{I.9}$$

sustituyendo I.8 en I.9.

$${}_2Q_3 = (U_3 - U_2) - P(V_2 - V_3) = (U_3 - U_2) - (PV_2 - PV_3)$$

$${}_2Q_3 = (U_3 + PV_3) - (U_2 + PV_2) = H_3 - H_2 = {}_3\Delta_2 H$$

$${}_2Q_3 = {}_3\Delta_2 H = m C_p {}_3\Delta_2 T \quad \text{I.10}$$

para el proceso 4-1 (Q_L), se partirá de I.7, donde para ${}_4W_1$:

$${}_4Q_1 = \int_1^4 P dV = 0 \quad (\text{el volumen no cambia}) \quad \text{I.11}$$

por lo tanto ${}_4Q_1$ queda como:

$${}_4Q_1 = {}_4\Delta U_1 = m C_v {}_4\Delta T \quad \text{I.12}$$

por último, sustituyendo los valores de Q_H (I.10) y Q_L (I.12) en la ecuación de eficiencia térmica (I.5), de donde se obtiene:

$$\eta_t = \frac{mC_p (T_3 - T_2) - mC_v (T_4 - T_1)}{mC_p (T_3 - T_2)}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{k (T_3 - T_2)} \quad \text{I.13}$$

I.6.2 Eficiencia con calores específicos variables.

Si se considera que los calores específicos varían con la temperatura, Q_H y Q_L se expresan como:

$${}_2Q_3 = {}_2\Delta_3 H = H_3 - H_2 \quad \text{I.14}$$

$${}_4Q_1 = {}_4\Delta_1 U = U_4 - U_1 \quad \text{I.15}$$

Sustituyendo I.14 y I.15 en I.5 se tiene que la eficiencia es:

$$\eta_t = \frac{(H_3 - H_2) - (U_4 - U_1)}{(H_3 - H_2)} = 1 - \frac{U_4 - U_1}{H_3 - H_2} \quad \text{I.16}$$

Es importante resaltar que los procesos termodinámicos que se observan en el diagrama PV no necesariamente corresponden a los ciclos de operación que se discutieron en el inciso I.5; una comparación entre el ciclo teórico y un motor de 4 tiempos es la siguiente:

Tiempo	Descripción	Proceso en PV
1	Admisión	0 - 1
2	Compresión	1 - 2
3	Expansión	2 - 3 y 3 - 4
4	Escape	1 - 0

1.7 Factores de funcionamiento.

1.7.1 Potencia y eficiencia mecánica.

La potencia que un motor puede entregar se puede expresar de la siguiente forma:

- 1) Potencia al freno (BKW): es la potencia que se puede obtener en la flecha del motor.
- 2) Potencia indicada (IKW): es la potencia total desarrollada sobre el émbolo del motor.
- 3) Potencia de fricción (FKW): una parte de la potencia indicada desarrollada al quemarse el combustible y el aire no aparece como potencia al freno ya que se emplea en vencer la fricción en los cojinetes, émbolos y otras partes mecánicas del motor, además de la inducción de la carga de aire y de la expulsión de los gases de escape; la potencia para realizar estas tareas se llama la potencia perdida de fricción.

La potencia al freno es menor que la indicada, en una cantidad igual a la potencia consumida en las fricciones del motor:

$$IKW = BKW + FKW \quad I.17$$

La relación entre la potencia producida por el motor y la potencia total desarrollada dentro de él se conoce como eficiencia mecánica y se expresa por medio de:

$$\eta_m = \frac{BKW}{IKW} \quad I.18$$

y por la ecuación I.17:

$$\eta_m = 1 - \frac{FKW}{IKW} \quad I.19$$

1.7.2 Presión media efectiva.

La presión media efectiva al freno (b_{mep} ó p_b), 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. La potencia al freno de un motor puede calcularse en función de

la bmep empleando los términos siguientes:

- p_b = bmep = presión media efectiva al freno en KPa
 A = área de la cara del émbolo en cm^2
 L = longitud de la carrera en cm
 N = rpm.
 X = número de revoluciones necesarias por cada carrera de potencia producida, por cilindro; 2 para un motor de 4 tiempos y 1 para un motor de 2 tiempos.
 n = número de cilindros o émbolos en el motor.

$$BKW = (p_b) (A L n) \frac{N}{X} \quad 1.20$$

despejando de 1.20, P_b se escribe:

$$P_b = \frac{BKW \times 60 \times 10^6}{A L n N} \quad [\text{KPa}] \quad 1.21$$

Un valor mayor de bmep es indicativo de un mejor rendimiento en términos de la potencia producida a la misma velocidad media. Los valores típicos de bmep máxima son:

1) Para motores ECH.

- Naturalmente aspirados 850 - 1,050 KPa
- Turbocargados 1,250 - 1,700 KPa

2) Para motores EC de 2 y 4 tiempos.

- Naturalmente aspirados 700 - 900 KPa
- Turbocargados 1,000 - 1,200 KPa
- Turbocargados y postenfriados 1,400 KPa.

1.7.3 Eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica de un motor, es la relación de la masa real de aire inducida por el motor en la carrera de admisión, entre la masa teórica de aire que debiera de inducirse llenando el volumen de desplazamiento del émbolo, con aire a la temperatura y presión atmosféricas, esta relación se expresa por medio de la ecuación:

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_t} \quad 1.22$$

en donde:

m_a = masa real de aire inducida por carrera de admisión.
(Kg/hr en cada carrera de admisión).

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

La denominación de eficiencia volumétrica es un nombre equivocado porque realmente se trata de una relación de masas y no de volúmenes.

I.8 Balance térmico de un motor diesel.

La forma para determinar el suministro y las pérdidas de energía en un motor diesel, es mediante un balance térmico; por medio de este balance se logra obtener la energía total suministrada, la energía aprovechada y las pérdidas en las diversas formas de transmisión de calor.

Para la realización de dicho balance, se cuenta en el laboratorio de máquinas térmicas de la Facultad de Ingeniería, con un equipo dispuesto de tal forma que permite tomar datos necesarios en la realización del balance térmico.

El equipo usado en el estudio es: un motor diesel de 2 tiempos acoplado directamente a un generador eléctrico de corriente alterna de 50 ciclos, 220 volts y 3 fases, un motor eléctrico que es alimentado por dicho generador y un freno hidráulico unido a la flecha del motor eléctrico.

Para la realización del balance, se debe arrancar el motor diesel y dejarlo funcionando alrededor de 15 minutos, esto con el fin de asegurar las condiciones de estado estable del sistema.

Para comenzar, se presenta el análisis químico del combustible a fin de dar una idea de los elementos que más adelante intervienen en los cálculos.

Análisis químico del diesel:

C = 80%	N ₂ = 9%
H ₂ = 7%	H ₂ O = 0.8%
O ₂ = 3%	S = 0.2%

A continuación se enuncian las diferentes formas de transmisión de energía y se desarrollan las fórmulas para el cálculo del balance térmico.

I.8.1 Energía suministrada por el combustible.

$$E_1 = G_c \times PCA \quad [\text{KW}] \quad \text{I.23}$$

donde:

G_c = Gasto de combustible [Kg/s].

PCA = Poder calorífico alto, para el diesel

$$10,700 [\text{KCal/Kg}] = 44,790.2 [\text{KJ/Kg}].$$

Para calcular el gasto de combustible se tiene que hacer referencia al tanque de día que tiene la forma geométrica de un prisma rectangular, donde la base es de 10 cm por lado y la diferencia de alturas de columna de combustible fué de 6 cm después de 248 segundos de operación del motor.

Gasto de combustible G_c

$$G_c = \frac{\text{Vol}}{t} \rho_{\text{diesel}} \quad [\text{Kg/s}] \quad \text{I.24}$$

donde:

Vol = Volumen de diesel [m^3]

t = Tiempo de prueba = 248 [s]

ρ_{diesel} = Densidad del combustible diesel = 800 [Kg/m^3]

$$\text{Vol} = 0.1 \text{ m}^2 (0.06 \text{ m}) = 6 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Sustituyendo en I.24:

$$G_c = \frac{6 \times 10^{-4}}{248} (\text{m}^3/\text{s}) (800 \text{ Kg/m}^3) = 1.935 \times 10^{-3} \text{ [Kg/s]}$$

Sustituyendo en I.23 se obtiene:

$$E_1 = (1.935 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}) (44,790.2 \text{ KJ/Kg})$$

$$E_1 = 86.67 \text{ [KW]}$$

I.8.2 Energía aprovechada por la flecha del motor.

$$E_2 = \frac{F \times N \times 0.745}{1500 \times \eta_{\text{combinada}}} \text{ [KW]} \quad \text{I.25}$$

dado que:

$$\text{Pot} = T \times \omega \quad \text{I.26}$$

donde:

$$T = \text{par} = F \times d \quad \text{I.27}$$

F = Fuerza

d = Brazo de palanca

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad \text{I.28}$$

N = Revoluciones por minuto

Sustituyendo I.27 y I.28 en I.26

$$\text{Pot} = F \times d \times \frac{2\pi \times N}{60} \quad \text{I.29}$$

donde:

$$\frac{d \times 2\pi}{60} = \text{Constante del freno hidráulico} \quad \text{I.30}$$

Dado que el motor no está acoplado directamente al freno por la disposición del sistema se considera una eficiencia global o combinada del 80%.

$$E_2 = \frac{F \times N \times \text{cte}}{\eta_{\text{combinada}}} \text{ [H.P.]} \quad \text{I.31}$$

La constante del freno hidráulico es un dato de placa y en este caso es de 1/1500, dando el resultado en H.P., siempre y cuando se utilice F en Kg_f y N en rpm. Por lo tanto y para tener unidades internacionales se multiplica por un factor de conversión de HP a KW que es de 0.745.

Por lo tanto se tiene:

$$E_2 = \frac{F \times N \times 0.745}{1500 \times \eta_{\text{combinada}}} \text{ [KW]} \quad \text{que es la ec I.25}$$

Los datos tomados durante la prueba fueron:

$$F = 11.8 \text{ [Kg}_r\text{]}$$

$$N = 2800 \text{ [rpm]}$$

Sustituyendo en I.25

$$E_2 = \frac{(11.8) (2800) (0.745)}{(1500) (0.8)}$$

$$E_2 = 20.51 \text{ [KW]}$$

I.8.3 Energía absorbida por la humedad del combustible.

El agua que contiene el combustible absorbe energía para pasar de líquido subenfriado a vapor sobrecalentado por lo cual:

$$E_3 = G_c \times \mu_c \times \Delta h \quad \text{I.32}$$

donde:

G_c = Gasto de combustible [Kg/s].

μ_c = Humedad del combustible [Kg_{H₂O} /Kg_c] = 0.8%

Δh = Variación de la entalpia del agua, desde que se encuentra mezclada con el diesel hasta que sale con los gases de escape.

$$\Delta h = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \Delta h_3 \quad \text{I.33}$$

Δh_1 = De líquido subenfriado a líquido saturado.

Δh_2 = Cambio de fase de líquido saturado a vapor saturado.

Δh_3 = De vapor saturado a vapor sobrecalentado.

Para Δh_1 :

$$\Delta h_1 = C_{p_{H_2O}} (T_{sat} - T_{amb}) \quad \text{I.34}$$

para T_{sat} en tablas de vapor saturado a presión atmosférica

$P_{atm} = 0.77 \text{ bar. (interpolando):}$

$$T_{sat} = \frac{93 - 92}{0.78495 - 0.75614} (0.77 - 0.75614) + 92 = 92.48^\circ\text{C}$$

Sustituyendo en I.34:

$$\Delta h_1 = 4.186 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C} (92.48 - 19.5)^\circ\text{C} = 305.49 \text{ [KJ/Kg]}$$

Para Δh_2 :

$$\Delta h_2 = h_{fg} @ P_{atm} = 0.77 \text{ [bar]} \quad \text{I.35}$$

Interpolando:

$$h_{fg} = \frac{2275 - 2277.5}{0.78 - 0.75} (0.77 - 0.75) + 2277.5 = 2276.83 \text{ [KJ/Kg]}$$

Para Δh_3 :

$$\Delta h_3 = C_{p_{vapor}} (T_{gs} - T_{sat}) \quad \text{I.36}$$

$$T_{gs} = \text{Temperatura de gases secos} = 375^\circ\text{C}$$

$$C_{p_{vapor}} = 1.925 \text{ [KJ/Kg}^\circ\text{C]}$$

Sustituyendo estos valores en I.36, nos queda:

$$\Delta h_3 = 1.925 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C} (375 - 92.48)^\circ\text{C}$$

$$\Delta h_3 = 543.85 \text{ [KJ/Kg]}$$

Sustituyendo los valores de Δh_1 , Δh_2 y Δh_3 en I.33.

$$\Delta h = 305.49 + 2276.83 + 543.85 = 3126.17 \text{ [KJ/Kg]}$$

Sustituyendo en la ecuación I.32:

$$E_3 = (1.9 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}) (0.008) (3125.8 \text{ KJ/Kg})$$

$$E_3 = 0.0475 \text{ [KW]}$$

I.8.4 Energía absorbida por la humedad producto de la combustión del hidrógeno del combustible.

Es la energía perdida debido a el contenido de hidrógeno en el combustible, el cual forma agua al combinarse con el oxígeno del aire y se evapora.

$$E_4 = 9 (H_c - O_c/8) \times G_c \times \Delta h \quad \text{I.37}$$

Del análisis del combustible tenemos:

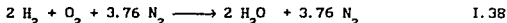
$$H_c = 0.07 \text{ Kg de hidrógeno/Kg de combustible.}$$

$$O_c = 0.03 \text{ Kg de oxígeno/Kg de combustible.}$$

$$\Delta h = \text{misma que en } E_3.$$

El aire teórico o sea el aire estequiométrico (relación en peso que existe entre los elementos que intervienen en una reacción química) es la cantidad exacta de aire con el contenido de oxígeno preciso para que la combustión sea completa.

La reacción para el hidrógeno del combustible es:



La razón por la que aparece el 3.76 N_2 en ambos miembros de la reacción, se debe a que el O_2 se toma del aire y a que el N_2 no reacciona con el H_2 .

La reacción anterior está balanceada, lo cual significa que existe una mezcla estequiométrica entre el hidrógeno y el oxígeno; se tiene que una mol de hidrógeno reacciona con una mol de oxígeno, produciendo una mol de H_2O ya que el N_2 no reacciona. Dado que el peso de una mol es igual a su peso molecular, la reacción I.38 se expresa como:

$$2(2)+16(2)+3.76(28.2) \longrightarrow 2(2)(16)+3.76(28.2)$$

$$4 + 32 + 106.032 \longrightarrow 36 + 106.032$$

Sacando cuarta:

$$1 + 8 + 26.5 \longrightarrow 9 + 26.5$$

Por lo tanto para 1 Kg de hidrógeno se necesitan:

$$8 + 26.5 = 34.5 \text{ Kg de aire.}$$

De aquí el término 9 ($\text{H}_2 - \text{O}_2/8$)

Sustituyendo los datos del combustible $H_c = 0.07$, $O_c = 0.03$,
 $G_c = 1.935 \times 10^{-3}$ y $\Delta h = 3126.17$ en la ecuación I.37:

$$E_4 = 9(0.07 - 0.03/8)(1.935 \times 10^{-3} \text{ Kg/s})(3126.17 \text{ KJ/Kg})$$

$$E_4 = 3.61 \text{ [KW]}$$

1.8.5 Energía absorbida por la humedad del aire.

Es la energía que absorbe el agua contenida por el aire que realiza la combustión en los cilindros y se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$E_s = W_v \times G_A \times C_{p_{gases}} \times \Delta T \quad I.39$$

donde:

W_v = Humedad específica del aire [$\text{Kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{Kg}$ aire seco]

$C_{p_{gases}}$ = Calor específico de los gases producto de la combustión, que es igual a 1.925 [$\text{KJ}/\text{Kg}^\circ\text{C}$]

ΔT = $T_{gases} - T_{ambiente}$
 $T_{gases} = 375^\circ\text{C}$
 $T_{ambiente} = 19.5^\circ\text{C}$

G_A = Gasto de aire

La cantidad de aire que se combina con el combustible está dada por la siguiente expresión:

$$G_A = r_{a/c} \times C \times G_C \quad I.40$$

donde:

$r_{a/c}$ = Relación, en peso que guarda el aire con el carbono en los gases producto de la combustión.

C = Porcentaje de carbono que hay en el combustible (Kg carbono/ Kg combustible). La aproximación para el combustible diesel es de 0.8.

G_C = Gasto de combustible [Kg/s].

Debido a que un kilogramo de aire contiene 0.76812 Kg de nitrógeno, y a que su peso molecular es de 28.2, el peso del aire será de:

$$\text{Peso del aire} = \frac{28.2 \text{ N}_2}{0.76812} \quad I.41$$

El carbono que se encuentra presente en los gases que resultan de la combustión se encuentran como CO y CO₂ que multiplicados por el peso molecular del carbono dan el peso de este último, o sea:

$$\text{Peso del Carbono} = 12 (\text{CO} + \text{CO}_2) \quad \text{I. 42}$$

Por lo tanto la relación aire/carbono estará dada por:

$$\frac{\text{aire}}{\text{carbono}} = \frac{28.2 \text{ N}_2}{12 (\text{CO} + \text{CO}_2) \cdot 0.76812} \quad \text{I. 43}$$

Sustituyendo I. 43 en la ecuación I. 40:

$$G_A = \frac{28.2 \text{ N}_2}{12 (\text{CO} + \text{CO}_2) \cdot 0.76812} \times C \times G_C \quad [\text{Kg/s}] \quad \text{I. 44}$$

En donde: N₂, CO y CO₂ están dados en % de volumen.

Para determinar las cantidades de N₂, CO y CO₂ se usó un analizador de Orsat. Este analizador determina los porcentajes en volumen de CO, CO₂ y O₂ presentes en los gases producto de la combustión.

El aparato consta de 3 recipientes con diferentes sustancias las cuales absorben el gas de interés; una bureta donde se mide la pérdida de volumen y una botella que contiene agua la cual si se levanta o se baja empuja el gas a cada una de los recipientes o a la bureta, la selección de los recipientes se lleva a cabo por un juego de válvulas de aguja.

