

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

SECCIÓN DE POST-GRADO



**“EMPLEO DE LA REGULACIÓN DE LA PRESIÓN INICIAL DE
INYECCIÓN PARA MEJORAR LOS ÍNDICES ECONÓMICOS DE LOS
MOTORES DIESEL AUTOMOTRICES EN LOS REGÍMENES
DE VACÍO Y DE CARGAS PARCIALES”**

TESIS

**PARA OPTAR EL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
CON MENCIÓN EN: MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA**

MARCO ANTONIO GARCÍA ORTIZ

PROMOCIÓN 1 996- II

LIMA – PERÚ

1 999

RESUMEN

El presente estudio teórico - experimental enfoca principalmente: Las particularidades de los procesos de trabajo de los motores diesel en los regímenes de cargas parciales y de vacío y, el método más simple y efectivo para mejorar estos parámetros de funcionamiento, especialmente los índices económicos. Este método, según lo demuestra nuestra investigación, es el de la regulación de la presión inicial del combustible en la línea de alta presión desde la línea de alimentación (baja presión) y, mediante la válvula de regulación de la presión inicial (válvula RND, por su procedencia rusa).

Este sistema es muy interesante ya que es aplicable a los motores diesel, con sistema de inyección del tipo separado, que se encuentran actualmente en explotación y, prácticamente mantiene la estructura original del sistema de inyección de combustible. La aplicación de este sistema permite suministrar adicionalmente combustible en la línea de alta presión aprovechando el fenómeno hidrodinámico que se produce al final de cada inyección y así, intensificar los procesos de inyección y mejorar los procesos de pulverización, de formación de la mezcla y de la combustión.

Los ensayos experimentales se realizaron, en primer lugar, en el banco de pruebas para bombas de inyección Merlin M6 y, luego, en el banco Cussons con motor Ricardo E6/TS versión diesel. Finalmente, mostraremos los resultados comparativos de la presente investigación.

INDICE GENERAL

Resumen	iii
Abstract	iv
Dedicatoria	v
Indice de cuadros y tablas	x
Simbología y abreviaturas	xi
Prólogo	1
I. INTRODUCCION	
1.1. Lineamientos generales.....	3
1.2. Objetivos.	4
1.3. Descripción general de la tesis.....	5
1.4. Análisis de los regímenes de explotación de los motores de combustión interna.....	6
II. PARTICULARIDADES DE LOS PROCESOS DE TRABAJO DEL MOTOR DIESEL EN LOS REGIMENES DE CARGAS PARCIALES Y DE VACIO.	
2.1. Particularidades de los procesos de trabajo de los motores diesel.....	11
2.1.1. Influencia de la disminución de la carga sobre los índices y parámetros de funcionamiento.....	11
2.1.2. Influencia de la sobrealimentación	17
2.1.3. Influencia de la temperatura del motor.....	21
2.1.4. Influencia de las particularidades constructivas del motor	23
2.1.5. Influencia sobre el período de retraso de encendido	26
2.1.6. En condiciones de altura.....	29
2.2. Particularidades de los procesos de trabajo del sistema de alimentación de combustible del motor diesel.....	33

2.2.1. Influencia de diversos factores sobre los parámetros de funcionamiento del sistema de inyección de combustible.....	33
2.2.2. Inestabilidad del trabajo conjunto bomba de inyección - inyector..	38
2.3. Toxicidad de los gases de escape en los regímenes de cargas parciales y de vacío.....	41
III. METODOS DE AUMENTO DE LA ECONOMIA DE TRABAJO DEL MOTOR DIESEL EN LOS REGIMENES DE CARGAS PARCIALES Y DE VACIO.	
3.1. Métodos de corrección de la característica de velocidad del sistema de inyección de combustible.....	47
3.2. Aumento de la estabilidad del régimen de funcionamiento y del coeficiente de adaptabilidad del motor.....	51
3.3. Sistemas con desconexión de los cilindros, los ciclos y las fases de distribución de gases.....	55
3.4. Método de dos regímenes de velocidad.....	62
3.5. Otros métodos de aumento de la economía de combustible.....	64
3.6. Sistemas de inyección especiales.....	68
IV. METODO DE LA REGULACION DE LA PRESION INICIAL DE INYECCION.	
4.1. Antecedentes.	72
4.2. Clasificación y descripción general de los medios de regulación y formación de los sistemas RND	74
4.3. Método de regulación de la presión inicial desde la línea de baja presión de combustible empleando la válvula RND.	77
4.3.1. Estructura y principio de funcionamiento del método	78
4.3.2. La válvula de regulación de la presión inicial RND	80
4.3.3. Principales características del sistema de regulación de la presión inicial de inyección.....	81

V. METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION EXPERIMENTAL.

5.1. Lineamientos generales.....	85
5.2. Objetos de la investigación.....	87
5.3. Descripción de los bancos de pruebas.....	89
5.4. Metodología de la ejecución experimental y forma de presentación de los datos obtenidos durante los ensayos	92
5.4.1. Programa de pruebas en el banco Merlin para bombas de inyección.	
5.4.2. Programa de pruebas en el banco Cussons-Ricardo.....	95
5.5. Metodología de cálculo de los índices y parámetros de funcionamiento de los objetos de pruebas.....	97
5.5.1. Metodología de cálculo para los ensayos de suministro de combustible en el banco Merlin para bombas de inyección.....	97
5.5.2. Metodología de cálculo para los ensayos con el motor Ricardo....	100
5.6. Evaluación de los errores medidos	102