El primer recipiente contiene potasa cáustica que absorbe el CO₂ dejando pasar sin alterar los otros componentes del gas. El gas restante se retorna a la bureta para tomar la lectura de pérdida de volumen; en forma sucesiva se hace lo mismo con los otros dos recipientes. En el segundo recipiente se encuentra una disolución de ácido pirogánico en una solución de hidróxido de potasio, la cual absorbe el oxígeno; y por último en el tercer recipiente existe una disolución de cloruro cuproso en amoníaco, el cual retiene el monóxido de carbono. Se supone que el resto del gas es nitrógeno, o bien, se hace una estimación de los demás productos.

Los datos tomados del analizador Orsat fueron:

$$\text{CO}_2 = 6.4\% \text{ (utilizando potasa caústica)}$$

$$\text{O}_2 = 9.6\% \text{ (utilizando ácido pirogánico)}$$

$$\text{CO} = 2.0\% \text{ (utilizando cloruro cuproso)}$$

Considerando que el aire contiene solamente O_2 , CO , CO_2 y N_2

$$\text{N}_2 = 100 - \text{CO} - \text{CO}_2 - \text{O}_2 \quad \text{I.45}$$

Sustituyendo I.45 en la ecuación I.44:

$$G_A = \frac{28.2 (100 - \text{CO} - \text{CO}_2 - \text{O}_2)}{12(\text{CO} + \text{CO}_2) 0.76812} \times C \times G_C \quad \text{I.46}$$

Sustituyendo los datos del analizador de Orsat en I.46 tenemos:

$$G_A = \frac{28.2 (100 - 2 - 6.4 - 9.6)}{12 (2 + 6.4) 0.76812} (0.8) (1.935 \times 10^{-3} \text{ Kg/s})$$

$$G_A = 0.0462 \text{ [Kg/s]}$$

La cantidad de agua que tiene el aire se puede encontrar de la carta psicrométrica con los datos:

$$T_b = 19.5^\circ \text{C}$$

$$\phi \text{ (humedad relativa)} = 49\%$$

$$W_v = 0.0095 \text{ [Kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{Kg aire seco}]$$

Sustituyendo estos valores en la ecuación I.39.

$$E_s = 0.0095(0.0462 \text{ Kg/s})(1.925 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C})(375-19.5)^\circ\text{C}$$

$$E_s = 0.3 \text{ [KW]}$$

I.8.6 Energía absorbida por los gases secos.

Es la energía que se pierde al calentar los gases que se generan durante la combustión y está cuantificada por la siguiente expresión:

$$E_6 = G_{gs} \times C_{p_{gs}} \Delta T \quad \text{I.47}$$

donde:

$$G_{gs} = \text{Gasto de los gases secos } [Kg_{gs}/s]$$

$$C_p_{gs} = \text{Calor específico de los gases secos} = 1.0046 [KJ/Kg]$$

$$\Delta T = T_{gs} - T_a$$

$$T_{gs} = \text{Temperatura de gases secos} = 375^\circ C$$

$$T_a = \text{Temperatura ambiente} = 19.5^\circ C$$

Se llaman gases secos a los que resultan de la combustión sin considerar la humedad. El gasto de estos gases se denominará como:

$$G_{gs} = \frac{r_{gs}}{c} \times C \times G_c \quad I.48$$

En donde:

r_{gs}/c = Relación en peso, entre el total de gases secos y el carbono presente en ellos $[Kg_{gs}/Kg_c]$.

C = Porcentaje de carbono en el combustible = 0.8

G_c = Gasto de combustible $[Kg/s]$.

El peso del carbono presente se determinó anteriormente según la ecuación I.42.

El peso de los gases secos es la suma de los pesos moleculares de cada gas que lo forman multiplicado por su porcentaje en volumen.

$$\text{Peso de los gases secos} = 44CO_2 + 32O_2 + 28CO + 28N_2 \quad I.49$$

Por lo tanto la relación r_{gs}/c es:

$$\frac{r_{gs}}{c} = \frac{44CO_2 + 32O_2 + 28CO + 28N_2}{12(CO + CO_2)} \quad I.50$$

Sustituyendo I.45 en I.50:

$$\frac{r_{gs}}{c} = \frac{44CO_2 + 32O_2 + 28CO + 28.2(100 - CO_2 - CO_2 - O)}{12(CO + CO_2)} \quad I.51$$

Simplificando:

$$\frac{r_{gs}}{c} = \frac{40CO_2 + O_2 + 700}{12(CO_2 + CO)} \quad I.52$$

Sustituyendo en la ecuación I.48:

$$G_{g^*} = \frac{4CO_2 + O_2 + 700}{12(CO_2 + CO)} \times C \times G_c \quad I.53$$

En donde los valores de CO_2 , CO y O_2 son obtenidos del analizador de Orsat y se emplean como porcentajes.

Sustituyendo los valores del analizador, C y G_c en I.53:

$$G_{g^*} = \frac{4(6.4) + 9.6 + 700}{3(6.4 + 2)} (0.8) (1.935 \times 10^{-3} \text{ Kg/s})$$

$$G_{g^*} = 0.0452 \text{ [Kg/s]}$$

Sustituyendo este valor en la ecuación I.47:

$$E_6 = 0.00452 \text{ Kg/s} (1.0045 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C}) (375 - 19.5)^\circ\text{C}$$

$$E_6 = 16.143 \text{ [KW]}$$

I.8.7 Energía perdida por el combustible no quemado.

Se cuantifica mediante la siguiente expresión:

$$E_7 = (G_{cnq}) (PC_{cnq}) \text{ [KW]} \quad I.54$$

En donde:

G_{cnq} = Gasto de combustible no quemado.

PC_{cnq} = Poder calorífico de los gases no quemados.

Ya que el combustible no quemado se considera como el gasto de carbono que se tira a la atmósfera en forma de monóxido de carbono CO , el gasto de combustible no quemado es:

$$G_{cnq} = \frac{CO}{CO + CO_2} \times C \times G_c \quad I.55$$

Sustituyendo los datos obtenidos del analizador de Orsat:

$$G_{cnq} = \frac{2}{(6.4 + 2)} \times (0.8) \times (1.935 \times 10^{-3} \text{ Kg/s})$$

$$G_{\text{cnq}} = 3.6857 \times 10^{-4} \text{ [Kg/s]}$$

El poder calorífico de los gases no quemados se obtiene de:

$$PC_{\text{cnq}} = PC_{\text{CO}_2} - PC_{\text{CO}} = 5640 \text{ [KCal/Kg]} = 23609.04 \text{ [KJ/Kg]}$$

Sustituyendo en 1.54

$$E_7 = (3.6857 \times 10^{-4} \text{ Kg/s}) (23609.04 \text{ KJ/Kg})$$

$$E_7 = 8.7 \text{ [KW]}$$

1.8.8 Energía absorbida por el agua de enfriamiento.

$$E_8 = G_{\text{H}_2\text{O}} C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} \Delta T \quad 1.56$$

donde:

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = \text{Gasto de agua [Kg/s]}$$

$$C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = \text{Calor específico del agua [KJ/Kg}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T = T_2 - T_1$$

T_1 = Temperatura del agua a la entrada del del motor.

$$T_1 = 32^\circ\text{C.}$$

T_2 = Temperatura del agua después que circuló por el motor.

$$T_2 = 49.5^\circ\text{C.}$$

Para calcular el gasto de agua se usó un cilindro de 8 pulgadas de diámetro y se determinó la diferencia de alturas de columna de agua en un periodo de tiempo de 18 segundos. La diferencia de alturas medida fue de 20 cm, y el gasto de agua:

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{Volumen}_{\text{H}_2\text{O}}}{t} \times \rho_{\text{H}_2\text{O}} \quad 1.57$$

$$\text{Vol} = \text{Area} \times \Delta h$$

$$\text{Vol} = \frac{\pi [(8)0.02549]^2}{4} (0.2) = 6.486 \times 10^{-3} \text{ [m}^3\text{]}$$

Sustituyendo en I.57:

$$G_{H_2O} = \frac{6.486 \times 10^{-3} \text{ m}^3}{18 \text{ s}} (1000 \text{ Kg/m}^3) = 0.36 \text{ [Kg/s]}$$

Sustituyendo en la ecuación I.56:

$$E_g = (0.36 \text{ Kg/s})(4.186 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{C})(49.5 - 32)^\circ\text{C}$$
$$E_g = 26.37 \text{ [KW]}$$

I.8.9 Pérdidas incalculables.

Es la energía perdida por conducción, convección, radiación, gases de escape, fricción y eficiencia volumétrica; por conservación de la energía, podemos obtener estas pérdidas mediante:

$$E_g = E_1 - \sum_{i=1}^8 E_i \quad \text{I.58}$$

$$E_g = 86.67 - (20.51 - 0.0475 - 3.61 - 0.3 - 16.143 - 8.7 - 26.37)$$

$$E_g = 10.9895 \text{ [KW]}$$

I.8.10 Eficiencia térmica.

$$\eta_{\text{termica}} = \frac{E_2}{E_1} \times 100 \quad \text{I.59}$$

$$\eta_{\text{termica}} = \frac{20.51}{86.67} \times 100$$

$$\eta_{\text{termica}} = 23.237 \%$$

CAPITULO II

SISTEMAS QUE INFLUYEN EN EL DESEMPEÑO DEL MOTOR DIESEL

II.1 Generalidades.

Es importante recalcar que el rendimiento térmico de un motor encendido por compresión (EC), es mayor que el de cualquier otro motor comercial generador de potencia motriz.

Este tipo de motores, no son muy diferentes entre sí, con la excepción del diseño en la cámara de combustión y equipo de inyección.

II.2 Tipos de cámaras.

II.2.1 Cámara abierta.

Muchos de los motores diesel, los de mayor tamaño y bajas revoluciones, utilizan una cámara de inyección directa, llamada también abierta o simple (Fig. II.1).

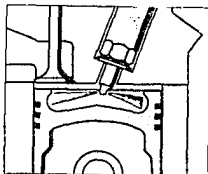


Fig. II.1 Cámara abierta.

En estos motores, la responsabilidad para buscar y encontrar el aire necesario para la combustión, descansa principalmente en el equipo de inyección. El inyector se localiza en el centro de la cámara con 4 o

más orificios y cada chorro o niebla de combustible contribuye a obtener un modelo diferente de atomización.

El atomizado o niebla contiene una mezcla de gotas de diferentes tamaños para lograr diferentes grados de penetración, que junto con la vaporización gradual buscan encontrar la mayor cantidad de aire.

La "turbulencia primaria" se consigue mediante el correcto diseño de las válvulas de admisión, pistones y cámaras de combustión en los procesos de admisión, compresión y atomizado. Después de haberse iniciado la combustión la turbulencia aumenta por la explosión, siendo esta la llamada "turbulencia secundaria". En el caso de las cámaras abiertas la turbulencia primaria es la principal fuente del movimiento del aire.

Debido a la baja velocidad del motor de cámara abierta, el combustible tiene tiempo para encontrar aire, realizando la combustión y obteniendo un rendimiento óptimo con combustibles de baja calidad, contrario a los motores de altas velocidades que tienen que utilizar combustibles con número de cetano alto. Las altas presiones del motor diesel no son accidentales y si fomentadas al adelantar la inyección con objeto de quemar el combustible con mayor rapidez.

II.2.2 Cámara de precombustión.

Este tipo de cámara se ha diseñado para motores pequeños de alta velocidad.

El volumen de compresión se divide en dos partes mediante un conducto restringido o pequeña antecámara llamada cámara de precombustión, la cual contiene del 25 al 40% del volumen de compresión y el resto del claro lo forma la cámara principal (Fig. II.2).

En este caso se inyecta el combustible dentro de la precámara que es donde tiende a quedarse aprisionado el impacto inicial de la combustión y luego, la propia precámara sirve como una tobera auxiliar para impulsar con alta velocidad la mezcla aire-combustible parcialmente

quemada al interior de la cámara principal. La turbulencia secundaria capacita al combustible para encontrar el aire y completar la combustión. El descenso del pistón tiende a crear una diferencia de presiones entre la precámara y la cámara principal que ayuda a descargar los gases a esta última que es donde se encuentra la mayor parte del aire. La combustión en esta cámara permitirá la elevación de la presión tan rápidamente como para ocasionar un reflujo dentro de la precámara. El final de la combustión ocurre después de que se alcanza la presión máxima, aún cuando persiste algo de la mezcla encendida en la cámara principal.

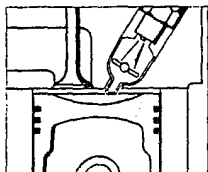


Fig. II.2 Cámara de precombustión.

Con los inyectores actuales se recomienda la combustión cerca de la boca de la precámara para que posteriormente con la presión elevada se impulse hacia el interior de la cámara principal el gas no quemado, en lugar del parcialmente quemado. Por lo tanto, los combustibles de alto cetano no son convenientes en un motor con precámara, puesto que la combustión comienza muy pronto.

A medida que aumenta la carga la turbulencia se hace más importante y por lo tanto, el diseño de la precámara muestra mayor rendimiento.

Las cámaras de precombustión tienen las siguientes ventajas:

- 1) Variedad de combustible sin afectar rendimiento.

- 2) Poco mantenimiento y bajos costos.
 - a) Baja presión de inyección.
 - b) Inyectores simples.
 - c) Baja presión en la cámara principal ya que el impacto de la presión queda confinado en la cámara de precombustión.
- 3) Menos ruido y mayores velocidades.

Las ventajas son:

- 1) Pérdidas de calor por:
 - a) El área de las dos cámaras de combustión.
 - b) La alta velocidad inducida por la boca de la precámara.
- 2) Pérdidas por la acción estranguladora en la salida de la precámara.
- 3) Arranque difícil por el enfriamiento en el área de las dos cámaras.
- 4) Parte de la energía se libera tardíamente en el proceso de expansión.

II.2.3 Cámara de turbulencia.

Depende de la turbulencia primaria del aire el descomponer la niebla de combustible y formar una mezcla homogénea.

Del 50 al 90% del volumen comprimido queda contenido en la cámara de turbulencia. Este tipo de cámara no depende de la distribución del atomizado para encontrar aire (Fig. II.3).

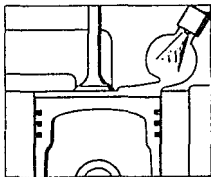


Fig. II.3 Cámara de turbulencia.

El funcionamiento de la cámara de turbulencia combina las características de ambas cámaras, la abierta y la de precombustión. En la carrera de admisión el aire entra a la celda de turbulencia con movimiento circular debido a la abertura tangencial, cuando tiene lugar la inyección, el movimiento rotatorio del aire saca al combustible de chorro formando una mezcla homogénea. Con el comienzo de la combustión tiene lugar la inversión del flujo y los gases salen a torrentes de la cámara de turbulencia y entran al cilindro.

En este caso el objetivo es el de quemar el combustible en la celda mediante la turbulencia primaria y la buena atomización, y después completar la combustión en la cámara principal utilizando la turbulencia secundaria.

La turbulencia en la cámara queda relacionada directamente con la velocidad del motor y por ello la demora del encendido disminuye con los aumentos de la velocidad.

La precisión de los inyectores, así como las presiones de inyección son mayores que en la cámara de precombustión. La calidad del combustible es comparable con el de cámara abierta. Los motores de este tipo desarrollan un buen rendimiento con velocidad variable ya que la turbulencia primaria está relacionada directamente con la velocidad. Cuando ocurre la combustión, los gases calientes elevan la temperatura de las paredes de la cámara de turbulencia, después durante la carrera de compresión el aire que entra a la celda se calienta por contacto con las paredes. Este efecto de calentamiento del aire antes de la inyección varía directamente con la velocidad y con la carga.

II.2.4 Celda de aire.

La secuencia de sucesos es semejante a la de una cámara abierta o una de turbulencia, hasta que se inicia la post-combustión. La elevación de presión obliga la entrada adicional de aire al interior de la celda, posteriormente en la carrera de expansión caerá la presión del cilindro y habrá una diferencia de presiones entre la cámara principal y la celda de aire. La descarga de aire proveniente de esta celda forma una

turbulencia secundaria ligera que ayuda a completar la combustión (Fig. II.4).

También se llama limpiador de capa y contiene alrededor del 5% del volumen de compresión.

La descarga de aire proveniente de la celda es dirigida hacia el extremo del inyector para mejorar la combustión en la proximidad de la tobera mediante el suministro de oxígeno.

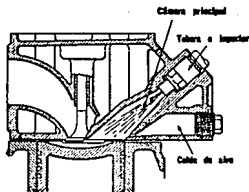


Fig. II.4 Celda de aire.

II.2.5 Celda de energía.

Es una combinación de los principios de la cámara de precombustión y la celda de aire, también llamada cámara de combustión Lanova.

La acción de la cámara depende del combustible, ya que el 60% entra en la celda de energía por medio del movimiento del aire, esto representa el 10% del volumen de compresión. La combustión inicia en la cámara principal, el sople proveniente de la celda menor se dirige contra los extremos de la niebla de combustible que vienen del inyector, consecuentemente se tendrá una mezcla de combustible y gases quemándose. Al descender el pistón la diferencia de presión entre la celda menor y la cámara ayudará a la descarga de la celda de energía, la cual tomará combustible de la celda menor y pasará al interior de la cámara principal para renovar la turbulencia y completar la combustión.

La descarga de la celda de energía se hace a una cámara principal de lóbulo sencillo o doble, ayudando a la formación de un remolino de altas velocidades dentro de la cámara principal (Fig. II.5).

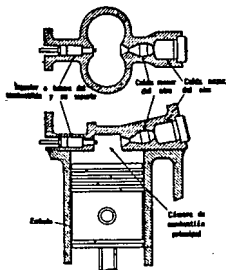


Fig. II.5 Celda de energía de doble lóbulo.

La celda de energía asegura una buena atomización y mezcla. La cantidad de exceso de aire a plena carga es extremadamente pequeña, logrando con esto una buena combustión. El arranque es bueno puesto que el combustible se inyecta a través de la cámara principal en donde el aire está más caliente. El ajuste del inyector tendrá que ser preciso por tener que depositar el combustible en el punto correcto.

Existe un consumo de combustible ligeramente mayor que en una cámara abierta.

II.3 Sistema de inyección.

El sistema de inyección es el dispositivo para introducir el combustible en el cilindro del motor en el tiempo correcto del ciclo para iniciar y controlar el proceso de combustión, este sistema debe satisfacer los siguientes requisitos fundamentales:

- 1) Inyectar la cantidad de combustible requerida por la carga aplicada al motor y mantener esta cantidad constante:
 - a) de ciclo a ciclo de funcionamiento.

- b) de cilindro a cilindro.
- 2) Inyectar el combustible en el instante correcto del ciclo para todo el margen de velocidades del motor.
 - 3) Inyectar el combustible en la proporción deseada para controlar la combustión y la elevación resultante de la presión.
 - 4) Atomizar el combustible hasta el grado deseado.
 - 5) Distribuir el combustible dentro de toda la cámara de combustión.
 - 6) Iniciar y terminar la inyección, instantáneamente.

II.3.1 Sistema de bombeo.

En el desarrollo de los primeros motores diesel se introdujo la inyección de aire como un medio para atomizar el combustible. El combustible era medido y bombeado hacia el inyector, el cual a su vez estaba conectada a un flujo de aire a alta presión. El inyector era simplemente una válvula accionada mecánicamente, al abrirse, el aire podía arrastrar al combustible al interior del cilindro y proporcionar una niebla bien atomizada aun cuando se emplearan combustibles pesados o viscosos. Sin embargo, el tamaño y costo del compresor del aire junto con la potencia requerida para su funcionamiento han hecho que la inyección mediante aire resulte anticuada.

Los sistemas actuales utilizan la inyección mecánica del combustible mediante tres métodos de operación:

1) Sistema de bomba individual (Fig. II.6):

Un dosificador y una bomba de compresión por separado, para cada cilindro del motor.

2) Sistema de distribuidor (Fig. II.7):

Una sola bomba para dosificar y comprimir el combustible, más un mecanismo divisor para distribuir el combustible hacia los diferentes cilindros.

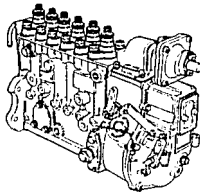


Fig. II.6 Sistema de bomba individual.

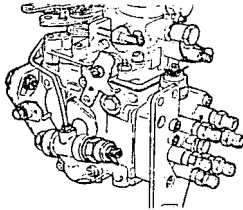


Fig. II.7 Sistema de distribuidor.

3) Sistema de depósito común (Fig. II.8):

Una sola bomba para comprimir el combustible, un depósito común para almacenarlo y un elemento dosificador para cada cilindro.

En todos estos sistemas se utiliza cuando menos una bomba de baja presión para transferir el combustible y cargar el sistema de alta presión; también se instalan varios filtros para garantizar que el desgaste sea mínimo en las piezas ensambladas con muy poca tolerancia.

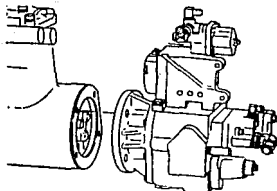


Fig. II.8 Sistema de depósito común.

Los tres sistemas difieren solamente en que las distintas funciones del equipo de inyección se dividen entre diferentes componentes. En consecuencia, el sistema de bomba individual tiene varias bombas completas e independientes, las cuales miden y comprimen el combustible. En el sistema de distribución, solamente se emplea una bomba medidora y elevadora de la presión y la distribución del combustible se hace mediante un distribuidor. La bomba de alta presión del sistema de depósito común, necesita suministrar combustible solamente a un acumulador, controlando la presión mediante una válvula de desahogo. La dosificación del combustible se hace mediante un elemento separado por cada cilindro.

La ventaja del sistema de bomba individual radica en lo compacto, ya que todas las funciones se combinan en una bomba por separado para cada cilindro. Sin embargo, el costo es elevado porque cada bomba colocada en un motor multicilíndrico, deberá alimentar con exactitud a los cilindros que le correspondan, en todas las velocidades y cargas de funcionamiento. Este requisito exige tolerancias extremadamente pequeñas en su fabricación. Para reducir el costo de manufactura se desarrolló el sistema de distribuidor, con una sola bomba y un elemento dosificador. De todos modos, la unidad de bombeo deberá ejecutar n números de ciclos para n números de cilindros. En ambos sistemas, la

presión de inyección tiende a aumentar casi con el cuadrado de la velocidad puesto que la bomba de presión queda acoplada mediante engranes al motor. Debido a este efecto, la presión en el sistema en altas velocidades puede ser extrema. Esta presión exige tolerancias muy limitadas y fomenta fugas.

El sistema de depósito común se ha utilizado ampliamente en motores grandes de baja velocidad, aun cuando no hay razón por la cual no se adapte a otro tipo de motores. En este sistema, la presión máxima queda bajo control directo y el problema de dosificación no concierne a la bomba de alta presión, de aquí que no se requiera la precisión extrema en su manufactura. La bomba de alta presión sirve solamente para proporcionar combustible dentro del depósito común, manteniendo la presión constante mediante una simple válvula reguladora de la presión (o puede variarse, si se desea, mediante el gobernador). Por otra parte, la descarga de los inyectores se regula por el diámetro del orificio y por la caída de presión o resistencia en las tuberías conductoras. Por esta razón, con el sistema de depósito común, la construcción de los inyectores deberá tender a que el conjunto se fabrique con muy poca tolerancia, para garantizar la igualdad en la cantidad de combustible descargado de cilindro a cilindro.

II.4 Inyectores.

El tipo más simple de inyector es el abierto (Fig. II.9), en él se reduce el goteo por la tensión superficial que ocasiona adherencia del combustible en los conductos pequeños.

La desventaja del inyector abierto radica en las presiones de inyección elevadas conseguidas a altas velocidades y la tendencia al goteo entre inyecciones. Para bajas velocidades el combustible desplazado por la bomba pasará por el orificio con cierta velocidad, si la bomba es accionada por el motor y se duplican las revoluciones, la velocidad del fluido también se duplicará puesto que la bomba está desplazando combustible al doble de la rapidez original. Debido a que la velocidad del líquido es "2gh", la presión de inyección varía con el cuadrado de la velocidad del motor.

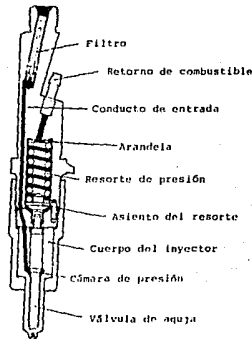


Fig. II.9 Inyector abierto.

En los inyectores cerrados (Fig. II.10) el aceite es conducido hacia una galería de presión que envuelve a la superficie inclinada del émbolo buzo. Este tipo de inyectores puede ser de uno o varios orificios. Las ventajas de un inyector cerrado comparadas con las de uno abierto radican en evitar las caídas de presión y en su control sobre la presión de inyección.

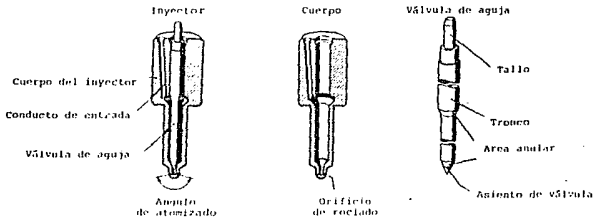


Fig. II.10. Inyector cerrado.

II.5 Formación del rocío.

El inyector tiene como objetivo principal el de introducir a la cámara de combustión el combustible como rocío finamente atomizado y este objetivo se cumple descargando el combustible a través de un orificio. En la realidad es difícil predecir la forma del rocío del combustible debido a que el aire es altamente turbulento y la combustión ocurre antes de que termine la inyección. Por estas razones, se han hecho estudios de rocíos dentro de aire sin movimiento a la temperatura ambiente. En la Fig II.11 se muestran las fases del flujo a medida que aumenta la diferencia de presión a través de un orificio.

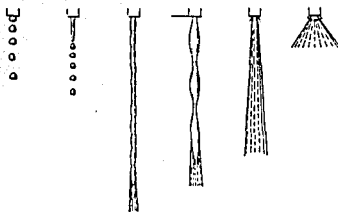


Fig II.11 Fases sucesivas del flujo proveniente de un orificio cilíndrico.

Para diferencias pequeñas de presión se forman simples gotas, emergiendo gradualmente como torrente a medida que aumenta la presión sobre el flujo. Un aumento en la presión hace que el torrente se descomponga en un rocío. La distancia desde un orificio hasta donde esta formación tiene lugar, se le llama la "distancia de ruptura". Con el aumento de la diferencia de presión, disminuye la distancia de ruptura hasta que el ápice del cono coincide prácticamente con el orificio. Los combustibles pesados requieren una mayor diferencia de presión para lograr esta etapa, en comparación con los combustibles

ligeros. Podría pensarse que la inyección en el motor tiene poca ingerencia en la formación del rocío puesto que la diferencia de presión a través del orificio de la tobera puede ser de varios cientos de KPa. Sin embargo, al comienzo de la inyección, la diferencia de presión puede llegar a un valor bajo y tenerse una débil formación del rocío; simultáneamente cerca del final de la inyección la diferencia de presión puede ser pequeña y manifestarse un goteo débil.

El mecanismo del rocío se visualiza siguiendo el flujo del líquido a través del orificio y dentro de un receptor de aire. En la salida del orificio, el torrente líquido tiene una velocidad extremadamente alta. Cuando el torrente líquido encuentra al aire, se desacelera rápidamente y se atomiza en pequeñas gotas.

El rocío proveniente de un orificio circular tiene un núcleo denso y compacto y hace que las partículas sean más uniformes:

- 1) A medida que aumenta la distancia desde el orificio, hasta la sección transversal.
- 2) A medida que aumenta la densidad del aire.
- 3) A medida que disminuye la viscosidad.
- 4) A medida que aumenta la presión de inyección.

Las mediciones del tamaño de gota, indican lo siguiente:

- 1) La mayoría de las gotas son de menos de 5 micras de diámetro.
- 2) Aumentando la presión de inyección, disminuye el tamaño promedio de las gotas.
- 3) Aumentando la densidad del aire, disminuye el tamaño promedio de las gotas.
- 4) Aumentando la viscosidad del combustible, aumenta el tamaño promedio de las gotas.
- 5) Aumentando el tamaño del orificio, aumenta el tamaño de las gotas.

Cuando se inyecta combustible líquido dentro de la cámara de combustión, la turbulencia del aire tiende a distorsionar el rocío. Más aún, el arranque de la combustión ocasiona una turbulencia

adicional que está determinada por la forma de la cámara de combustión. El cambio de presión ocasionado por la combustión y el movimiento turbulento del aire completan la disolución del rocío dando como resultado la formación de una mezcla más homogénea. Nótese, sin embargo, que el funcionamiento satisfactorio del motor requiere muchas pruebas experimentales para establecer las necesidades cuantitativas sobre la presión de inyección, el tamaño de los orificios y el número de ellos y sobre las propiedades necesarias del combustible que afectan la inyección, por ejemplo: temperatura de encendido, viscosidad y volatilidad.

CAPITULO III

COMBUSTIBLE DIESEL

III.1 Petróleo crudo.

Los depósitos de petróleo se encuentran por todo el mundo. La mayoría de estos depósitos se encuentran a varios cientos de metros de profundidad y el producto se obtiene a través de pozos perforados para penetrar hasta las formaciones en donde se encuentra.

Los petróleos crudos son mezclas muy complejas, que consisten sobre todo de hidrocarburos y compuestos que contienen azufre, nitrógeno, oxígeno y trazas de metales como constituyentes menores. Las características físicas y químicas de los petróleos crudos varían mucho según los porcentajes de sus diversos compuestos. Las densidades específicas cubren un intervalo amplio, pero la mayoría de los petróleos crudos se encuentran entre 0.80 y 0.97 g/ml, y para la gravedad se tienen valores comprendidos entre 45 y 15 grados API. También hay una gran variedad de viscosidades, pero la mayor parte de los crudos se encuentra entre 2.3 y 23 centistokes. La composición última señala un contenido de 84 a 86% de carbón, 10 a 14% de hidrógeno y pequeños porcentajes de azufre, nitrógeno y oxígeno. El contenido de azufre es, en general, menor que el 1%, pero puede ser hasta del 5%.

Los componentes de hidrocarburos del petróleo crudo existen en cuatro formas moleculares, conocidas como: parafinas, olefinas, naftenas y aromáticas.

Los diferentes tipos de crudo varían en función de la concentración de estas 4 formas moleculares, sin embargo, el mejor combustible diesel consiste principalmente de parafinas y naftenas. Generalmente el crudo a base de parafinas produce combustible con un mejor encendido.

III.2 Refinado del petróleo crudo.

El método por el cual el petróleo crudo se separa en componentes con

varios puntos de ebullición se llama "destilación fraccionaria". En la siguiente tabla se mencionan primero los componentes más volátiles (puntos más bajos de ebullición) y los menos volátiles (temperatura de ebullición más alta) se mencionan después.

Gas líquido	-48°C	a	34°C
Gasolina para aviación	32°C	a	149°C
Gasolina	32°C	a	210°C
Naftenas	50°C	a	210°C
Keroseno	177°C	a	288°C
Combustible doméstico	188°C	a	316°C
Diesel	163°C	a	371°C
Gas de petróleo	188°C	a	400°C

Normalmente los combustibles diesel para los motores de media y alta velocidad se han destilado al 100%, y se producen con la combinación de la fracción de keroseno y fracciones de gas de petróleo para dar un combustible con un punto de ebullición final de 371°C o ligeramente menor.

Estos combustibles tienen un funcionamiento satisfactorio en la mayoría de los motores con respecto a la facilidad de arranque, suavidad en la operación, escape de humos, depósitos mínimos, uso y bajo mantenimiento. Los combustibles con número demasiado bajo de cetano tienen un aumento en la rudeza del motor, humos, depósitos y dificultad en el arranque. Para operaciones especiales como autobuses de ciudad donde el escape de humos y el olor es ofensivo, se requieren combustibles especialmente mezclados o de alta volatilidad.

En ciertas condiciones de operación cuando se requiere un combustible que no tenga una especificación estándar, se hace un corte especial en la destilación o una mezcla de destilados disponibles.

La mayoría de las refinerías utilizan crudo para la producción de gasolina, por lo tanto, en el futuro la demanda de esta será un factor dominante en el tipo de combustible diesel que pueda estar disponible. Mientras las corridas de gas del petróleo prevalezcan sobre

requerimientos de la "destilación fraccionaria", los combustibles diesel se continuarán haciendo de esta forma o de una mezcla ininterrumpida de gases de petróleo.

En algunos casos la comercialización de combustible diesel ha alterado su composición inicial ya que se han puesto en operación más unidades de producción de gasolinas con mayor octanaje y por lo tanto una gran cantidad de destilados está disponible para su inclusión en combustible diesel. De lo anterior se puede decir que los combustibles de este tipo tratados propiamente a través del uso de aditivos tendrán un funcionamiento adecuado además de tener disponible una buena provisión.

III.3 Aditivos del combustible diesel

Algunas investigaciones se han enfocado hacia el desarrollo de aditivos para combustibles diesel, los cuales deben servir para mejorar la calidad de encendido de algunos que no cumplen los requerimientos especificados.

Uno de los numerosos aditivos que puede mejorar la calidad de encendido es el "Nitrato de Amil", el cual, cuando se añade en proporciones de 0.125% a 0.5% por unidad de volumen da un incremento de 5 a 11 números de cetano, mejorando el rendimiento.

Los aditivos son esencialmente una combinación de solventes orgánicos con algún producto químico activo a la base de un aceite lubricante del petróleo.

Cuando el combustible varía su composición original y se desarrolla un aditivo para el primero, este no produce los mismos beneficios. Los aspectos económicos son un factor importante el cual debe considerarse seriamente en el uso de aditivos.

III.4 Especificaciones del combustible diesel

Existen agencias que han establecido las especificaciones para combustibles diesel, como por ejemplo, la armada de EUA (esp. 2-102C),

la naval de EUA (esp. 7-02E), la ASTM (American Society for Testing and Materials, esp. D975-48T), etc., de los cuales todos consideran un rígido control del producto final y en el que reflejan los diferentes puntos de vista de los constructores de motores, operadores e industria del petróleo.

Por ejemplo las especificaciones de la ASTM limitan 3 grados generales de combustible diesel:

Grado No 1-D

Comprende la clase de combustibles del petróleo volátiles, desde la kerosena a los destilados intermedios. Estos combustibles son aplicables cuando se tienen altas velocidades, servicio frecuente, grandes variaciones en carga y velocidad y para los casos en que la temperatura es baja.

Grado No 2-D

Abarca la clase de gases del petróleo de destilación pesada y baja volatilidad. Estos combustibles son aplicables cuando se tiene motores de alta velocidad, servicio con cargas y velocidades sostenidas o en motores que no requieran combustibles con alta volatilidad o alguna otra propiedad del Grado No. 1-D.

Grado No 4-D

Cubre la clase de destilados con baja volatilidad y mezclas de estos con residuos de gases combustibles. Su uso es en medias y bajas velocidades, motores empleados en servicios con cargas sostenidas y velocidades constantes.

III.5 Significado de pruebas físicas

En vista de los avances en la producción de combustible diesel, existen parámetros importantes que deben considerarse para mantener uniformidad y calidad. Estas pruebas de control son:

III.5.1 Gravedad.

La gravedad es un índice del peso por volumen de combustible, cuando se tienen bajas unidades API (American Petroleum Institute) de gravedad nos indica combustible pesado, el cual contiene un alto valor calorífico (KJ). Generalmente para combustibles de buena calidad, los altos valores de gravedad dan como resultado una eficiencia térmica alta y un bajo consumo, pero la gravedad no tiene ninguna correlación directa con la calidad de encendido o funcionalidad.

III.5.2 Temperatura de inflamación.

Es la temperatura a la cual el combustible debe calentarse para generar suficiente vapor, el cual cuando se encienda por una flama, forme una mezcla inflamable e intermitente con aire. Los dos diferentes métodos para hacer las pruebas se conocen como Cleveland (capa abierta) y Pensky-Martens (capa cerrada).