VI. PRESENTACION Y ANALISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES.

6.1. Presentación de resultados experimentales de los ensayos en el banco de pruebas Merlin.....	105
6.2. Análisis de los resultados de los ensayos en el banco de pruebas Merlin.....	113
6.3. Presentación de resultados en el banco de pruebas Cussons-Ricardo...	122
6.4. Análisis de los resultados de los ensayos en el banco de pruebas Cussons con motor Ricardo.....	125

VII. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

7.1. Conclusiones.....	129
7.2. Recomendaciones.....	132

● BIBLIOGRAFIA	134
● ANEXOS.	
1. Ficha técnica de ensayo Bosch VDT-WPP001/4BOS6,89 para la bomba de inyección lineal Bosch modelo PE6A80B312LS2044Z, con regulador RQ200/1200A499DL.	140
2. Especificaciones generales del motor de compresión variable Ricardo E6/TS.....	141
3.1. Protocolo general de los datos de suministro cíclico de combustible por secciones obtenido durante los ensayos en el banco Merlin.	143
3.2. Cuadro general de los parámetros calculados de los ensayos en el banco Merlin.....	144
4.1. Protocolo general de los parámetros registrados durante los ensayos con el motor Ricardo versión diesel.....	149
4.2. Cuadro general de los parámetros calculados de los ensayos en el banco Cussons-Ricardo.	150
4.3. Cuadro general de los porcentajes de reducción del consumo específico de combustible y de incremento de la potencia efectiva al emplear el sistema RND en el motor Ricardo.	151

INDICE DE CUADROS Y TABLAS

Cuadro 3.1.	Métodos de aumento de la economía de combustible en los regímenes de cargas parciales y de vacío. 46
Cuadro 4.1.	Clasificación de los métodos de formación y regulación de la presión inicial en los sistemas de alimentación de combustible con RND.....74
Cuadro 4.2.	Sistemas de alimentación de combustible con regulación de la presión inicial..... 75
Tabla 5.1.	Características básicas del equipo de inyección de combustible88
Tabla 5.2.	Características principales del motor Ricardo E6/TS.....89
Tabla 5.3.	Características principales del banco de pruebas Merlin M6.90
Tabla 5.4.	Características principales del banco de pruebas Cussons-Ricardo.92
Tabla Protocolo 5.1.	Suministro cíclico y desigualdad de suministro por secciones.94
Tabla Protocolo 5.2.	Parámetros de registro en el ensayo con el motor diesel Ricardo.....96
Tabla Protocolo 5.3.	Parámetros calculados del ensayo en el banco Merlin.99
Tabla Protocolo 5.4.	Parámetros calculados del ensayo con el motor diesel Ricardo.101
Tabla Protocolo 5.5.	Porcentajes de reducción del consumo específico de combustible (Δg_e) y de incremento de la potencia efectiva (ΔN_e) al emplear el sistema RND. 102

SIMBOLOGIA Y ABREVIATURAS

C_i	Número instantáneo de ciclos.
$C(\text{CO}_2)$	Concentración de dióxido de carbono en la carga (%).
$C(\text{O}_2)$	Concentración de oxígeno en la carga (%).
C/H	Relación carbono/hidrógeno del combustible.
CO	Monóxido de carbono (%).
C_xH_y	Hidrocarburos (%).
d_{med}	Diámetro medio de las partículas de combustible pulverizado (μm).
$d\varphi_d/d\varphi$	Velocidad de la combustión ($^\circ$) ⁻¹ .
Dg_{sc}	Desigualdad de suministro cíclico de combustible por secciones (%).
D/S	Relación del diámetro del cilindro sobre la carrera del pistón (mm/mm).
e_{sc}	Error de medición del suministro cíclico de combustible (%).
F	Fuerza dinamométrica (kg; N).
F_g	Factor de estabilidad.
g_e	Consumo específico efectivo de combustible [g/(kW.h); g/(cv.h)].
g_i	Consumo específico indicado de combustible [g/(kW.h); g/(cv.h)].
g_{iny}	Suministro de combustible desde el inyector (mg; mm^3).
g_{sc}	Suministro cíclico de combustible (mg; mm^3).
$g_{\text{sc.máx}}$	Suministro cíclico máximo de combustible (mg; mm^3).
$g_{\text{sc.med}}$	Suministro cíclico medio de combustible (mg; mm^3).
$g_{\text{sc.mín}}$	Suministro cíclico mínimo de combustible (mg; mm^3).
$g_{\text{sc.RND}}$	Suministro cíclico de combustible con el sistema RND (mg; mm^3).
g_v	Suministro de combustible desde la válvula impelente (mg; mm^3).
G_a	Consumo de aire (kg/h).
G_c	Consumo horario de combustible (kg/h).
h_c	Posición de la cremallera de regulación de la bomba de inyección (mm; %).
$h_{c.\text{nom}}$	Posición nominal de la cremallera de regulación de la bomba de inyección (mm; %).
h_{iny}	Levantamiento de la aguja del inyector (mm).
H	Altura sobre el nivel del mar (m).
H_{rel}	Humedad relativa del aire ambiental (%).
	Número de cilindros del motor.
k	Índice de humeado (unidades Bosch).