III.5.3 Viscosidad.

La viscosidad es la medida de resistencia del combustible a fluir. Los dos métodos más comunes para medir esta son el Saybolt Universal y el cinemático. Las unidades para el primero son el segundo Saybolt a 37.8°C y para el segundo los stokes. El método cinemático es más usado que las pruebas Saybolt para determinar viscosidad de combustibles destilados ya que este último llega a ser menos preciso y seguro para fluidos menores de 40 segundos Saybolt. Algunos combustibles de baja viscosidad no poseen cualidades de buena lubricación y son probablemente la causa para incrementar el uso de partes en movimiento del sistema de inyección y también una alta viscosidad que provoca dificultad en la atomización, con lo cual decrete la eficiencia en la combustión. La mayoría del combustible diesel usado en medias y altas velocidades tiene un rango de 31 a 45 segundos Saybolt a 37.8°C o de 1.4 a 5.8 centistokes.

III.5.4. Temperatura de escurrimiento.

Es la temperatura más baja a la cual el combustible cesa de fluir e indica la temperatura atmosférica sobre la cual el combustible debe usarse. Se hace fluir el combustible a través de tubos con diámetro pequeño y debe pasar por un colador de malla fina hacia unos filtros. En algunos casos la cera en el combustible obstruirá los filtros a menos que la temperatura de operación del combustible este por arriba que la de escurrimiento.

III.5.5 Azufre.

Es una determinación del porcentaje por peso del contenido de azufre en el combustible y es un indicador de la corrosión y depósitos que el combustible produce en el motor. Todos los combustibles contienen algo de azufre, cuando estos se utilizan en operaciones intermitentes o baja temperatura, causan incremento en uso, corrosión y depósitos dependiendo del diseño del motor.

III.5.6 Residuos de carbón.

Esta prueba determina el porcentaje en masa de carbón en el combustible y es un indicador de la cantidad de productos residuales y no combustibles presentes. Un alto residuo de carbón podría dar como resultado una combustión pesada, depósitos en la cámara e incremento de humos. Los límites variarán desde 0.03% a 0.25% y para el 10% de residuo (carbón ramsbottom) será de 0.15% a 0.25%.

III.5.7 Ceniza.

Las pruebas determinan el porcentaje por peso de suciedad, polvo, tierra y materia extraña en el combustible. Prácticamente todos los materiales sólidos son abrasivos y en vista de las tolerancias tan cerradas en el equipo de inyección, se puede decir que un nivel alto de cenizas provoca un incremento en el deterioro de partes finas (inyectores, toberas, etc.).

III.5.8 Agua y sedimentos.

Esta prueba es una medida de la limpieza física y está basada en la cantidad de agua y sedimentos encontrados en el combustible. Los combustibles destilados normalmente no contienen tales materiales en cargamentos desde la refinería, sino que la contaminación es resultado del cuidado impropio y el manejo del combustible.

III.5.9 Destilación.

Las pruebas son un índice de la volatilidad del combustible y un indicador de los rangos de ebullición. La temperatura a la cual la primera gota cae se llama el punto inicial de ebullición y después las temperaturas se registran por incrementos del 10%. La máxima temperatura observada cuando el fondo del frasco está seco se llama punto final, los puntos de control más importantes en todo el rango son el 10%, 50% 90% y 95%. Para asegurar un buen balance entre la cantidad del componentes volátiles y la cantidad de fracciones pesadas la destilación debe ser en forma de curva suave y uniforme. Un mínimo de fracciones pesadas es esencial para una buena y eficiente combustión, el rango de destilación tiene un conjunto de efectos como humos, olores, lacrimógenos y depósitos en la cámara de combustión. Un buen funcionamiento se obtendrá en combustibles con un buen balance de punto inicial y final de ebullición. Los límites promedio son de 163°C mínima para el punto inicial y 371°C máxima para el punto final. Los combustibles pesados dan mejor economía por litro pero pueden causar grandes depósitos.

III.5.10 Número de cetano.

La proporción de cetano es una medida de la calidad de encendido del combustible, en cualquiera de ellos hay un momento de retraso entre la inyección y el encendido. Este tiempo varía para diferentes motores pero es también una propiedad del combustible. Obviamente un mínimo tiempo de retraso es esencial para una suave operación de los motores, de otra forma, si el tiempo es largo se inyectará una gran cantidad de combustible en el cilindro antes que ocurra el encendido, y el quemado

rápido de esta mezcla de combustible dará como resultado presiones pico, golpes y asperezas en la operación del motor. El método usado para obtener el número de cetano es correr el combustible en un cilindro simple de relación de compresión variable en un motor diesel, bajo diferentes condiciones de velocidad, carga, temperatura del aire de entrada, etc., y comparar esta calidad de encendido con dos referencias estándar de cetanos (un hidrocarburo con una proporción de cetano de 100 alfa metilnaftalina, y un producto de carbón con pobre calidad de encendido).

El número de cetano es el porcentaje de cetano puro que se añade a la alfa metilnaftalina para igualar la calidad del combustible al comunmente usado en pruebas, este número varía entre 40 y 55.

Además los combustibles de bajo cetano producen una accidentada e incompleta combustión, provocando humos y pérdida de poder para condiciones de encendido desfavorables o grandes altitudes donde la provisión de aire se reduce.

A continuación se anexa una hoja con las especificaciones del diesel utilizado en la zona metropolitana.

NOOMBRE DEL PRODUCTO:

DIESEL ESPECIAL ZONA METROPOLITANA
VALLE DE MEXICO.

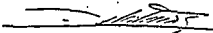
ESPECIFICACION No.

414/88

<u>P U E B A S</u>	<u>UNIDADES</u>	<u>METODOS ASTM</u>	<u>ESPECIFICACIONES</u>
Temperatura de Inflamación	°C	D 93-85	52 Mfn.
Temperatura de Escurrimiento	°C	D 97-85	(1) Max.
Agua y Sedimento	%	D 1796-83	Trazas Max.
Carbón Ramsbottom (en 10% de residuo)	%	D 524-81	0.35 Máx.
Cenizas	%	D 482-80	0.02 Máx.
Azufre	%	D 129-64(1978)(2)	0.5 Máx.
Corrosión, 3 Hs. a 50°C	-	D 130-83	Std.2 Máx.
Indice de Cetano	-	D 976-80	45 Mfn.
Viscosidad S.U. a 37.8°C	Seg.	D 88-81	32/40
Destilación a 760 mm de Hg.		D 86-82	
El 10% destila a	°C		200 Mfn.
El 95% destila a	°C		360 Máx.
Apariencia Visual	-		Límpida
Color		D 1500-82	3 Máx.
Tiempo de Miscibilidad con fina (3)	°C	D 611-82	60. Mfn.

OBSERVACIONES

- (1) De marzo a octubre 0°C; de noviembre a febrero -5°C.
- (2) Como alternativa para control se pueden utilizar los métodos ASTM D 1552-83 ó ASTM-D-1266-80.
- (3) No deberá contener material desintegrado térmica o catalíticamente


ING. JOSE ALBERTO CELESTINOS I.
COORD. EJEC. DE PRODS. REFINADOS


ING. EDUARDO MELÉNDEZ
GERENTE DE REFINACIÓN

México, D.F., Febrero de 1988


ING. CONSTANTINO FERRNÁNDEZ RODRÍGUEZ
COORDINADOR EJECUTIVO DE COMERCIO INTERIOR


ING. LUIS GUILLERMO SOTO PÉREZ
GERENTE DE PETITAS

CAPITULO IV

EMISIONES CONTAMINANTES

IV. I Características esenciales del proceso de combustión.

En la siguiente descripción se puede observar que el proceso de combustión en los motores EC es muy compleja. Los detalles del proceso dependen de las características del combustible, el diseño de la cámara de combustión, el sistema de inyección y las condiciones de operación del motor, entonces las fuentes más significativas donde se producen las emisiones son los productos de la combustión y el combustible no quemado.

Inicialmente el combustible es puesto dentro del cilindro por medio del sistema de inyección antes de alcanzar el final de la carrera de compresión, este combustible es inyectado a alta velocidad a través de uno o más orificios (toberas) en la copa del inyector, provocando el atomizado del combustible en pequeñas gotas que penetran en la cámara. El combustible se vaporiza y mezcla con el aire que se encuentra a alta temperatura y presión, y debido a que este se encuentra por encima del punto de encendido del combustible, se produce una combustión espontánea de ciertas porciones de la mezcla, este proceso de combustión ocurre con un periodo de retraso.

La presión del cilindro se incrementa a medida que la combustión empieza, este incremento comprime la porción de la mezcla no quemada, reduciendo el retraso de encendido, consecuentemente esta mezcla se quema rápidamente ya que también se reduce el tiempo de vaporización. La inyección continua hasta que la cantidad de combustible deseada ha entrado en el cilindro.

La atomización, vaporización, mezclado de aire-combustible y combustión se realizan esencialmente hasta que el combustible ha pasado por cada uno de estos procesos. A lo anterior se suma la mezcla del aire que queda en el cilindro con los gases quemados en los procesos de combustión y expansión.

El proceso anteriormente descrito, se puede resumir en cuatro etapas:

- 1) Retardo del encendido, que es el tiempo entre el comienzo de la inyección y del encendido.
- 2) La fase de premezclado o rápida combustión, durante la cual el combustible que se ha mezclado en el periodo de retardo de encendido se quema.
- 3) La fase de mezclado controlado, durante la cual la combustión depende de la relación de mezclado de aire-combustible.
- 4) La fase de combustión retrazada, donde la liberación de calor continua debido al quemado del combustible remanente.

IV.2 Formación de emisiones.

En teoría en la combustión de un hidrocarburo deberían formarse únicamente las sustancias no contaminantes, bióxido de carbono agua, etc., en la realidad las reacciones no se desarrollan así sino que son parte de diferentes subreacciones.

En una forma mas general los gases de escape están formados por las siguientes sustancias:

No contaminantes: bióxido de carbono, vapor de agua, hidrógeno y oxígeno.

Contaminantes: monóxido de carbono, hidrocarburos sin quemar, hidrocarburos parcialmente quemados, óxidos de nitrógeno (NO_x), óxidos de azufre (SO_x) y humos.

Los contaminantes que aparecen con mayores concentraciones son:

- Monóxido de carbono (CO)
- Oxidos de Nitrógeno (NO_x)
- Hidrocarburos sin quemar (HC)
- Humos (aerosoles y partículas)

Las concentraciones que aparecen de estos contaminantes dependen fundamentalmente de la dosificación y la distribución del combustible y

como esta cambia con el tiempo al mezclarse con el aire.

En la figura IV.1 se ilustra como ciertas partes del atomizado de combustible y la flama afectan la formación de NO, HC no quemados y partículas, durante las fases de la combustión en un motor de inyección directa.

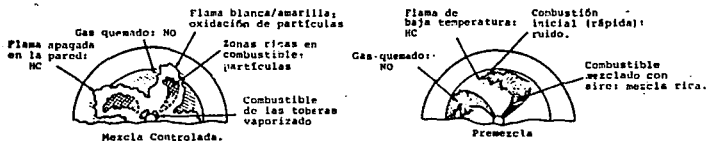


FIG. IV.1 Mecanismo de la formación de contaminantes.

IV.2.1 Oxidos de Nitrógeno.

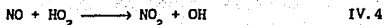
Los óxidos de nitrógeno (NO_x) están formados por óxido de nitrógeno (NO) y bióxido de nitrógeno (NO_2), el primero es el más predominante. La principal fuente del NO es la oxidación del nitrógeno atmosférico, sin embargo, si el combustible contiene nitrógeno en cantidades significativas, la oxidación de este puede ser una fuente adicional de NO .

El mecanismo de formación del NO a partir del nitrógeno atmosférico está dado por:



Los óxidos de nitrógeno se forman en las regiones de gas quemado a alta presión y temperatura, cerca del punto estequiométrico. El periodo crítico es cuando la temperatura de los gases está al máximo, esto es, entre el comienzo de la combustión y poco antes de alcanzar la presión máxima del cilindro, posteriormente la temperatura de los gases

quemados disminuye debido a la expansión y mezcla con gases fríos, por consecuencia la descomposición del NO en NO₂ disminuye. El mecanismo para la formación de este último es:



Se considera que entre un 10 a 30% del NO_x corresponde a NO₂.

IV.2.2 Monóxido y bióxido de carbono.

La formación de monóxido (CO) y bióxido de carbono (CO₂) se da bajo el siguiente mecanismo:



Esto quiere decir que se forma primero el monóxido de carbono (daño) el cual se oxida posteriormente a bióxido de carbono. Las flechas en la ecuación son válidas en ambas direcciones, esto es que se puede formar monóxido de carbono y oxígeno, así como también puede desintegrarse la molécula. A altas temperaturas se encuentran cada uno de los componentes por separado, al ir bajando la temperatura se asocia al carbono con el oxígeno formando CO y aquí se requiere de un cierto tiempo para oxidar el CO con oxígeno y formar CO₂.

En la realidad lo que ocurre es que la temperatura de combustión baja tan rápido que solo hay tiempo para que reaccionen el oxígeno y el carbono, en consecuencia no se puede oxidar el CO para formar CO₂. Sin embargo en los motores EC debido a que la combustión se realiza en la región estequiométrica, estas emisiones son lo suficientemente pequeñas para ser consideradas.

IV.2.3 Hidrocarburos

Los hidrocarburos (HC) son consecuencia de la combustión incompleta y son un parámetro útil para medir la eficiencia.

La complejidad del proceso de combustión del diesel donde la evaporación, la mezcla de aire-combustible, la mezcla de gases quemados-no quemados y la combustión pueden ocurrir simultáneamente, provoca procesos que pueden contribuir a las emisiones de HC; los dos

principales caminos por los cuales el combustible puede producir estas emisiones son:

- 1) La mezcla aire-combustible puede ser demasiado pobre para autoencenderse o soportar la propagación de la flama en las condiciones prevalecientes dentro de la cámara de combustión.
- 2) Durante el proceso primario de combustión, la mezcla de aire-combustible puede ser demasiado rica para encenderse o soportar la flama.

La figura IV.2 muestra como estos procesos pueden dar lugar a productos incompletos de la combustión, (a) combustible inyectado durante el periodo de retraso y (b) combustible inyectado mientras la combustión ocurre.

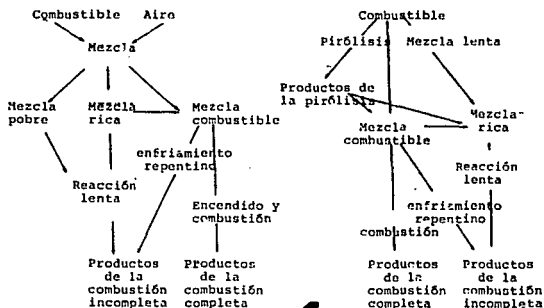


Fig. IV.2. Esquema de la formación de hidrocarburos.

IV.2.4 Partículas.

Las partículas consisten principalmente de material carbonizado (hollín) que resulta de la combustión incompleta de hidrocarburos en la cual se absorben algunos componentes orgánicos, otra parte se forma por el aceite lubricante. La composición de las partículas depende de las condiciones del escape del motor, esto es, para temperaturas arriba de los 500°C son principalmente agrupaciones de hasta 4000 esferas de carbón con una pequeña cantidad de hidrógeno y diámetros entre 15 y 30 nm. Si la temperatura es menor a 500°C las partículas se revisten con compuestos orgánicos las cuales incluyen hidrocarburos no quemados, hidrocarburos oxigenados (ésteres, éteres, ácidos orgánicos, etc.) e hidrocarburos aromáticos polinucleares. El material condensado también incluye especies inorgánicas tales como bióxido de azufre, bióxido de nitrógeno y ácido sulfúrico.

Las partículas se forman en el corazón del atomizado el cual contiene combustible no quemado, después, en la región de la flama el combustible vaporizado se calienta al mezclarse con los gases quemados a alta temperatura, entonces las partículas se oxidan, dando la característica luminosidad amarilla de la flama.

IV.3 Reglamentación

La mayor parte de la legislación de anticontaminación va dirigida a limitar y controlar las emisiones de los motores ECH dado que estos circulan en los centros urbanos en mayor porcentaje que los motores EC. Sin embargo, ya se están aplicando las reglamentaciones dirigidas expresamente a este último por lo que los constructores se han encaminado a obtener motores más limpios.

La base para obtener los límites de emisiones se ha tomado de la EPA (Environment Protection Agency), cuyos valores a través de los años se indican en la siguiente tabla.

Todos los datos mencionados están dados en gr/BHP-Hr según prueba de modo transitorio.

Año	1988	1990	1991	1994	1998
HC	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3
CO	15.5	15.5	15.5	15.5	15.5
NO _x	10.7	6.0	5.0	5.0	4.0
Partículas	0.6	0.6	0.25	0.1 ⁺	0.1
Humo en aceleración	20% de opacidad				

+ Para autobuses urbanos 0.05 a partir de 1994.

En nuestro país la Secretaría de Desarrollo Social (SEDESOL) junto con la Asociación Mexicana de la Industria Automotriz (AMIA) así como empresas fabricantes de motores y camiones están desarrollando lo que será la nueva ley general del equilibrio ecológico y protección al medio ambiente, vigente de 1994 a 1997 y con valores tentativos para 1998 en adelante. Los valores que toma esta ley están basados en EPA.

Para el humo la Secretaría de Desarrollo Urbano y Ecología tiene publicada desde julio de 1991 la Norma Técnica Ecológica NTE-CCAT-010/90 que establece los niveles máximos permisibles de opacidad del humo, proveniente del escape de motores nuevos en planta que usan diesel como combustible y que se utilizarán para la propulsión de vehículos automotores. Esta norma no se aplica a motores estacionarios ni a vehículos marinos, de aviación, de tractores agrícolas, para maquinaria de construcción, así como locomotoras, aún cuando circulen en la vía pública.

Para los efectos de esta norma técnica ecológica se considerarán las siguientes definiciones:

- Coeficiente de absorción de la luz (k).

Coeficiente de absorción de una columna diferencial de gas de escape a la presión atmosférica y a una temperatura de 70°C, expresado en m^{-1} .

- Flujo nominal de gas (G).

Volumen indicativo de gases de combustión emitidos por el escape

del vehículo automotor o del motor, en el cual se deberá efectuar la medición de la opacidad.

- Humo.

Residuo resultante de una combustión incompleta, que se compone en su mayoría de carbón, cenizas y de partículas sólidas y líquidas, visibles en la atmósfera.

- Opacidad.

Estado en el cual un material impide parcialmente o en su totalidad el paso del haz de luz.

Para el cálculo del flujo nominal del gas, se aplicarán las siguientes ecuaciones:

a) Para motores de 2 tiempos b) Para motores de 4 tiempos

$$G = \frac{V \times R}{60} \quad \text{IV.8} \qquad G = \frac{V \times R}{120} \quad \text{IV.9}$$

donde:

G = Flujo nominal expresado en litros por seg. (l/s), para motores de aspiración natural o turbocargados.

V = Desplazamiento del motor expresado en litros (l)

R = Velocidad angular del motor, no debiendo ser menor a 1000 rpm.

Entonces, los valores máximos permisibles de opacidad del humo, son los que se muestran en la siguiente tabla:

Flujo nominal	Co. abs. de la luz	Unidades		% de opacidad			
		Bosch	Hartridge	Ø del tubo de escape			
30-65	1.61	4.00	50.00	11.60	15.20	18.50	21.80
70	1.56	3.90	48.80	11.30	14.70	18.00	21.10
75	1.50	3.80	47.60	10.70	14.00	17.20	20.20

Flujo nominal	Co. abs. de la luz	Unidades Bosch	Unidades Hartridge	% de opacidad Ø del tubo de escape			
80	1.45	3.70	46.40	10.40	13.70	16.80	19.70
85	1.40	3.65	45.20	10.20	13.40	16.30	19.20
90	1.35	3.58	44.00	9.80	12.90	15.80	18.60
95	1.30	3.50	42.90	9.50	12.40	15.20	18.00
100	1.26	3.40	41.70	9.20	12.00	14.80	17.50
105	1.21	3.35	40.50	8.80	11.60	14.20	16.90
110	1.16	3.30	39.30	8.70	11.40	14.10	16.80
115	1.12	3.20	38.10	8.30	10.90	13.50	16.00
120	1.07	3.10	36.90	7.90	10.30	12.70	15.00
125	1.03	3.00	35.70	7.50	9.70	12.10	14.40
130	0.99	2.91	34.60	7.40	9.60	11.90	14.00
135	0.95	2.82	33.40	7.00	9.20	11.40	13.50
140	0.90	2.72	32.20	6.70	8.80	10.90	12.90
145	0.86	2.56	31.00	6.50	8.50	10.50	12.40
150	0.82	2.55	29.80	6.10	8.00	9.80	11.70
155	0.79	2.44	28.60	5.70	7.60	9.30	11.00
160	0.75	2.38	27.50	5.60	7.40	9.20	10.70
165	0.71	2.30	26.30	5.40	7.10	8.70	10.40
170	0.67	2.28	25.10	5.20	6.70	8.40	9.90
175	0.64	2.10	23.90	4.70	6.30	7.90	9.40
180	0.60	1.95	22.70	4.50	6.00	7.30	8.60
185	0.56	1.85	21.50	4.30	5.70	6.80	8.10
190	0.53	1.80	20.40	4.20	5.50	6.70	8.00
195	0.50	1.67	19.20	3.70	5.00	6.10	7.20
200-250	0.46	1.54	18.00	3.50	4.60	5.70	6.60

Para los automotores en circulación la Norma Técnica Ecológica que aplica es la NTE-CCAT-011/90 con los valores que se indican en la siguiente tabla:

Flujo nominal	Co. abs. de la luz	Unidades Hartridge	% de opacidad Ø del tubo de escape			
30-65	2.43	64.80	16.80	21.90	26.40	31.00

Flujo nominal	Co. abs. de la luz	Unidades Hartridge	% de opacidad Ø del tubo de escape			
70	2.35	63.61	16.40	21.20	25.80	30.00
75	2.28	62.43	16.00	20.70	25.00	29.20
80	2.20	61.24	15.50	20.10	24.40	28.50
85	2.13	60.06	14.90	19.40	23.50	27.50
90	2.07	58.87	14.30	18.50	22.40	26.10
95	2.00	57.69	13.90	18.30	22.00	25.80
100	1.94	56.50	13.50	17.60	21.30	25.00
105	1.87	55.32	13.20	17.20	21.00	24.90
110	1.81	54.13	12.80	16.80	20.40	23.90
115	1.75	52.95	12.40	16.20	19.70	23.00
120	1.70	51.76	12.00	15.70	19.10	22.50
125	1.64	50.58	11.70	15.30	18.70	21.90
130	1.58	49.39	11.40	14.80	18.10	21.20
135	1.53	48.21	11.00	14.40	17.50	20.80
140	1.48	47.02	10.70	14.00	17.10	20.20
145	1.43	45.84	10.30	13.50	16.40	19.30
150	1.38	44.65	9.80	13.00	15.90	18.80
155	1.33	43.47	9.60	12.60	15.40	18.30
160	1.28	42.28	9.25	12.10	15.80	17.50
165	1.23	41.10	8.90	11.60	14.30	16.80
170	1.18	39.91	8.60	11.20	13.80	16.20
175	1.14	38.73	8.30	10.90	13.40	15.90
180	1.09	37.54	8.00	10.40	12.90	15.20
185	1.05	36.36	7.70	10.20	12.50	14.80
190	1.01	35.17	7.40	9.60	11.90	14.00
195	0.97	33.99	7.00	9.20	11.30	13.20
200-250	0.92	32.80	6.70	8.80	10.00	11.80

Este acuerdo entró en vigor al día siguiente de su publicación en el Diario Oficial, esto es el 17 de enero de 1991.

CAPITULO V

INSTRUMENTOS Y TRANSDUCTORES PARA MEDIR EMISIONES

V.1 Técnicas de análisis.

Para poder analizar uno o más componentes de una mezcla gaseosa debemos disponer de un detector que sea sensible a la presencia de los componentes que deseamos analizar y que sea aplicable en un amplio rango de concentraciones de dichos componentes. En la actualidad se dispone de varios tipos de detectores de gases que utilizan como principio de funcionamiento diversas propiedades químicas o físicas de los gases a analizar. En consecuencia existe una gran variedad de estos que ofrecen distinto grado de sensibilidad y son aplicables en diferentes rangos de medida. Sin embargo, en la mayor parte de las aplicaciones no se dispone de un detector lo suficientemente selectivo y el gas de dicha muestra debe someterse a un pretratamiento antes de ser analizado por el detector.

Los sistemas de medida se clasifican con base en:

- 1) Los principios que rigen el funcionamiento del sistema de pretratamiento, por ejemplo un separador de gases.
- 2) Los principios de funcionamiento del detector, por ejemplo un detector de ionización de flama.

De una manera formal podemos clasificar las técnicas actuales utilizadas bajo las siguientes denominaciones: cromatográficas, análisis térmico, espectroscópicas, electroquímicas y quimioluminiscentes.

V.1.1 Técnicas cromatográficas.

La cromatografía de gases es una de las técnicas más poderosas para la separación de mezclas gaseosas o de líquidos volátiles en fase de vapor. Es relativamente simple y es aplicable sobre un gran rango de medidas.

Todas las técnicas cromatográficas tienen su fundamento en las diferentes concentraciones de cada uno de los componentes que se producen en una mezcla, la cual comprende dos fases, una fase móvil y otra estacionaria, en donde la fase móvil pasa por encima o a través de la fase estacionaria.

Un ejemplo típico de las técnicas cromatográficas es el analizador por filtro (los opacímetros son sistemas de este tipo cromatografía gas-sólido). En él, se utiliza un filtro o película delgada de una sustancia absorbente que cambia sus características en función del tipo de componente a analizar y de su concentración.

Los cromatógrafos de gas-gas constan en esencia de un tubo que contiene un determinado gas (fase estacionaria), por el cual se hace pasar el gas de muestra (fase móvil) a flujo constante. Un detector adecuado da cuenta de las diferencias de concentración de los distintos componentes a medida que pasa la muestra por el tubo de análisis.

V.1.2 Técnicas de análisis térmico.

El nombre de análisis térmico se aplica a aquellas técnicas en donde se calienta o enfría la muestra mientras se registra la variación de ciertos parámetros físicos en función de la temperatura. En general el propósito de las medidas no es evaluar la variación de tal o cual propiedad en función de la temperatura, sino de usar este registro para analizar los cambios físicos o químicos ocurridos durante el calentamiento o enfriamiento de la muestra.

Esta técnica se suele subdividir en función del tipo de parámetro que se registra. Este puede ser un valor absoluto de la propiedad medida, la diferencia entre alguna propiedad de la muestra y una sustancia estándar o la tasa a la cual cambian las propiedades con la temperatura o el tiempo.

V.1.3 Técnicas espectroscópicas.

Todas las técnicas espectroscópicas están basadas en las propiedades de

absorción o emisión de cuantos de luz por la materia. En esencia, obteniendo el espectro de absorción o emisión de la muestra, se identifican los componentes que lo constituyen y midiendo la variación de la intensidad de la radiación que pasa a través de la muestra o es reflejada por ella, se obtiene la concentración de dicho compuesto.

Estas técnicas se suelen clasificar en función del rango de espectro en que se utilicen (rayos X, ultravioleta (UV), visible, infrarrojo (IR), microondas, etc). Dentro de estas bandas del espectro, se pone especial interés en el infrarrojo y el ultravioleta.

1) Infrarrojo.

Se divide en dos técnicas: dispersivas y no dispersivas:

a) Análisis de dispersión infrarrojo (DIR).

Se utiliza toda la banda del infrarrojo para analizar un componente. Esta técnica y los analizadores de este tipo son una herramienta de laboratorio y no se usa comunmente en una máquina que tiene emlsiones.

b) Análisis de no dispersión infrarrojo (NDIR).

A diferencia del dispersivo se utilizan ciertas frecuencias del infrarrojo y es el más aceptado por los estándares para certificación vehicular, midiendo HC, CO y CO₂.

La máxima absorción de radiación de luz para varios componentes ocurre en una específica longitud de ondas (frecuencia). El NDIR es capaz de detectar diferentes tipos de gas.

2) Ultravioleta.

El analizador de dispersión ultravioleta (NDUV) se diseñó para detectar bióxido de nitrógeno (NO₂).

V.1.4 Técnicas electroquímicas.

Los métodos electroquímicos tienen su fundamento en las propiedades eléctricas de los iones de las sustancias bajo estudio. De esta forma si se dispone de la sustancia ionizada la concentración de esta puede

referirse a medidas de intensidad de corriente, diferencia de potencial, resistencia, conductividad térmica, etc.

V.1.5 Técnicas quimioluminiscentes.

Es una técnica reciente para determinar los óxidos de nitrógeno NO_x . Esto se basa en la radiación que en regiones espectrales rojas o infrarrojas resultan de la reacción entre NO y ozono (O_3). Esta radiación es detectada por un tubo fotomultímetro y el resultado puede ser amplificado.

V.2 Parámetros para caracterizar las emisiones.

Las concentraciones de cada especie se suelen medir en las siguientes unidades:

HC	en ppm de C (gas de escape húmedo)
CO_2	en % (gas de escape seco)
CO	en % (gas de escape seco)
NO_x	en ppm (gas de escape seco, en NDIR y húmedo, en CLA)
Partículas	gr/BHP hr
Humos	% de opacidad

En donde ppm significa partes por millón ($1\% = 10^4$ ppm).

V.3 Medida de emisiones contaminantes.

Los analizadores que se utilizan para medir las emisiones producidas por los gases de escape de los motores de combustión interna como lo es el diesel deben ser lo suficientemente sensibles como para detectar las pequeñas cantidades de contaminantes presentes en estos gases (especialmente en las emisiones diluidas) así como evitar interferencias significativas de otros gases que pueden estar presentes. Para las emisiones que se encuentran cubiertas por las legislaciones de contaminantes como lo son: monóxido de carbono, hidrocarburos, óxidos de nitrógeno y partículas, existen analizadores específicos homologados (normalizados) por los organismos competentes en materia de contaminación. Sin embargo, para las emisiones que no

vienen reguladas por la ley hay un gran número de métodos que pueden emplearse para su medida.

V.3.1 Bióxido de carbono y monóxido de carbono.

Aunque no hay reglamentación que restrinja las emisiones de bióxido de carbono, estese mide usando un analizador no dispersivo en el infrarrojo (NDIR). Esto es posible porque el CO_2 absorbe radiación en la zona infrarroja del espectro. Por tanto, si se hace incidir un rayo de luz infrarroja sobre una muestra de CO_2 , la intensidad del haz se verá atenuada. El grado de atenuación dependerá de la cantidad de CO_2 presente en el camino del rayo. Hay distintos detectores disponibles en el mercado, probablemente el más utilizado sea el detector de tipo Luft. Consta de dos cámaras separadas por una membrana metálica delgada que puede moverse en función de los cambios de la diferencia de presión existente entre las cámaras. Este movimiento de la membrana se detecta capacitivamente. El cambio de presión ocurre de la siguiente manera. Ambas cámaras contienen el gas a analizar, en este caso CO_2 . La radiación que llega a cada lado del detector es absorbida por el CO_2 , dando lugar al aumento de su temperatura. Como este proceso ocurre a volumen constante, se origina un aumento de presión. Este aumento de presión es distinto en cada una de las cámaras puesto que recibieron distinta intensidad de radiación. Mientras que la cámara de referencia recibe toda la radiación directamente de la fuente, la otra recibe la radiación atenuada al paso por el gas de muestra. La diferencia de presiones se debe a la cantidad de CO_2 presente en la muestra. Esta diferencia hace que la membrana se mueva hacia la cámara de muestra. Este movimiento es el que se detecta. Un diagrama esquemático del analizador NDIR se muestra en la fig. V.1. Como se aprecia, el analizador consta de cuatro elementos, una fuente de infrarrojos, un tubo con el gas de referencia, un tubo de análisis, y un detector con un sistema electrolítico de medida. En el caso de que la muestra contenga algún otro componente que absorba el infrarrojo (CO o NO_2), su presencia interferirá en las medidas. Para evitar esto, el sistema está dotado de un filtro que debe llenarse con aquella especie que no queremos que interfiera en las medidas. Cuando la radiación llegue a la muestra no se verá afectada por la absorción de esa especie

puesto que toda o la mayor parte de la energía asociada a esa longitud de onda ya ha sido absorbida por el filtro. La forma más conveniente de calibrar estos instrumentos es haciendo pasar mezclas de concentración conocida del gas de interés y aire a través del tubo de análisis y registrar para cada concentración la lectura que ofrece el detector. El monóxido de carbono se suele también medir usando un analizador NDIR. En principio, el funcionamiento es idéntico al utilizado para el bióxido de carbono. La única diferencia es que en este caso el sistema de filtro debe contener bióxido de carbono puro, para evitar interferencias, y la cámara del detector Luft contendrá monóxido de carbono.

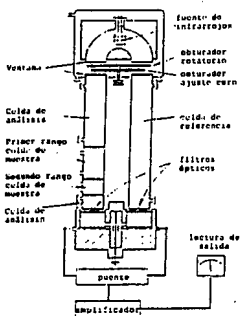


Fig V.1. Esquema de un analizador no dispersivo.

En la siguiente tabla se dan las máximas sensibilidades aproximadas que se obtienen para distintos gases utilizando este analizador.

Gas	Sensibilidad máxima (% Vol)	Gas	Sensibilidad máxima (% Vol)
CO	0.05	NO ₂	0.1
CO ₂	0.01	SO ₂	0.02
H ₂ O	0.1	HCN	0.25
CH ₄	0.05	Acetona	0.25
C ₂ H ₂	0.1	Benceno	0.25
N ₂ O	0.01		

Usando bandas de absorción apropiadas este sistema es capaz de analizar un amplio rango de líquidos y gases. En gases, puede usarse para CO_2 , CO , SO_2 , CH_4 , C_2H_6 , C_2H_4 , C_6H_6 , C_2H_2 , NH_3 , N_2O , NO , COCl_2 , H_2O , con concentraciones entre 0-300 ppm y 0-100%.

V.3.2 Oxidos de nitrógeno.

El óxido nítrico puede medirse utilizando la técnica NDIR. En este caso, si no se usa un filtro de interferencia, las celdas del filtro deben llenarse de una mezcla de CO y CO_2 para evitar errores con la medida del óxido nítrico, y las cámaras del detector contendrán este último.

Dado que las emisiones de los gases de escape contienen vapor de agua y este absorbe radiación en la zona infrarroja, la muestra debe secarse antes de pasarla al NDIR. Esto puede conseguirse usando cualquiera de los agentes deshumidificantes, tales como la sílica gel o el perclorato de magnesio. Esta columna de secado se incorpora al sistema analizador.

Para medir específicamente dióxido de nitrógeno se puede utilizar la técnica NDUV.

Es el mismo principio que para el NDIR. El flujo es una lámpara de tungsteno la cual provee de luz cerca del rango del espectro ultravioleta. El detector consistió en un filtro óptico que selecciona el paso solamente del rango de frecuencia por el componente de interés de la celda de muestra (sin absorción en la celda de referencia) causando una señal pulsante desde un fototubo. Este signo es proporcional al componente de interés en la celda. Un esquema de este analizador se muestra en la figura V.2.

Otro tipo de analizador muy utilizado para muestras de óxido de nitrógeno es el llamado analizador de quimioluminiscencia (CLA). Este analizador tiene la ventaja de poder medir, además del óxido nítrico, el dióxido de nitrógeno (fig V.3).

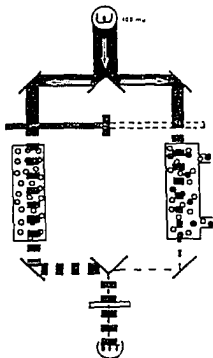


Fig V.2. Esquema de un analizador no dispersivo ultravioleta.