K	Coeficiente de corrección de la característica de velocidad del sistema de suministro de combustible.
K_{md}	Coeficiente de corrección de la característica de velocidad del sistema de suministro de combustible con RND.
K_a	Coeficiente de ganancia.
K_{km}	Coeficiente de corrección de la característica de velocidad del motor.
K_m	Coeficiente de adaptabilidad.
K_{rel}	Coeficiente relativo de la característica de corrección.
L	Longitud del brazo del freno (m).
L_c	Posición relativa de la cámara de combustión respecto al cilindro (mm).
L_{iny}	Posición relativa del inyector respecto al cilindro (mm).
LAP	Línea de alta presión de combustible.
LBP	Línea de baja presión de combustible.
M_c	Momento del consumidor (N.m).
M_e	Momento efectivo del motor (N.m).
M_{e,máx}	Momento efectivo máximo del motor (N.m).
M_{e,nom}	Momento efectivo nominal del motor (N.m).
n	Velocidad de rotación del motor (min ⁻¹ ; rpm).
n_b	Velocidad de rotación de la bomba de inyección (min ⁻¹ ; rpm).
n_{nom}	Velocidad de rotación nominal del motor (min ⁻¹ ; rpm).
N_e	Potencia específica efectiva del motor (kW; cv).
N_{e,máx}	Potencia específica efectiva máxima del motor (kW; cv).
N_{e,nom}	Potencia específica efectiva nominal del motor (kW; cv).
N_i	Potencia específica indicada del motor (kW; cv).
N.C.	Número de cetano.
NO_x	Oxidos de nitrógeno (%).
P₁	Presión en los cilindros que trabajan (MPa).
P₂	Presión en los cilindros desconectados (MPa).
P_c	Presión de compresión del aire en el cilindro (MPa).
P_e	Presión efectiva del motor (kg/cm ² ; MPa; bar).
P_i	Presión indicada del motor (kg/cm ² ; MPa; bar).
P_{inic}	Presión inicial de combustible en la línea de impulsión (MPa).
P_{iny}	Presión de inyección de combustible (MPa).
P_H	Presión atmosférica a una altura determinada (mm.Hg).

P_k	Presión de sobrealimentación (MPa; bar).
P_m	Presión de las pérdidas mecánicas (kg/cm^2 ; MPa; bar).
P_o	Presión atmosférica al nivel del mar (mm.Hg).
P_{res}	Presión residual de combustible en la línea de impulsión (MPa).
P_g	Presión de los gases de escape antes del turbocompresor (MPa).
P_z	Presión máxima del ciclo (kg/cm^2 ; MPa).
PMS	Punto muerto superior.
RND	Regulación de la presión inicial (de las iniciales en ruso).
s	Número de secciones de la bomba de inyección.
t_1	Temperatura en la cabeza del pistón ($^{\circ}\text{C}$).
t_2	Temperatura en la pared del cilindro ($^{\circ}\text{C}$).
T	Número de tiempos del motor.
T_a	Temperatura del agua refrigerante del motor ($^{\circ}\text{C}$).
T_{ac}	Temperatura del aceite de lubricación del motor ($^{\circ}\text{C}$).
T_{amb}	Temperatura ambiental durante el ensayo ($^{\circ}\text{C}$).
T_c	Temperatura del combustible en ensayo ($^{\circ}\text{C}$).
T_{cil}	Temperatura del cilindro ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{e.a}$	Temperatura de entrada del agua refrigerante al motor ($^{\circ}\text{C}$).
T_g	Temperatura de los gases antes del turbocompresor ($^{\circ}\text{C}$).
T_H	Temperatura ambiental a una altura determinada ($^{\circ}\text{C}$).
T_o	Temperatura ambiental al nivel del mar ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{s.a}$	Temperatura de salida del agua refrigerante del motor ($^{\circ}\text{C}$).
V_a	Velocidad de movimiento del vehículo (km/h).
V_{des}	Volumen de descarga de combustible (mm^3).
V_i	Volumen instantáneo de suministro de combustible (mm^3).
V_{LAP}	Volumen de combustible en la línea de alta presión (mm^3).
V_{sc}	Volumen de suministro cíclico de combustible (mm^3).
V_c	Volumen de combustible en la probeta graduada (mm^3).
α	Coefficiente de exceso de aire.
α_H	Coefficiente de exceso de aire a una altura determinada.
$\alpha_{l.h.}$	Coefficiente de exceso de aire para el límite de humos.
α_o	Coefficiente de exceso de aire al nivel del mar.
β	Coefficiente relativo de la temperatura ambiental.
β_x	Angulo de cierre de la válvula de admisión ($^{\circ}$).

δ_e	Sumatoria relativa de los errores.
Δ	Variación.
Δg_e	Porcentaje de reducción del consumo específico de combustible (%).
ΔM_c	Variación del momento del consumidor (N.m).
ΔM_e	Variación del momento efectivo del motor (N.m).
Δn	Variación de la velocidad de rotación del motor (rpm; min^{-1}).
ΔN_e	Porcentaje de incremento de la potencia efectiva (%).
$\Delta P/\Delta \varphi$	Rigidez de funcionamiento del motor [MPa/(°)].
ΔV	Volumen de combustible suministrado al motor (cm^3).
$\Delta \tau$	Tiempo de consumo del volumen de combustible suministrado (s).
ϵ	Relación de compresión.
ϵ_g	Relación de compresión geométrica.
ϵ_r	Relación de compresión real.
η_e	Eficiencia efectiva.
η_i	Eficiencia indicada.
η_m	Eficiencia mecánica.
λ	Grado de elevación de la presión.
λ_R	Relación del radio de la manivela/longitud de biela.
μ	Coefficiente relativo de la presión atmosférica.
ρ_c	Densidad del combustible (mg/mm^3).
Σ	Sumatoria
τ	Tiempo de explotación del motor (%).
τ_i	Tiempo de retardo de la inflamación (ms).
τ_{ie}	Tiempo (duración) de cada ensayo (s).
τ_{iny}	Tiempo de inyección de combustible (ms)
φ	Angulo de giro del cigüeñal (°).
φ_i	Período de retardo de la inflamación (°).
φ_d	Tiempo de la combustión (°).
φ_{iny}	Período de inyección de combustible (°).