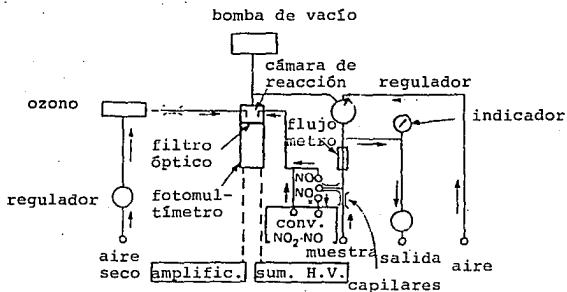


Fig. V.3 Esquema de un analizador de quimioluminiscencia (CLA).

Para medir óxido nítrico, los gases de escape se hacen pasar por una cámara de reacción, en donde hay ozono generado dentro del instrumento a partir del aire atmosférico por la acción de la luz UV, según la

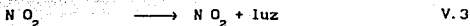
reacción:



Esto produce bióxido de nitrógeno excitado, al combinarse con el óxido nítrico:



Estas moléculas vuelven a su estado base emitiendo fotones con longitudes de onda comprendidas entre 590 y 2600 nm, según la relación:



Estos fotones son detectados y amplificados por un filtro y un tubo fotomultiplicador instalados dentro de la cámara de reacción. La lectura del fotomultiplicador es proporcional a la concentración del óxido nítrico.

Si el instrumento quiere usarse para la medida de bióxido de nitrógeno, en vez de pasar directamente los gases de escape a la cámara de reacción, estos deberán pasar primero a una cámara de conversión. En esta cámara de conversión se reduce térmicamente o catalíticamente el bióxido de nitrógeno en óxido nítrico, una vez convertido todo en óxido nítrico se hace pasar por la cámara de reacción como en el caso anterior. La medida total de los óxidos de nitrógeno (NO_x) constará ahora del óxido nítrico más el bióxido de nitrógeno contenido inicialmente en el escape. La lectura del NO_2 se obtiene entonces restando el NO a la lectura de los NO_x .

V.3.3 Hidrocarburos.

Los hidrocarburos sin quemar presentan absorciones muy dispares en la zona infrarroja por lo que el sistema NDIR no se emplea nunca para medida de escape en EC y su empleo es muy limitado en ECH.

Los sistemas de medida más comunmente empleados son el detector de ionización de flama (FID) y el de flama caliente (HFID).

Un gran número de detectores de gases se basan en sistemas que miden

las variaciones de la corriente de ionización que ocurre en el interior de una cámara.

El FID utiliza el hecho de que una flama de hidrógeno-oxígeno contiene relativamente pocos iones (10^7 iones por cm^3) pero contiene átomos altamente energéticos. Cuando se añaden trazas de compuestos orgánicos a la flama el número de iones aumenta (del orden de 10^{11} iones por cm^3) y se produce una corriente de ionización.

El chorro de la flama se utiliza como uno de los electrodos y el otro se sitúa por encima de ésta. Entre estos electrodos se aplica una diferencia de potencial. Cuando las moléculas del gas de muestra entran en la flama se ionizan produciendo una corriente eléctrica amplifiable y medible.

Un diagrama esquemático del FID se muestra en la fig. V.4 y un corte transversal del sistema se observa en la fig. V.5.

El FID es un detector de masa más que de concentraciones. Esto significa que no responde a la concentración del componente del gas sino que produce una señal proporcional a la cantidad de materia orgánica que entra por unidad de tiempo. La corriente de ionización es proporcional al número de átomos de carbono presentes en la flama. La sensibilidad del detector puede expresarse como la masa de carbón que debe pasar a través de la flama cada segundo para producir una señal detectable.

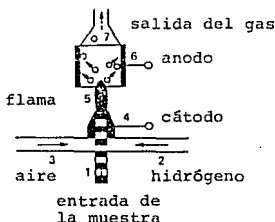


Fig. V.4. Esquema de un detector de ionización de flama (FID).

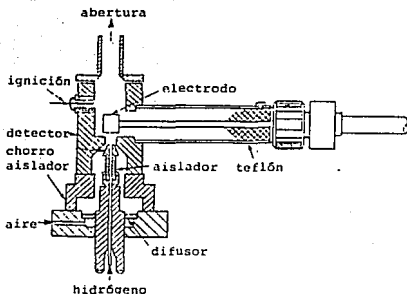


Fig V.5 Corte transversal de un FID.

El FID es prácticamente sensible a todas las sustancias orgánicas, pero no es sensible a las sustancias inorgánicas ni al agua.

Tiene una gran sensibilidad, alta estabilidad, y un amplio rango de respuesta lineal. Se usa ampliamente en cromatografía de gases y en analizadores globales de hidrocarburos.

El funcionamiento del HFID es análogo al del detector FID, con la particularidad de que las líneas del sistema se mantienen a una temperatura alta. Para medidas de emisiones de EC en donde los hidrocarburos tienen un peso molecular bastante elevado y por tanto altos puntos de ebullición, es esencial evitar pérdidas debidas a la condensación sobre cualquiera de las superficies en contacto con el gas de muestra. Esto se consigue manteniendo a una temperatura de unos 190°C todas las partes del sistema que estén en contacto con la muestra.

Los resultados referentes al carbono presente en la muestra se suele presentar en partes por millón, lo cual da una medida verdadera de la cantidad de hidrocarburos presentes sin la necesidad de especificarlos individualmente.

V.3.4 Humos.

El humo está compuesto por partículas sólidas o líquidas (aerosoles) en suspensión en los gases de escape. Dichas partículas obstruyen el paso de la luz a la vez que la reflejan y refractan. Los humos provenientes de los motores pueden agruparse en dos categorías:

- 1) Humo de apariencia Azul/Blanco, cuando se le somete a iluminación directa, compuesto por una mezcla de combustible y partículas de aceite lubricante quemadas total o parcialmente.
- 2) Humo de apariencia Gris/Negra, compuesto por partículas sólidas de carbón provenientes de las zonas de combustión donde el combustible se quema completamente.

Para la medida de los humos se han desarrollado una gran diversidad de equipos; estos se pueden clasificar en comparadores, sistemas de medida de mancha sobre un filtro y opacímetros.

1) Comparadores.

Este tipo de sistemas se basan en comparar la apariencia visual del humo con una escala estándar de grises. Uno de los métodos típicos de comparación se basa en la escala de Ringelman. Esta escala consta de una tarjeta blanca sobre la cual hay una serie de reticulados en negro que se hacen cada vez más densos, oscureciendo el 20%, 40%, 60% y 80% de la superficie. Los grados de obscuridad se asignan desde el 0 correspondiente a la tarjeta blanca, hasta el 5 correspondiente al negro total.

Otro tipo de comparador, menos subjetivo y más práctico, es aquel que dispone de una amplia escala de grises sobre una superficie transparente. Esta escala puede calibrarse adecuadamente en términos de la transmitancia que presenta cada gris. Una ventaja práctica que ofrece es que su aspecto se puede comparar con el humo teniendo ambos la misma luz de fondo. Sin embargo, si el humo no es negro, pueden surgir errores de apreciación.

Esta clase de comparadores son de poca utilidad para medir las emisiones de humos de los vehículos automotores, debido a la variación constante de iluminación, luz de fondo y ángulo de visión, aparte de la variación del contenido de las emisiones por las condiciones de funcionamiento.

2) Sistemas de medida de mancha

Si los gases de escape se hacen pasar por un filtro de papel blanco, las partículas de carbono se depositarán en él oscureciéndolo. Este oscurecimiento del papel puede tomarse como una medida de la densidad del humo. Para que este procedimiento de medida sea consistente debe especificarse el volumen del gas que se va a utilizar, el área del filtro que se expondrá a ser manchado, y el tipo de papel del filtro. Además, el flujo del gas sobre el filtro debe mantenerse estacionario. Si los gases de escape contienen muchos aerosoles la medida será errónea pues estos aerosoles se condensarán sobre el filtro dándole un aspecto transparente y obteniendo así un oscurecimiento que no corresponderá con la densidad real del humo. En consecuencia estos sistemas de medida de humo no se pueden utilizar en el caso de humos azules o blancos.

El sistema de medida de manchas más simple es el Bacharach, que consta en esencia de una bomba accionada a mano y en el cual se compara de forma visual la mancha del filtro con una escala de grises de 0 a 10. Su poca precisión lo hace inútil en el campo de la medida de los humos de escape en vehículos automotrices.

Uno de los últimos sistemas de medida de manchas es el desarrollado por Bosch, que se muestra en la fig. V.6. Antes de tomar una muestra es necesario accionar manualmente el pistón de la bomba a la posición de mínimo volumen. Una vez en esta posición, el sistema está preparado para succionar el gas de muestra. El volumen que se desplaza es de 0.33 litros y el gas se pasa por un filtro circular de 8 cm^2 de área.

El oscurecimiento del filtro se trata en un equipo aparte, (ver fig. V.7). Este es un reflectómetro, en el que la luz que sale de la lámpara incandescente se refleja por el filtro de muestra y se recoge

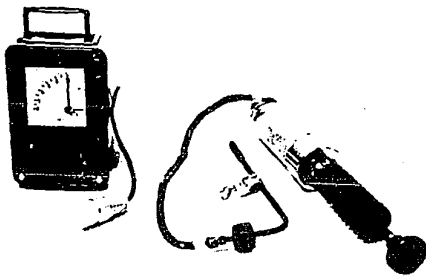


Fig. V.6 Esquema del sistema Bosch.

en una fotocelda anular. La lámpara, la fotocelda y el filtro se disponen de forma coaxial. El filtro de muestra descansa sobre una pila de al menos doce filtros limpios. La señal de la fotocelda pasa por un amperímetro cuya escala va desde 0 a 10 unidades Bosch.

Tanto para la bomba como para el reflectómetro se dispone de un procedimiento detallado para asegurar la precisión y consistencia de las medidas. Aquí se incluyen comprobaciones periódicas del cero del amperímetro y de la linealidad de la respuesta.

En la fig. V.8 se muestran 3 filtros diferentes oscurecidos 4.4, 7.1 y 7.2 unidades Bosch.

El uso del sistema Bosch está limitado casi exclusivamente a la medida de humos en motores funcionando en condiciones estacionarias. Actualmente se está desplazando del mercado debido a la existencia de otros instrumentos más versátiles. Por otra parte, a medida que aumentan las restricciones legales en materia de emisiones de humos, el sistema Bosch tiene problemas para alcanzar la sensibilidad deseable.

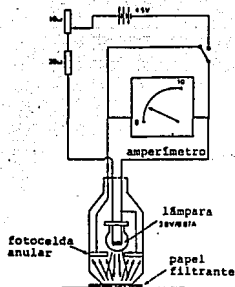


Fig. V.7 Reflectómetro Bosch.



Fig. V.8 Tres filtros Bosch con índices 4.4, 7.1, 7.2.

3) Opacímetros.

La visibilidad del humo es por definición, un defecto óptico y por tanto su densidad debe ser más fácilmente medible en términos de la absorción de la luz al pasar por el gas de muestra. Los elementos esenciales para realizar tal medida son una fuente de luz, un camino óptico definido en el cual se encuentra el humo, y una fotocelda situada al final de este camino óptico que convierte la intensidad de luz transmitida en intensidad de corriente.

Los opacímetros se clasifican en opacímetros de muestreo y opacímetros de flujo completo. Los opacímetros de muestreo pueden operar de forma más o menos continua, sirviendo así para distintas condiciones del funcionamiento del motor. Los opacímetros de flujo completo miden la densidad del humo en todo el contenido del escape.

a) Opacímetros de muestreo.

El principio básico de funcionamiento consiste en hacer pasar el gas de muestra por un tubo que dispone de una fuente de luz en un extremo y una fotocelda en el otro extremo. El cero del instrumento se consigue al hacer pasar aire limpio a través del tubo.

Un ejemplo típico de estos sistemas de medida es el opacímetro Hartridge (fig. V.9). En el mismo, se dispone de dos tubos de análisis idénticos de 45.6 cm de longitud. Por uno de ellos pasa el gas de muestra, proveniente de una cámara conectada al tubo de escape del vehículo y cuya presión se controla por una válvula. Por el otro tubo se hace pasar continuamente aire limpio. La lámpara y la fotocelda están montadas sobre un eje giratorio de forma que solamente están expuestas al humo cuando se realiza la medida. Esto se hace para evitar el depósito excesivo de partículas sobre las superficies de la lámpara y la fotocelda. El barrido de aire limpio que se produce por el otro tubo contribuye a mantener estas superficies limpias. El interior de los tubos están pintadas de negro para minimizar los efectos de difusión y reflexión.

El instrumento se ve afectado de forma negativa por los pulsos de presión originados en la línea de admisión de la muestra. En el caso de estar tomando medidas continuamente debe refrigerarse el sistema de admisión para evitar un calentamiento excesivo de la fotocelda.

b) Opacímetros de flujo completo.

Estos tipos de opacímetros analizan los humos de escape a medida que salen del silenciador. Estos opacímetros no toman una muestra y la controlan para su posterior análisis, sino que analizan directamente el flujo de escape.

Uno de los opacímetros de este tipo es el mostrado en la fig. V.10. El sensor, compuesto por una lámpara y una fotocelda, está instalado sobre una base rígida, que se coloca en el escape del motor, de forma que los humos de escape pasan a través de las ventanas del sensor. Este sensor está refrigerado por aire en cada una de sus partes, y sirve para realizar mediciones en estado estacionario y transitorio

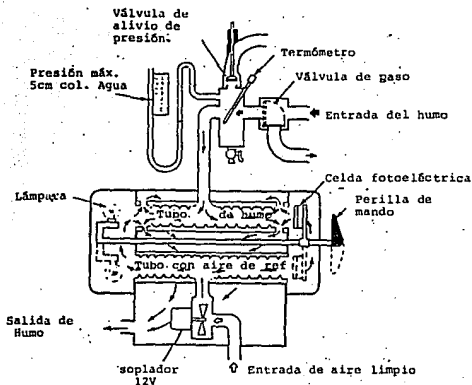


Fig. V.9 Esquema del opacímetro Hartidge.

aunque tiene una cierta falta de sensibilidad debido a que el diámetro de la pluma es muy pequeño. Por otra parte, cuando el humo no es totalmente negro, puede haber variación en las lecturas debido a cambios en la luz ambiental.

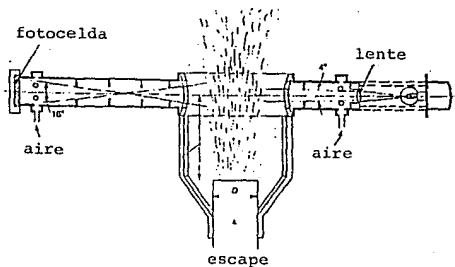


Fig. V.10 Esquema del opacímetro de flujo completo.

CAPITULO VI

INVESTIGACIONES RECIENTES

VI.1 Generalidades

Desde finales de los años 80's, los niveles máximos permitidos en emisiones de NO_x y partículas para los motores diesel se han reducido considerablemente, para implementar estándares más rígidos en los 90's. Entre 1988 y 1998 los límites de los óxidos de nitrógeno se reducirán 60% y las partículas 80%.

Estos estándares de emisiones provocan un nuevo diseño en motores, un tratamiento de los gases de escape y el uso de combustibles alternos como el gas natural y metanol, los cuales tienen gran potencial en autobuses urbanos pero que por el momento son usados muy poco debido a la baja durabilidad, baja eficiencia y poca seguridad, que por el contrario son ventajas que ofrecen los motores diesel.

Los motores actualmente cumplen con las normas EPA 91 de HC, CO y NO_x que para 1994 no cambiarán, el problema son las partículas ya que deberán estar en 0.1 gr/BHP_h y para 1998 el NO_x en 4.0 gr/BHP_h que representa una reducción del 20%. Los fabricantes de motores han alcanzado los estándares de emisiones controlando los parámetros de operación del motor, pero esto no será suficiente para 1994.

VI.2 Avances tecnológicos

Estos avances han controlado los parámetros de operación y se pueden clasificar en grupos de acuerdo a la función que desempeñan dentro del motor:

VI.2.1 Sistema de admisión y escape

Se cuenta con turbocargadores cada vez más eficientes y de poca inercia que incrementan el volumen y presión de aire suministrado a los cilindros, esto se ha logrado utilizando otros materiales que los hace

más ligeros obteniendo el mismo movimiento con menos inercia. El complemento para que este sistema sea más eficiente es el postenfriador que reduce la temperatura y aumenta la densidad del aire, estos postenfriadores pueden emplear agua o aire como fluido refrigerante.

La temperatura del aire a la salida del turbocargador es de aproximadamente 177°C, mientras que a la entrada del múltiple de admisión a través del postenfriador de 49°C, esto reduce la temperatura de combustión y por consecuencia los Oxidos de Nitrógeno.

VI.2.2 Cámara de combustión y sistema de inyección

Reducción de espacios muertos en la cámara de combustión con pistones más ajustados a la pared del cilindro y colocando el anillo de compresión más arriba, hacia el borde superior de la corona del pistón.

Mejorando la geometría de los pistones por medio del uso del CAD/CAM permite hacer prototipos que posteriormente se prueban en diferentes motores para estudiar su comportamiento y encontrar el diseño óptimo, esto implica costos muy altos pero necesarios.

Pistones nuevos con corona de hierro fundido y falda de aluminio. Para enfriar la corona se inyecta aceite a través de una galería. Los anillos antes tenían una tarea estática, ahora es dinámica ya que se deflexionan.

Mayor atomizado del diesel en la cámara de combustión incrementando las presiones de inyección, antes 1054 kg/cm², ahora 1546 kg/cm² y para 1994 serán de 1968 kg/cm², esto reduce el tiempo de combustión y los NO_x, y se logra recuperar el tiempo de atraso de la inyección.

Utilización de sistemas de inyección electrónicos, que permiten controlar con mucha precisión los tiempos de inyección y dosificación en base a condiciones ambientales y de operación.

Ejemplo de sistemas Cummins:

	Dosificación	Tiempo de inyección
PT (hidráulico)	fijo	fijo
STC (hidráulico)	fijo	atrasado-adelantado
CELECT (electrónico ⁺)	variable	variable

+ Tiene un cerebro ECM (Módulo electrónico de control) que permite seleccionar:

- Gobernador de velocidad para protección de cambios descendentes.
- Velocidad de marcha en vacío ajustable.
- Cambios progresivos.
- Control de velocidad de crucero.
- Control de velocidad máxima.
- Control de toma de fuerza.
- Paro de marcha en vacío.
- Tipo de gobernador.
- Autodiagnóstico.
- Sistema de protección del motor.

Incremento en las presiones de combustión aumentando la relación de compresión ya que se reducen las revoluciones sin afectar la potencia, se reducen las emisiones porque estas se miden en gr/BHPH.

VI.2.3 Sistema de lubricación

Para reducir el consumo de aceite ya que influye considerablemente en la emisión de partículas se ha mejorado el acabado de las camisas (horneado especial), nuevo material en las guías de válvulas (sinterizadas y selladas) y sellado de turbocargadores.

Uso de aceites multigrado, cuya ventaja es la reducción del consumo, debido a que tiene características de baja viscosidad en el arranque del motor para lubricar todas las partes en movimiento, pero de alta viscosidad cuando el motor funciona con plena carga, esto se debe a los aditivos que contiene este aceite.

VI.2.4 Combustibles

El azufre del combustible es determinante en la emisión de partículas, ya que el 98% de este se quema para producir óxido de azufre y el resto se convierte en sulfatos. Esto añade entre 0.04 a 0.05 gr/BHPH de la emisión, que representa cerca del 20% del estándar para 1991 y el 50% para 1994.

Actualmente el contenido de azufre en el combustible en México varía de 0.3 a 0.8% en peso y para 1994 la EPA establecerá estos niveles en 0.05%, sin embargo, aun producirán 0.01 gr/BHPH ó 10% del estándar, entonces la industria petrolera tendrá que abastecer diesel que contenga 0.05% máximo de azufre en lugar del 0.5% actual, ya que la inversión realizada para mejorar el motor se viene abajo con un mal combustible.

En el desarrollo de motores que cumplan con los estándares de emisiones para 1994 los diseñadores han puesto metas que van del 10 al 20% debajo de estos. Estas metas, especialmente las concernientes a partículas hacen incierto que solo con rediseño de las partes críticas del motor se consigan, por lo que el siguiente paso es añadir un sistema de tratamiento de los gases de escape principalmente para motores pequeños, ya que los grandes (de 330 a 2000 HP) tienen menos problemas para estar dentro de los niveles reglamentados por EPA.

VI.3 Trampas de partículas

Una trampa que de una solución satisfactoria para reducir emisiones deberá cumplir con requerimientos en tres distintas áreas:

- 1) La trampa debe tener una durabilidad tanto operacional como mecánica de por lo menos 241,350 km (150,000 millas) para motores chicos y 466,610 km (290,000 millas) para motores grandes según regulación EPA, y no debe desconectarse durante el periodo de uso, manteniendo la eficiencia de filtrado estable.
- 2) El sistema de regeneración (quemadores que suben la temperatura para

eliminar las partículas, ya que los gases de escape no siempre alcanzan estas temperaturas mínimas) debe ser confiable y capaz de sostener la regeneración en cualquier camión y ciclo de trabajo a una temperatura ambiente tan baja como -40°C .

- 3) El mecanismo disparador (control lógico) debe ser lo suficientemente inteligente para efectuar la regeneración según se necesite con el menor aumento en el consumo de combustible.

Suponiendo que los requerimientos de los puntos 2 y 3 pueden alcanzarse con un cierto esfuerzo, la pregunta sería ¿Podrá construirse una trampa para los requerimientos del punto 1 y que resista el agrietamiento debido a los esfuerzos térmicos?

Los cálculos preliminares indican que en esta distancia de operación, fluirán 2800 tons de gas por la trampa, depositando 250 kg de cenizas requiriendo aproximadamente 2000 ciclos regenerativos, lo cual es muy costoso.

Los problemas con los que se enfrenta esta trampa son que el combustible diesel tiene componentes metálicos con posibilidad de que algunos de estos sean atrapados y depositados en la pared del filtro obstruyendo eventualmente la trampa. También una pequeña porción del aceite encuentra el camino al sistema de escape, los lubricantes contienen aditivos metálicos que también quedarían atrapados añadiendo una carga al filtro. Este problema puede agravarse por la presencia de azufre en el combustible el cual se convierte en sulfato depositándose en la pared del filtro.

Por otra parte, el problema mecánico asociado a la trampa se debe a los esfuerzos térmicos inducidos por los gradientes radiales y axiales que ocurren como resultado de la variación de temperatura de entrada y salida de la trampa. Es común que la temperatura del escape varíe de unos cientos de grados a 600°C en unos pocos segundos cuando el camión baja o sube una pendiente. La regeneración, evento que ocurre frecuentemente, también es parte asociada en el problema de los gradientes de temperatura. Finalmente hay que minimizar en el diseño

de la trampa los esfuerzos debidos a la naturaleza vibratoria en la operación del camión.

En 1988 durante el congreso internacional de SAE en Detroit Michigan se presentaron los resultados de dos experimentos con dos trampas de cada uno.

Las pruebas del primer experimento con la primera trampa finalizaron cuando el camión completó 237,327 km de operación, en la segunda, de idéntico diseño también finalizaron debido a la pérdida en la eficiencia de filtrado, la causa de esto fué un defecto en el arreglo del enlatado ya que provocó una reducción en el flujo de escape durante la regeneración y el elemento principal se fundió. Las trampas en la mayoría de los casos sufren daños físicos antes de que alcancen a taparse por la acumulación de las cenizas.

Los resultados de los ciclos probados con y sin la trampa indican que el NO_x no cambió por la presencia de la trampa, el CO se redujo un 9% y HC en 38% (esto no es muy significativo ya que en los motores los HC y CO están muy por debajo de los niveles permitidos por EPA), la emisión de partículas bajó de 0.7864 a 0.0518 gr/BHPH resultando una eficiencia del 93%.

También se desea mantener la contrapresión en el escape del motor tan baja como sea posible para minimizar el gasto adicional de combustible, para esto la relación de longitud de la trampa con el diámetro tiene que ser la correcta para hacer que los esfuerzos térmicos sean pequeños; desafortunadamente, esta optimización no es necesariamente la que se quisiera usar para obtener una plena utilización del área de entrada.

Una mejora sobre el diseño de la trampa de flujo en línea recta fue dividiendo el filtro en dos partes iguales y revirtiendo el flujo de escape de tal manera que se creara una envoltura de gas caliente alrededor de la trampa.

Las ventajas de esta trampa sobre el sistema de flujo en línea recta

son:

- Reducción de los esfuerzos radiales debido a la envoltura de gas que reduce el gradiente de temperatura.
- Reducción de los esfuerzos axiales ya que la longitud de la trampa se acorta.
- Mejor uso de los canales radiales de salida ya que estos están rodeados por una capa de gas caliente.
- Capacidad silenciadora de la trampa debido al volumen de expansión provisto por el espacio muerto.

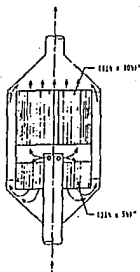


Fig. VI.1 Diseño de la trampa utilizada en las pruebas.

En el segundo experimento con este rediseño, la primera trampa acumuló 236,523 km, retirándose de la unidad debido al incremento en la presión provocado por la acumulación de las cenizas. La otra trampa se retiró a los 111,021 km ya que la eficiencia filtrante cayó a un 10%.

Para encontrar una explicación al incremento de la contrapresión, se cortó la trampa en pequeñas piezas y se examinó usando la técnica de fluorescencia en rayos X. Los resultados indicaron que la superficie de la pared contenía Al, Cu, Fe, K, Mg, Mn, P, S, Si, Ti, V y Zn. La existencia del Al, Mg y Si se debe a que son elementos básicos del sustrato, el Fe resulta por el uso del motor y el resto de los elementos se asocia con los aditivos del aceite.

Del estudio microscópico practicado en la superficie de la pared se observó que los poros y cavidades del cerámico se llenaron parcialmente de partículas, provocando el incremento de la contrapresión.

En la segunda trampa la eficiencia de filtrado cayó hasta un 10% debido a que la parte baja de la trampa se rompió en varias piezas, una de las cuales se movió axialmente provocando una abertura por la cual escapó el gas.

Suponiendo que la trampa alcance los 241,350 km requeridos, esto no indica que una tecnología de trampas tenga disponibilidad en un futuro inmediato ya que el sistema usado no es capaz de efectuar regeneración alguna a bajas temperaturas o en ciclos de trabajo pesado muy prolongados, adicional a esto es importante considerar el costo producido al implementar dicha tecnología, como la modificación de la unidad y el consumo extra de combustible por la existencia de la trampa, el cual representaría un 5%, el 3.5% debido a la contrapresión que se incrementa durante la vida de la trampa y el 1.5% por el proceso de regeneración.

Como una alternativa, si el contenido de azufre en el combustible se reduce de 0.3% que es el nivel actual a 0.05%, la emisión de partículas del motor podría alcanzar el estándar de 0.25 gr/BHPH, ya que el costo para remover el azufre se estima en un rango del 2% del costo del combustible.

Debido a la inversión asociada con la trampa, el estándar de 0.1 gr/BHPH deberá aplicarse solamente en autobuses urbanos y no en camiones de carga que circulan por carretera, ya que estos no contribuyen significativamente en la emisión de partículas en zonas urbanas.

VI.4 Catalizador de oxidación

Otra posibilidad para reducir la cantidad de partículas emitidas es el uso de un tipo especial de catalizador.

El catalizador en motores a diesel tiene la función de quemar partículas a temperaturas más bajas que las normales del escape y así regenerarse automáticamente y constantemente sin requerir de asistencia regenerativa como los quemadores en las trampas de partículas.

Las sustancias catalizadoras en un motor diesel no convierten los gases tóxicos a gases inofensivos como en motores a gasolina.

El azufre en el combustible diesel se convierte casi totalmente en SO_2 durante la combustión, si se utiliza un catalizador inadecuado, una parte significativa del SO_2 a temperaturas de escape altas puede convertirse en SO_3 , el cual puede reaccionar con agua para formar ácido sulfúrico o sulfatos inorgánicos (fuente de partículas).

Un parámetro muy importante para la aplicación de catalizadores en vehículos de trabajo pesado es la durabilidad a larzo plazo. Los efectos de un catalizador comparado con los resultados sin este indican que las emisiones de HC, CO y partículas se reducen en 75, 90 y 35% respectivamente. Los óxidos de nitrógeno casi no se reducen con el catalizador. El uso del catalizador permite cumplir con los estrictos requisitos del estándar EPA 1994, siempre y cuando se utilice un combustible de bajo contenido de azufre (0.05%).

Mediante la aplicación de un catalizador de diesel, las emisiones altamente oifateables de aldehídos e hidrocarburos aromáticos polinucleares (PAH), algunos de los cuales son carcinogénicos, pueden reducirse. El catalizador convierte alrededor de 70% de las emisiones de aldehídos, y 55% de las emisiones totales de compuestos aromáticos polinucleares.

Para la reducción de óxidos de nitrógeno en mezclas de combustible pobres en motores diesel estacionarios, se dearrollaron varias tecnologías en el pasado, una de estas es la reducción catalítica usando agentes externos como el amoniaco. La aplicación en motores diesel móviles es mucho más difícil, debido a las condiciones cambiantes (p.ej. velocidad, temperatura, composición del gas de escape). Los óxidos de nitrógeno contribuyen considerablemente a la

contaminación ambiental, por lo cual, el trabajo se ha intensificado para desarrollar un sistema capaz de disminuir la concentración de óxidos de nitrógeno usando los agentes reductores en el gas de escape (p.ej. HC, CO) y evitando la reacción con el oxígeno. Con esta meta, se formuló una matriz de diferentes sistemas catalíticos y está todavía en la fase de pruebas.

CAPITULO VII

ANALISIS COMPARATIVO

Con la finalidad de entender donde se encuentra el motor diesel con respecto al motor a gasolina, se hacen dos comparaciones entre ellos, una a nivel automóvil con un estudio realizado en Europa, ya que en México todavía no están a la venta estos carros, aunque alguna vez hubo uno de la VW (Caribe) que por la falta de gente especializada no tuvo éxito, y otro estudio a nivel camiones ligeros que en nuestra ciudad tiene gran aplicación con los famosos microbuses y camiones de carga, ya que ambos pueden utilizar cualquiera de los dos motores.

VII.1 Comparación entre un motor ECH y EC a nivel automóvil.

Actualmente en Europa ya existen como producción normal la fabricación de motores a diesel para cualquier tipo de automóvil, dentro de las marcas más importantes se puede mencionar Volkswagen, Mercedes, XM, Fiat, Peugeot, etc. Con base en esto se hace un análisis comparativo de diferentes motores a gasolina y a diesel de la misma potencia.

VII.1.1 Consumo de combustible.

Las pruebas más recientes y las cifras oficiales de consumo medio, según las normas europeas y americanas, publicadas por los grandes constructores, tales como PSA, VW y Mercedes, permiten afirmar que el motor a gasolina con catalizador consume en litros/100 km, del 35 al 40% más que el de un motor diesel turbo de potencia equivalente (fig VII.1).

VII.1.2 Emisiones.

La superioridad del diesel en materia de emisión total de residuos de combustión se debe al mejor rendimiento termodinámico de los motores EC en relación al ECH. Como consecuencia, a potencias iguales, un motor turbo diesel moderno emite 2.5 veces menos CO y entre 3 a 5 veces menos HC, y en general 2 veces menos contaminantes activos (CO, HC, NO_x, SO₂)

que un motor de gasolina con catalizador.

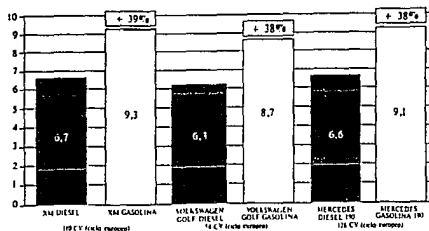


Fig. VII.1 Consumo de combustible en litros/100 km.

Además, la emisión de gas carbónico (CO_2) en el diesel es también de un 20 a un 30% inferior, y si se tiene en cuenta el conjunto de gases que contribuyen al efecto invernadero (CO_2 , CH_4 y N_2O) dicha ventaja aumenta hasta el 40% en favor del diesel.

La emisión diesel no contiene plomo, y si bien sus vapores tienen más olor que los de gasolina (se puede mejorar considerablemente) son de efectos menos nocivos que estos (a causa del benceno en las gasolinas) y no existe el peligro de la flamabilidad en caso de accidente (fig. VII.2, y 3).

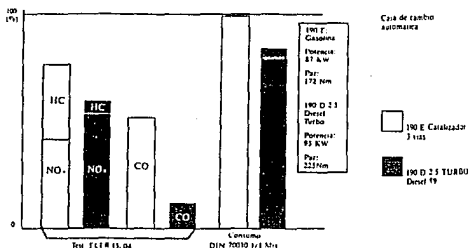


Fig. VII.2 Comparación de emisiones en Mercedes Benz.

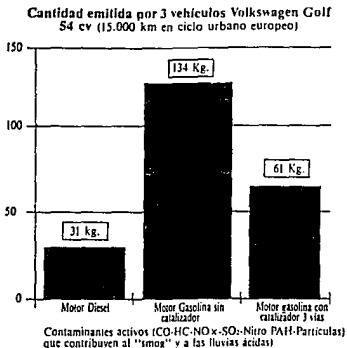


Fig. VII.3 Comparación de emisiones en Volkswagen.

VII.2 Comparación entre un motor ECH y EC a nivel camiones ligeros.

Este análisis está totalmente enfocado a la ciudad de México, a diferencia del anterior que su aplicación es para los países Europeos ya que en América casi no se utilizan los automóviles con motor a diesel.

VII.2.1 Consumo de combustible.

Actualmente las compañías fabricantes de estos motores, han desarrollado una avanzada tecnología, un ejemplo es Perkins con un nuevo motor denominado Phaser T4.40 de cuatro cilindros.

Con base en los resultados de este motor. Se puede hacer un análisis económico real. Si se instalan en un microbús de la misma marca y modelo dos motores a gasolina, uno con inyección electrónica y otro con carburador y en un tercero un motor a diesel, los resultados que se obtendrían después de recorrer 200 km diarios en 26 días al mes, esto es 5200 km al mes, serían:

Motor	Comb.	Costo \$/lt	Rend. km/lt	\$/km	Ahorro \$/km	Ahorro mensual
Phaser	diesel	620	3.46	179.20	-----	-----
V8 c/iny elec.	nova magna	1,110 1,250	1.82	609.89 686.81	430.69 506.61	2'239,588 2'639,572
V8 c/car	nova magna	1,110 1,250	1.30	853.84 961.53	674.64 782.33	3'508,128 4'068,116

Es importante recalcar que estos son ahorros mensuales y falta considerar que un motor V8 a gasolina requiere la reparación mayor a los 150000 km, mientras que para un diesel es después de los 250000 km.

VII.2.2 Emisiones.

Para hacer una comparación entre ambos motores primero hay que considerar cuales son los niveles permitidos por la EPA, aunque ya se mencionaron los del diesel faltan los del motor a gasolina y sus niveles reales que en la siguiente tabla se muestran:

Contaminantes	Diesel		Gasolina	
	Límite EPA 91	Real	Límite EPA 91	Real
HIC	1.3	0.5	1.9	1.5
CO	15.5	2.25	37.1	29.7
NOx	5.0	5.0	5.0	4.0
Partículas	0.25	0.25	-----	-----

Valores en gr/BHPH.

Los vehículos donde aplica este análisis son:

Omnibus	3,678
Camiones de carga en general	18,374
Camión materialista	<u>1,438</u>
Total	23,490

Los valores se tomaron del censo vehicular (Programa de Placa Permanente, ver anexo) en el D.F.