PROLOGO

Los regímenes de funcionamiento más frecuentes de los motores de combustión interna, especialmente de los motores diesel automotrices, en condiciones de explotación no son los nominales; sino, los de cargas parciales y de vacío. En estos últimos, la eficiencia de los procesos de trabajo del motor y de su sistema de suministro de combustible decae notablemente.

El deseo de perfeccionar los procesos de trabajo de los motores diesel automotrices, con el fin de reducir el consumo de combustible en los regímenes de explotación, nos conlleva a realizar el presente estudio teórico experimental; donde, abordamos teóricamente los procesos de trabajo de los motores de combustión interna en los regímenes de cargas parciales y de vacío y, los métodos que aumentan la economía de combustible en estos regímenes (capítulos 1, 2 y 3). El método de regulación de la presión inicial de inyección desde la línea de alimentación o baja presión de combustible, el que se emplea en la fase experimental, se estudia teóricamente en el capítulo 4.

La parte experimental se lleva a cabo empleando el método de regulación de la presión inicial de inyección mencionado, en primer lugar, en el banco de pruebas para bombas de inyección Merlin M6; en el cual se trata de estabilizar los procesos de suministro de combustible por secciones y, así, disminuir la desigualdad de suministro cíclico. Luego, el mismo método se aplica en el banco de pruebas Cussons con motor monocilíndrico Ricardo versión diesel; cuyos objetivos son intensificar los procesos de inyección, incrementar la potencia para una misma regulación de suministro de combustible y, de esta manera, disminuir los consumos específico y horario de combustible, en los regímenes de vacío y de cargas parciales (capítulos 5 y 6).

El autor de la presente tesis compromete su agradecimiento al Profesor Doctor en Ciencias Técnicas Nicolai N. Patrakhaltsev y al Doctor Ingeniero Guillermo Lira Cacho, por su valiosa asesoría y orientación en la realización de esta investigación. También extendemos nuestro agradecimiento y reconocimiento a la Facultad de Ingeniería Mecánica (FIM-UNI), al Instituto General de Investigación (IGI-UNI), a la Escuela de Posgrado Central y, al Instituto de Motores de Combustión Interna (IMCI-UNI) de la Universidad Nacional de Ingeniería, por su apoyo en la realización del estudio experimental.

INTRODUCCION

1.1. Lineamientos generales.

Sabemos que los motores de combustión interna consumen ingentes cantidades de energía proveniente del petróleo; de los cuales, los motores de los vehículos constituyen la mayor parte. Uno de los principales problemas del empleo de los motores de combustión interna, específicamente los motores diesel en diferentes condiciones de operación, es la búsqueda del aumento de la efectividad del funcionamiento y, en particular, de la economía de combustible; ya que éste representa un gran porcentaje del costo de operación del motor diesel y que depende en gran medida de los regímenes de funcionamiento [29]. Con el crecimiento del parque automotor y la disminución de las reservas de petróleo, la solución al problema de la disminución del consumo de combustible es muy importante [31].

En el régimen nominal y cercanos a él, los índices económicos alcanzan valores óptimos; pero, en los regímenes de vacío y de cargas parciales la efectividad de funcionamiento disminuye sustancialmente. Los regímenes de vacío y de cargas parciales son los de mayor frecuencia en la vida útil de los motores diesel y; durante el trabajo en estos regímenes, el consumo de combustible se incrementa considerablemente [24]. El motor diesel, en estas condiciones, trabaja inestablemente debido principalmente al trabajo inestable

de su sistema de inyección, disminuyendo su capacidad de corrección¹ de suministro de combustible y por tanto su adaptabilidad [18]; por eso es necesario solucionar estos problemas para mejorar el rendimiento y la potencia del motor, reducir la toxicidad de los gases de escape y, principalmente, mejorar la economía de combustible.

Considerando estos lineamientos, una buena alternativa para mejorar los índices económicos y de potencia del motor, en estos regímenes, es la utilización del método de la regulación de la presión inicial en la línea de alta presión del sistema de inyección de combustible. Es preciso señalar que este sistema no requiere del rediseño del motor de combustión interna; sino que, es adaptable a motores diesel, ya existentes, con sistema de inyección del tipo separado que se encuentran en explotación; permitiendo, además, mantener la estructura original de su sistema de inyección.

1.2. Objetivos

La presente investigación teórica - experimental tiene los siguientes objetivos:

1. Difundir las particularidades de los procesos de trabajo de los motores diesel y de sus sistemas de inyección, en los regímenes de cargas parciales y de vacío e, impartir conocimientos teóricos básicos sobre los métodos de aumento de la economía en estos regímenes.
2. Realización de un sistema experimental, con procesos de inyección estables, que permita mejorar los parámetros de corrección del suministro de combustible y así, estabilizar el funcionamiento del motor diesel.

¹La corrección de las características de suministro consiste en incrementar el suministro cíclico de combustible al disminuir la velocidad de rotación del motor [13].

3. Demostrar experimentalmente que, el método de la regulación de la presión inicial en la línea de alta presión (desde la línea de alimentación o baja presión) es el método más simple y efectivo, para mejorar los índices económicos y parámetros efectivos de los motores diesel con sistema de inyección del tipo separado, en los regímenes de cargas parciales y de vacío.
4. Disminución de la velocidad de rotación mínima estable, incremento de la vida útil (duración) y, aumento del rango útil de las velocidades de rotación del motor diesel, al emplear el método de la regulación de la presión inicial.

1.3. Descripción general de la tesis.

El presente estudio teórico-experimental se divide en dos partes principales: La primera corresponde a la parte teórica y la segunda a la experimental; los cuatro primeros capítulos son teóricos, los dos siguientes referentes a la experimental y; el último (séptimo), las conclusiones y sugerencias respectivas para trabajos posteriores. Como se puede apreciar, nuestro trabajo presenta siete capítulos, la parte bibliográfica y los anexos correspondientes.

El primer capítulo se refiere a la introducción, la presentación de los objetivos de la tesis y el análisis de los regímenes de explotación de los motores diesel. El segundo describe las particularidades de los procesos de trabajo del motor diesel en los regímenes de cargas parciales y de vacío. El tercer capítulo aborda el estudio genérico de los métodos de aumento de la economía de combustible del motor diesel, en estos regímenes. El tópico específico de la regulación de la presión inicial en el sistema de inyección de

combustible se presenta en el cuarto capítulo. El quinto se refiere a la metodología de la investigación experimental; prosiguiendo con la presentación y el análisis de los resultados de dicha investigación (sexto capítulo). Finalmente el séptimo capítulo presenta las conclusiones y las recomendaciones respectivas.

1.4. Análisis de los regímenes de explotación de los motores de combustión interna.

El aumento del parque automotor, de los tractores y máquinas agrícolas, de los motores diesel electrogeneradores y la disminución de las reservas petrolíferas hacen que el aumento de la economía de combustible, en los regímenes de explotación, sea un objetivo muy importante de lograr.

El motor trabaja mucho tiempo con cargas parciales durante su explotación, disminuyendo su rendimiento efectivo y aumentando el consumo específico de combustible [29]. Al trabajar en regímenes de vacío, el consumo horario de combustible es de 20-25% del que se tiene con altas cargas [2]. En la fig. 1.1 se observa el diagrama típico de la variación de la carga (N_e) y de la economía (g_e) de un motor diesel de tractor durante el tiempo (τ) de explotación. Se puede apreciar que durante la explotación, el motor trabaja mucho tiempo en regímenes de cargas parciales. El motor trabaja casi un 40% del tiempo con cargas menores que el 50%. El tiempo de trabajo en regímenes de vacío es aproximadamente de 20%, en particular para motores de tractores y de automóviles, en diferentes condiciones de funcionamiento [2].

El tiempo de trabajo de los motores de tractores en los regímenes de vacío y de cargas parciales es muy grande, debido al gran porcentaje de trabajo de

éstos como máquinas de autotransporte, incluyendo paseos sin carga [1]. En los motores de vehículos de transporte urbano, el tiempo de trabajo cerca de los regímenes de la característica externa es de aproximadamente 40%; sin embargo, los regímenes de carga más frecuentes se encuentran en la zona de bajas cargas [1].

Como se puede deducir de la primera figura, el tiempo de explotación en los regímenes de cargas parciales y de vacío, es mayor que aquel de carga nominal o próximos a él. El consumo específico efectivo de combustible, en los regímenes de cargas parciales, es muy elevado; especialmente en los regímenes cercanos al vacío (ver la fig. 1.1).

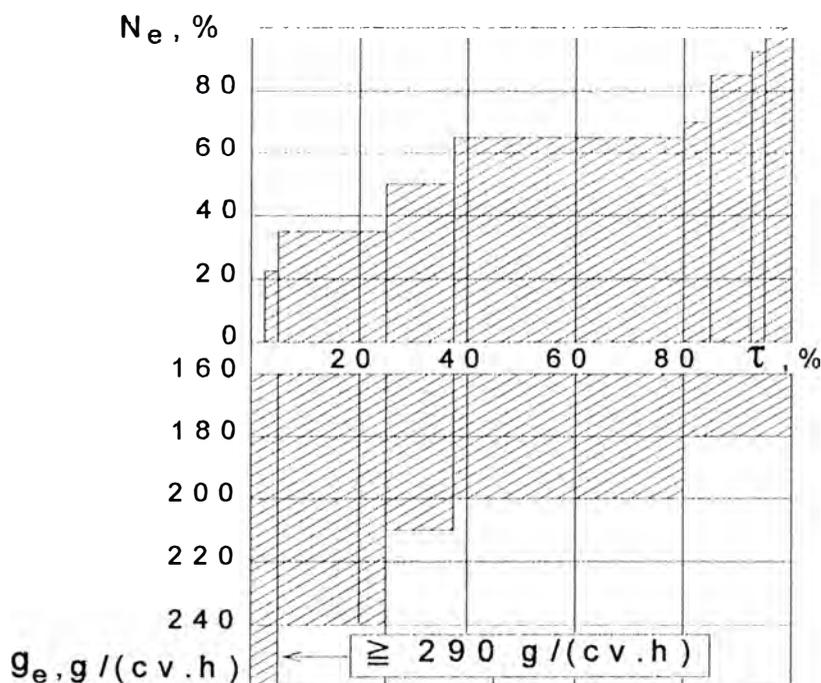


Fig. 1.1. Variación de la carga (N_e) y de la economía de combustible (g_e) de un motor diesel de tractor durante su explotación (τ , tiempo), [2].

En la fig. 1.2 se observa el ciclograma de explotación (característica del ciclo de explotación en función del tiempo) del motor diesel D-240; obtenido durante la prueba de campo ensayada para el tractor MTZ 80/82 en un ciclo

completo de su labor [27]. Se puede señalar que el aumento de la economía, en los regímenes de cargas parciales, es una muy importante oportunidad para disminuir el consumo de combustible durante su explotación [29].