En este documento no mencionan si estos vehiculos traen motor a diesel o a gasolina, entoces, haciendo una suposición de que el 30% sea a diesel y el 70% a gasolina, se tendria el siguiente análisis del nivel de contaminantes:

	HC	CO	NO _x	Particulas
Gasolina	24,664	488,357	65,772	_____
Diesel	<u>3,523</u>	<u>15,855</u>	<u>35,235</u>	<u>1,762</u>
Total	28,187	504,212	101,007	1,762

Si se hace la suposición contraria esto es que el 30% fuera a gasolina y el 70% a diesel:

	HC	CO	NO _x	Particulas
Gasolina	10,570	209,296	28,188	_____
Diesel	<u>8,221</u>	<u>36,997</u>	<u>82,215</u>	<u>4,111</u>
Total	18,791	246,293	110,403	4,111

Como se puede observar, la reducción más significativa es en CO y HC, aunque existe un incremento en NO_x y partículas.

Otro análisis similar se puede hacer a nivel vehiculos. Para este caso se debe suponer que los niveles son iguales a los de la tabla de emisiones. En la realidad se debería usar otra tabla ya que estas emisiones se miden en gr/km (para vehiculos con diesel no existe en México) en lugar de gr/BHPH ya que esta última simula situaciones de carga y pendientes, pero para cuestión de análisis es válido.

Entonces según este mismo censo el número de automóviles que hay es:

Automóviles de servicio particular	2'004,874
Taxis	<u>101,878</u>
Total	2'106,752
Con el programa hoy no circula por día quitando 1/5 parte	1'685,402

	HC	CO	NO _x	Partículas
Gasolina (100%)	2'528,103	50 x 10 ⁶	6'741,608	—

Si se permitiera el uso del vehículo con motor a diesel como en Europa y este 100% cambiara a 80% diesel y 20% gasolina los resultados indicarían:

	HC	CO	NO _x	Partículas
Gasolina	505,621	10 x 10 ⁶	1'348,322	—
Diesel	<u>674,161</u>	<u>3 x 10⁶</u>	<u>6'674,608</u>	<u>337,080</u>
Total	1'179,782	13 x 10 ⁶	8'022,930	337,080

Es muy clara la diferencia en CO y HC, con respecto al pequeño incremento de los NO_x y partículas.

Otro análisis se puede hacer si se considera que el servicio de los autobuses Ruta 100 mejorará substancialmente como para que la gente que actualmente utiliza sus automóviles tuviera la confianza de horarios, atención, más transporte, seguridad, etc., como para dejar sus vehículos en casa y solo utilizarlos en un caso extremo, ya que en un camión caben comodamente 40 personas, mientras que el promedio de las personas que van en un carro es de 2, se podrían quitar por lo menos 20 carros por cada camión nuevo que como se ha demostrado es mucho menos contaminante.

Todos estos análisis pueden ser posibles siempre y cuando se tenga un mantenimiento de la unidad continuo y confiable, para evitar:

- 1) Mayor consumo de aceite e incremento del nivel de emisiones de partículas por no cambiar el aceite lubricante a tiempo o no usar el adecuado, ya que provoca carbonización de pistones y atascamiento de anillos.
- 2) Emisión de humo negro y mayor consumo de combustible por no dar el servicio adecuado al filtro de aire.

- 3) Incremento de emisiones de humo negro y pérdida de potencia por falta de servicio a los filtros de combustible ya que deterioran los inyectores.
- 4) Incremento en las emisiones de partículas y óxido de nitrógeno además de pérdida de potencia por no recalibrar válvulas e inyectores periódicamente.

Estos son solo algunos de las consecuencias por falta de mantenimiento.

VII.3 Comparación de combustibles.

La sociedad Navistar (EUA) ha hecho estudios comparativos de diferentes opciones desde el punto de vista de los combustibles. La conclusión que se obtiene es que no existe la solución ecológica perfecta pero la opción diesel es la mejor entre las distintas comparadas, constituyendo su utilización el mejor compromiso técnico existente en la actualidad.

TEMA ECOLOGICO	GASOIL	METANOL	GASOLINA
Economía	Mejor	Medio	Peor
Seguridad	Mejor	Peor	Medio
Calentamiento del planeta	Mejor	Peor	Medio
Formaldehido	Medio	Peor	Mejor
HC	Mejor	Medio	Peor
NOx	Peor	Mejor	Medio
CO	Mejor	Medio	Peor
Partículas	Peor	Medio	Mejor

Tabla VII.1 Comparación de combustibles.

VII.4 Consecuencias en la salud.

De acuerdo con el análisis anterior en el que se comparó los niveles de emisiones entre un motor EC y ECH y el tipo de combustible es importante considerar cuales son las características y consecuencias de cada uno de estos contaminantes (Tabla VII.2) ya que el hombre cada día inhala aproximadamente 7500 lt de aire de tal manera que sus pulmones y sistema respiratorio general están en contacto con ella y tienen la potencialidad de retener cualquier sustancia nosiva que pueda estar contenida en ese aire.

CONTAMINANTE	CARACTERÍSTICAS	CONSECUENCIAS
Dióxido de carbono (CO ₂)	Incoloro e inodoro. Más pesado que el aire. Generado por la combustión.	- No es tóxico pero disminuye la cantidad de oxígeno. Principal responsable del efecto invernadero.
Monóxido de carbono (CO)	Incoloro e inodoro. Más pesado que el aire. Generado por la combustión incompleta.	- Tóxico. - Disminuye la oxigenación de las células por la sangre, agravando la insuficiencia cardíaca. - A grandes dosis (embotellamientos) puede originar problemas sensoriales. - 0,3% de gas en el aire produce la muerte en 10 minutos.
Oxidos de nitrógeno (NO _x)	Incoloros e inodoros. Son producidos por la reacción del oxígeno y nitrógeno del aire del motor con las altas temperaturas de la combustión.	- Tóxicos particularmente el óxido de nitrógeno (NO) - Producen problemas respiratorios, tos, dolores de cabeza. - Participan en la formación de humos, ozono (lluvia ácida) así como son causa de lluvias ácidas.
Hidrocarburos (HC)	Conjunto de productos resultantes de una combustión incompleta. Dentro de ellos los PAH hidrocarburos policíclicos aromáticos presentes en las gasolinas sin plomo y los derivados nitrogenados (NPAH), presentes en los gases de escape de diésel.	- Pueden contribuir a la formación del ozono. - Riesgo de cáncer (especialmente el benzopireno) a altas dosis y sobre ciertos animales.
Oxidos de azufre (SO ₂)	Obtenidos en la combustión de aceites pesados (fuel y gasoil) y de combustibles sólidos.	- Problemas respiratorios y ojos. - Participan en la formación de humos y en las lluvias ácidas.
Partículas sólidas y polvos	Constituidas por partículas de carbono y de hidrocarburos.	- Susceptibles de ser cancerígenas en las mismas condiciones que los PAH y NPAH.
Plomo (Pb)	Presente en las gasolinas ordinaria y super (como tetraetil).	- Ataca al sistema nervioso.

Tabla VII.2 Consecuencias en la salud.

AGENCIA GENERAL DE PROTECCION Y VIAJES
 DIRECCION GENERAL DE AUTOTRANSPORTE URBANO
 PROGRAMA DE PLACA PERMANENTE
 CIFRAS DEL PADRON VEHICULAR

PAG. : 1
 FECHA: 31/JUN/92

PVA

TOTAL DE VEHICULOS REGISTRADOS EN PADRON VEHICULAR	2,743,952
VEHICULOS SIN PLACA 37 0 33 0 39 0 90	410,328
PADRON VEHICULAR ACTIVO	2,333,624
SERVICIO PARTICULAR	2,201,321
AUTOMOVIL	2,004,374
CARGA MERCANTE	163,582
CAMIONES	3,678
EMPRESAS	2,024
ESCOLARES	722
TURISMO	235
FUNERARIOS	7
SERVICIO PUBLICO	709
MOTOCICLETA	24,877
REMOQUE	4,370
SERVICIO PUBLICO	125,999
TAXI	101,878
CON TRANSPORTES FUJOS	34,116
OTRO	35,104
RUTA	42,658
COMISION CARGA GENERAL	18,374
COMISION MATERIALISTA	1,438
OMNIBUS URBANO DE PASAJEROS (RUTA 100)	7,299
(*) SERVICIOS DIPLOMATICOS	2,181
DIPLOMATICO	372
MISION DIPLOMATICA	224
CONSULAR	115
SEC. ADMINISTRATIVO	840
ORG. INTERNACIONALES	53
CONSUL HONORARIO	77
DELEGACIONES	1,073

(*) NO CONSIDERADOS EN EL PROGRAMA DE REVALIDACION ANUAL EN VIRTUD DE SER EXENTOS DE PAGO.

CONCLUSIONES

El objetivo que se planteó al iniciar este estudio fue hacer una propuesta concreta, como una alternativa para reducir la contaminación ambiental con los recursos actuales. Para lograr esto se dividió el trabajo en diferentes temas, cuyo objetivo fue proporcionar parte de los conocimientos necesarios para entender el funcionamiento de los motores diesel y poder así hacer la propuesta. Los temas que se trataron fueron los siguientes, y en cada uno se tienen comentarios y/o mejoras:

- 1) El funcionamiento del motor diesel desde un punto de vista termodinámico.
- 2) Componentes principales del motor diesel.
- 3) Características del combustible diesel.
- 4) Que tipo de emisiones contaminantes hay y las legislaciones vigentes.
- 5) Como se miden las emisiones, instrumentos y transductores.
- 6) Avances tecnológicos y finalmente
- 7) Análisis comparativo entre el motor ECH y el EC.

1) Se realizó un análisis del ciclo termodinámico con todas sus idealizaciones además de una prueba con un motor acondicionado específicamente para este fin.

De los resultados obtenidos en esta prueba se puede comentar que a pesar de que se hicieron algunas consideraciones por el acoplamiento entre el motor y el generador, la eficiencia fue del 23.23%, comparable con los motore ECH actuales, ya que los motores EC están trabajando con eficiencias entre el 40 y 45%, esto es, que el motor EC es el más eficiente de todos los motores de combustión interna.

Para mejorar la prueba llevada a cabo en las instalaciones de la Facultad de Ingeniería de la UNAM se propone:

- a) Acoplar el motor a un freno hidráulico.
- b) A partir del conjunto motor-generador conectar un banco de

resistencias.

- c) Conseguir por medio de alguno de los fabricantes de motores, un motor nuevo para realizar otro tipo de pruebas no solo en el campo de los balances térmicos sino también de emisiones y para que los alumnos se familiaricen con este tipo de motores y equipos.

2) Se hizo un desglose general de los sistemas principales y fenómenos que influyen en el desempeño del motor diesel, esto es, tipos de cámaras, sistemas de inyección, toberas, formación del rocío, etc., partes primordiales para tener una buena combustión y como consecuencia un control de las emisiones del motor. En este caso no se puede decir que un componente sea mejor que otro (ej. cámara abierta vs cámara de precombustión), sino que se mencionan ventajas y desventajas de cada uno, con la finalidad de entender que se pueden hacer diferentes combinaciones dependiendo la aplicación, potencia, revoluciones, etc.

Las plantas armadoras de motores diesel han encontrado las combinaciones adecuadas para cada aplicación, logrando con esto tener una buena combustión y bajos niveles de contaminantes, para estar dentro de los límites máximos permitidos que marcan las legislaciones.

Para profundizar en cada uno de estos componentes sería necesario dedicar un solo trabajo para cada uno.

- 3) El combustible diesel de acuerdo a diferentes asociaciones por ejemplo la ASTM se clasifica de diferentes maneras, pero independientemente de esto debe cumplir con ciertas pruebas físicas que se mencionan a lo largo del capítulo III.

El combustible mexicano no cumple con la prueba de residuo de carbón y se encuentra en el límite de la prueba de azufre. En un futuro el combustible diesel se va a seguir utilizando pero se tendrá que hacer una limpieza y reformulación más exhaustiva para poder seguir dentro de las cada vez más estrictas reglamentaciones.

- 4) Ninguno de los motores de combustión interna tienen una combustión perfecta y el motor EC no es la excepción. Es importante conocer como

se forman cada una de las emisiones como óxidos de nitrógeno, hidrocarburos, monóxido y dióxido de carbono, y partículas, ya que esto permite saber en donde hay que dedicar mayor trabajo para reducir las, adicional a esto es importante saber que reglamentación se debe cumplir y donde se puede encontrar información más detallada en caso de que se requiera.

5) Una vez que conocemos que tipo de emisiones provienen del motor EC es necesario saber que técnicas existen y que instrumentos se pueden aplicar según el tipo de contaminante. De aquí vale la pena destacar que aunque se explican algunos de los transductores para medir las emisiones se puede como en el caso de las cámaras de combustión y sistemas de inyección profundizar mucho más en cada uno, hasta realizar una tesis que trate solamente estos transductores, pero para los fines de este trabajo es suficiente la breve explicación.

En la prueba que se hizo en el laboratorio para desarrollar el balance térmico se utilizó un aparato de Orsat, que en la actualidad para mediciones reales nadie utiliza. En la Facultad de Ingeniería se podrían conseguir diferentes instrumentos de medición con los correspondientes fabricantes y así estar actualizados además de conocer su funcionamiento.

6) Los fabricantes de motores diesel han dedicado a lo largo del desarrollo de sus motores muchos recursos tanto humanos como económicos para lograr los avances tecnológicos de los diferentes sistemas como admisión, escape, lubricación, combustión, etc., así como investigaciones para el tratamiento de gases de escape, como lo son las trampas de partículas y catalizadores, que por el momento no son aplicables al 100% debido a problemas técnicos y a los elevados costos de su implementación.

Actualmente las mejoras tecnológicas se ven reflejadas en los motores y gracias a esto se han pasado las estrictas reglamentaciones pero en un futuro cercano esto no será suficiente por lo que las trampas y catalizadores tendrán mayor uso.

7) Una vez entendidos los sistemas que componen los motores diesel es importante analizar las ventajas de emisiones y costos con respecto al motor ECH así como las características de los diferentes combustibles, estas ventajas son:

- a) Emite menos HC y CO que los motores ECH, a pesar de producir más NO_x y partículas, pero los primeros son mucho más dañinos y existen en mayor proporción en los ECH.
- b) Es el motor de combustión interna más eficiente hasta ahora inventado.
- c) El combustible es económico y seguro, que como se menciona en la comparación proporciona ahorros considerables y menores daños a la salud.
- d) Su vida útil es por lo menos dos veces mayor.

Los puntos anteriores son determinantes para hacer la propuesta concreta para atacar el problema de contaminación aplicable a la ciudad de México, uno de los lugares con índices de contaminación más altos de todo el mundo y la cual es fomentar "EL USO DEL MOTOR DIESEL", no solo en equipo pesado sino en automóviles. Es importante recalcar que para que un motor tenga un buen funcionamiento hay que darle el mantenimiento adecuado en el tiempo correcto, sino todas las ventajas que te puede ofrecer un motor se esfuman.

Finalmente queremos mencionar que la preparación que se puede recibir en la FI de la UNAM es tan basta como uno quiera, hay un sin número de bibliografía, instalaciones y profesores con los conocimientos teórico-prácticos dispuestos a transmitirlos con solo buscarlos.

El problema se presenta para los alumnos que por uno u otro motivo no tienen una disciplina de estudio y que saben que tienen una Universidad a un costo irrisorio con "n" posibilidades para acreditar las materias, por lo cual no se esfuerzan para lograr un objetivo común para México "tener profesionistas responsables y capaces de enfrentarse a cualquier problema, por difícil que este sea".

BIBLIOGRAFIA

- 1) Termodinámica
Kurt C. Rollé
Interamericana
- 2) Tablas de Vapor
L. Haar, J. S. Gallagher, G. S. Kell
Interamericana
- 3) Termodinámica
Kenneth, Wark
Mc. Graw Hill
- 4) Motores de Combustión Interna Análisis y Aplicaciones
Obert
CECSA
- 5) Internal Combustion Engine Fundamentals
J. Heywood
Mc. Graw Hill
- 6) Prácticas del Laboratorio de Máquinas Térmicas
Fac. de Ingeniería
- 7) Diesel Engines - Fuels and Lubricants
Sinclair Refining Co.
- 8) Catalizadores Automotrices para Control de Emisiones
W. Muller, Et. Al.
Deggusa AG.
- 9) Particulate Traps: Some Progress-Some Problems
Sallih V. Yumlu, Et. Al.
International Congress And Expositions Detroit, Mich.
SAE Technical Paper Series 880347

- 10) Optimizing Spray Behavior to Improve Engine Performance and to reduce Exhaust Emissions in Small D.I. Diesel Engines.
Yoshikawa, Et. Al.
University of Hiroshima, SAE Technical Paper 890463
- 11) Some Instrumentation and Techniques for Measuring Engine Emissions
Richard R. Booy, Et. Al.
Outboard Marine Corp., SAE Technical Paper 710482
- 12) North American Heavy-Duty Engine Regulatory Program
1992 Engine Emissions Control Tech.
Cummins Engine Co.
- 13) Cummins Heavy-Duty Engine Emissions Control Strategies
1992 Engine Emissions Control Tech.
Cummins Engine Co.
- 14) Carburación Moderna y Emisiones
Joaquín Iñiguez
BOCAR
- 15) El Automóvil Diesel Hoy
Lucas Diesel.
- 16) Reducing Truck Diesel Emissions: A Status Report
Bob Farrauto, Et. Al.
SAE Magazine, February 1992.
- 17) Avances Tecnológicos para la Reducción de Emisiones en Motores Diesel.
Manfred Ahlfeld.
Conferencia SAE Sección México, Cummins S.A.
- 18) Convenio de Concertación SEDESOL
NOM-SEDESOL-CCAT-004/92

- 19) Los Vehículos Comerciales y el Medio Ambiente
Mercedes-Benz
- 20) Cifras del Padrón Vehicular 01/Jun/92.
Secretaría General de Protección y Vialidad
Dirección General de Autotransporte, programa de Placa Permanente
- 21) Diario Oficial de la Federación.
16/Enero/92
21/Febrero/92
- 22) Mechanism of Pollutant Formation and Control from Automotive Sources
Wayne M. Brehob
Engineering and Manufacturing Staff, Ford motor Co.
- 23) La Nueva Generación de Energéticos
Revista Transportes y Turismo
Nov. 92.
- 24) CELECT (Sistema Electrónico de Combustible)
Cummins S.A.
No. de Boletín: 3605342
- 25) Phaser T4.40
Perkins