Los motores diesel de diferentes maquinarias agrícolas trabajan, casi un 50% de su tiempo de explotación, con cargas menores que el 70%. Estas máquinas trabajan en operaciones de autotransporte (régimenes cercanos al vacío) cerca de 20-30% de τ ; en estos casos, el consumo específico de combustible es muy elevado [27]. Dependiendo del uso del motor del automóvil; éste puede trabajar, aproximadamente un 70% del tiempo de explotación, con cargas de hasta 50% de N_e [2].

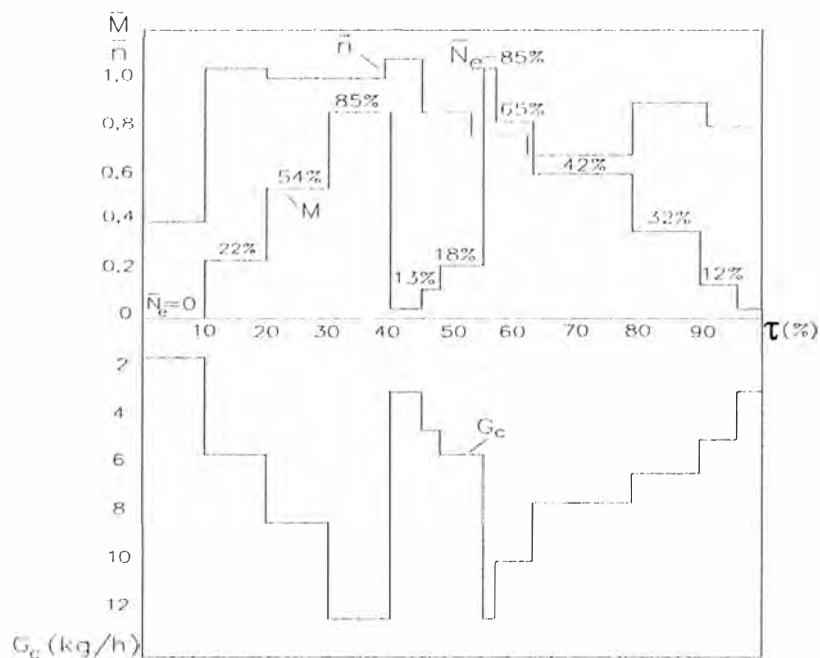


Fig. 1.2. Ciclograma de explotación (ciclo escalonado) del motor diesel D-240 ($i=4$, $\epsilon=16$, $D \times S: 110 \times 125$ mmxmm, aspiración natural) para el tractor MTZ 80/82, [27].

G_c , consumo horario de combustible (kg/h).

$\bar{n} = n / n_{nom}$; $\bar{M} = M_e / M_{e,nom}$

En caso de utilizar el motor en calidad de fuente energética del automóvil, deberá tenerse en cuenta que en función de las condiciones viales, la

velocidad de movimiento y la carga del vehículo, así como la potencia del motor y la frecuencia de rotación del cigüeñal, varían entre límites muy amplios. La experiencia obtenida en el servicio de vehículos muestra que, la mayor parte del tiempo, el motor no trabaja a máxima carga, siendo diferentes las frecuencias de rotación [13]. Además, Obert² señala que: Los motores para automóviles no se diseñan para funcionar continuamente a máxima potencia, aun cuando el rendimiento máximo es una cifra anunciada. Naturalmente cualquier intento para desarrollar esa potencia máxima, durante cualquier período de tiempo, tiende a disminuir grandemente la vida del motor [19].

Los regímenes de trabajo típicos de los vehículos en condiciones de marcha por la ciudad con tráfico intenso, se muestran en la fig.1.3. Los experimentos muestran bruscas oscilaciones en la velocidad de movimiento V_a (curva 1) y en la frecuencia de rotación del cigüeñal del motor (curva 2). Además, las cargas aplicadas en función de la posición de la cremallera fluctúan entre medianas y mínimas posiciones (curva 3). La máxima posición de la cremallera fue del 40% de h_c [13].

Gran importancia, para el motor del vehículo, tiene la estabilidad de funcionamiento a marcha en vacío y a baja frecuencia de rotación del cigüeñal. Este régimen tiene lugar durante el calentamiento del motor, en caso de cortas paradas, al realizar los cambios de velocidad, etc. El trabajo del motor en el régimen de vacío se caracteriza por la igualdad de la energía desarrollada por el motor y la energía consumida para vencer las pérdidas mecánicas. Para asegurar el funcionamiento más económico del motor, se debe tender a disminuir la velocidad de rotación mínima tolerable durante el servicio [13]. La

²Obert F. Edward. Pruebas de los motores. In: Motores de combustión interna, análisis y aplicaciones. 1974, [19].

economía del combustible influye mucho en el costo de operación de las máquinas; por tanto, es importante el diseño y aplicación de diferentes métodos y medios para mejorar la economía de combustible del motor durante su explotación. También es de suma importancia, el mejoramiento de los índices ecológicos de los motores diesel en los regímenes de cargas parciales. En estos regímenes, la economía del trabajo del motor diesel puede disminuir mucho más, siendo éstos transitorios o inestables [29].

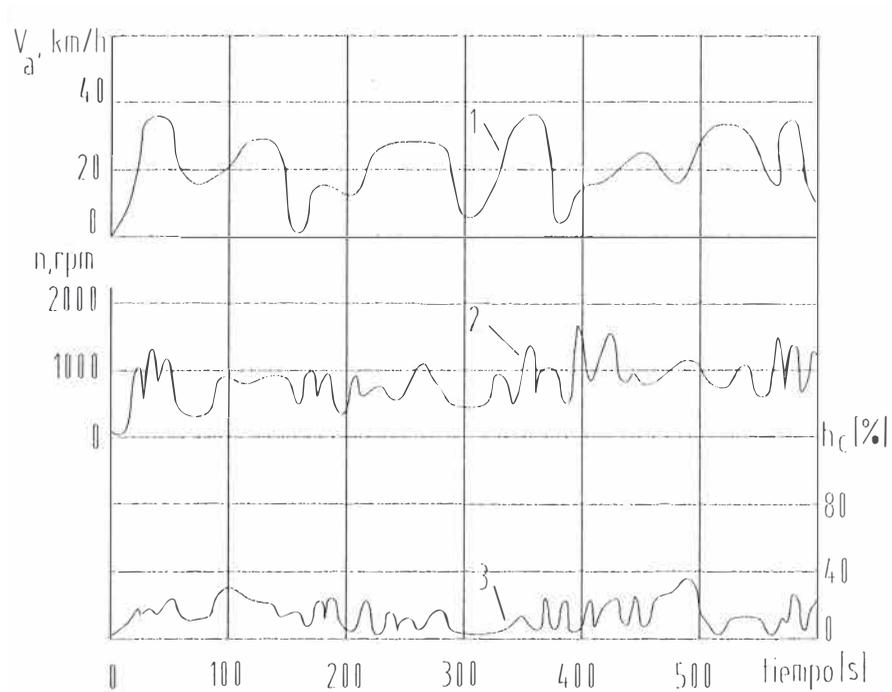


Fig.1.3. Los regímenes típicos de funcionamiento de los vehículos en condiciones de marcha por la ciudad con tráfico intenso, [13].

CAPITULO II

PARTICULARIDADES DE LOS PROCESOS DE TRABAJO DEL MOTOR DIESEL EN LOS REGIMENES DE CARGAS PARCIALES Y DE VACIO.

2.1. Particularidades de los procesos de trabajo de los motores diesel.

Sabemos que, en los regímenes nominales y cercanos a él, los índices económicos y los parámetros efectivos de funcionamiento del motor alcanzan valores óptimos o cercanos a él. Sin embargo, los regímenes de mayor frecuencia en la explotación de los motores de combustión interna son los de cargas parciales y de vacío; en estos regímenes la efectividad de funcionamiento decae notablemente [29]. En el presente capítulo, presentaremos las particularidades de los procesos del trabajo del motor diesel en los regímenes de vacío y de cargas parciales y así, poder conocer sus procesos reales de trabajo y deducir las diferencias con los regímenes nominales y de altas cargas.

2.1.1. Influencia de la disminución de la carga sobre los índices y parámetros de funcionamiento.

En la fig. 2.1 se muestra que, la disminución de la carga (N_e , N_i) influye muy poco sobre las pérdidas mecánicas (P_m); pero el rendimiento mecánico (η_m), desde el régimen de vacío hasta el nominal, varía desde

0 hasta 0,8. El consumo específico indicado de combustible (g_i) aumenta moderadamente cerca de los regímenes de vacío, pero el consumo específico efectivo de combustible (g_e) aumenta mucho (hasta el infinito cerca de régimen de vacío). Estos resultados son de una investigación en un motor de automóvil de 2 tiempos [20] pero, estas leyes son las mismas para un motor de 4 tiempos [29], tal como se muestra en la fig. 2.2 [39].

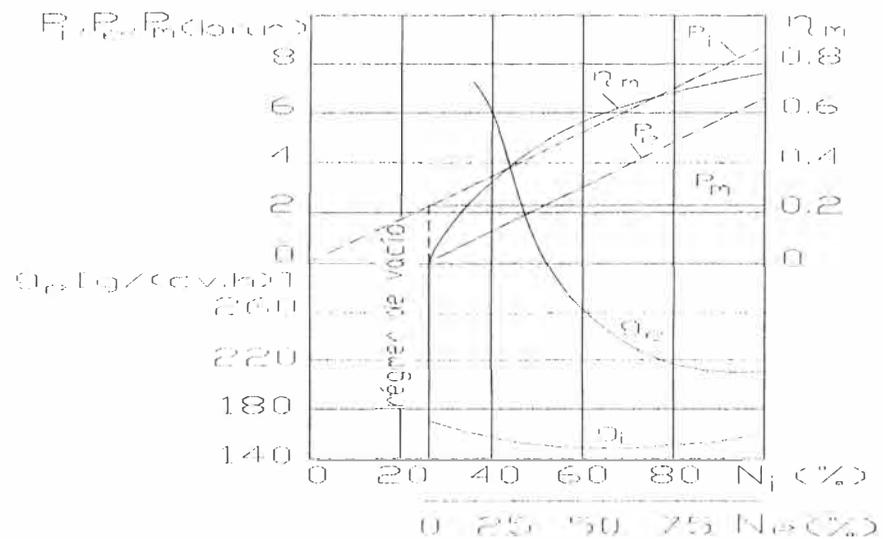


Fig. 2.1. Dependencia de los índices de trabajo del motor diesel de dos tiempos en función de la carga ($n=1600$ rpm, inyector-bomba con $g_{sc}=80$ mm³/ciclo), [20].

Estudios con motores diesel ferroviarios de 2 y 4 tiempos (fig. 2.3) demostraron que, el consumo específico de combustible (g_e) se incrementa al disminuir la carga [12]. Podemos observar claramente, la tendencia ascendente del consumo específico de combustible (g_e) con la disminución de la potencia. Está claro que, principalmente, el aumento de g_e con la disminución de N_e es teóricamente predecible; pero, este incremento puede ser mayor o menor, para diferentes motores. El

régimen de operación del motor diesel influye mucho sobre el consumo de combustible, en condiciones de explotación [29].

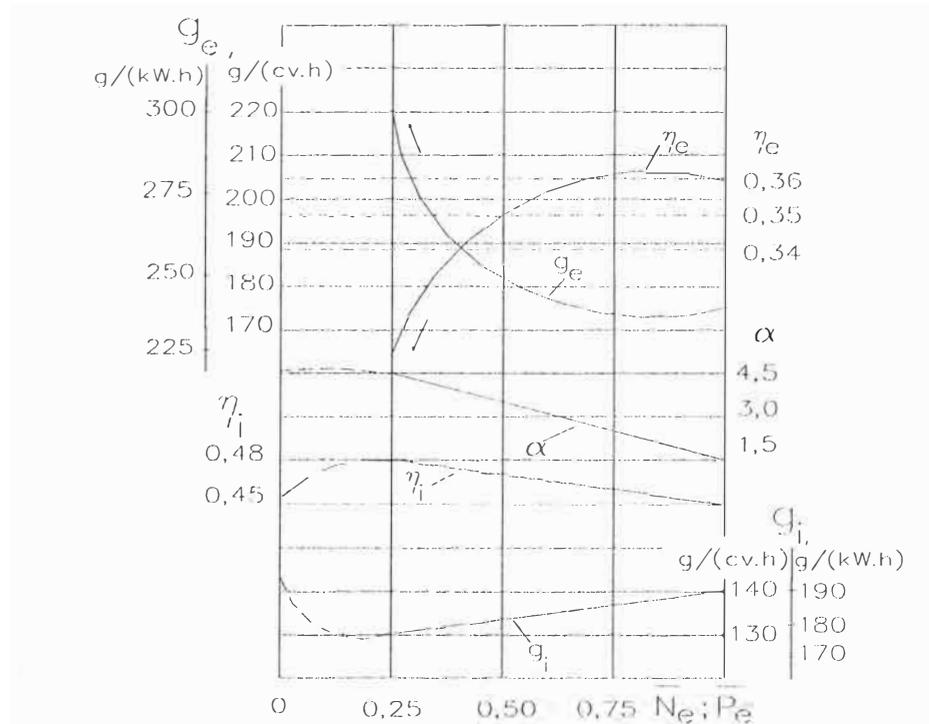


Fig. 2.2. Variación de los principales parámetros de funcionamiento del motor diesel según la característica de carga, [39].

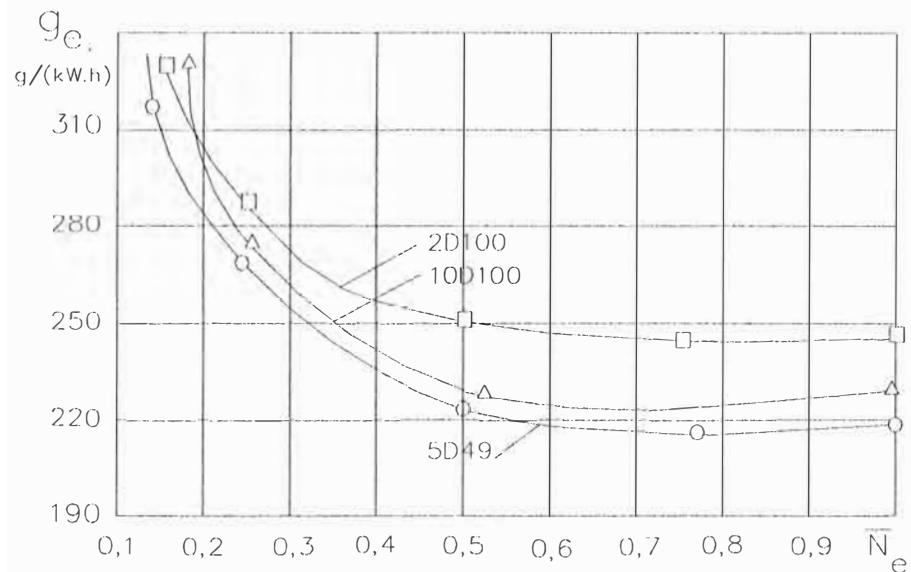


Fig. 2.3. Variación del consumo específico de combustible en función de la carga, para diferentes motores diesel ferroviarios, [12]:
 . Motor 2D100 (i=10; 2T; D/S:207/2x254 mm/mm; aspiración natural);
 . Motor 10D100 (i=10; 2T; D/S:207/2x254 mm/mm; sobrealimentado);
 . Motor 5D49 (i=6; 4T; D/S:318/330 mm/mm; sobrealimentado).

Así Heywood¹ señala: The increase in bsfc (brake specific fuel consumption) from the minimum value with increasing speed at constant load is due to the increase in friction mep (friction mean effective pressure), partly offset by the effect of decreasing importance of heat losses per cycle on efficiency. The increase in bsfc with decreasing load at constant speed is dominated by decreasing mechanical efficiency as bmep (brake mean effective pressure) is reduced. The indicated fuel conversion efficiency increase as the fuel/air equivalence ratio is decreased, partly offsets this [9]. A nuestro entendimiento, el incremento del consumo específico de combustible (g_e) al incrementarse la velocidad de rotaciones del motor con una carga constante, se debe principalmente al incremento de las pérdidas mecánicas por fricción, compensado parcialmente por la disminución de las pérdidas de calor. Por otro lado, el incremento del g_e al disminuir la carga con la velocidad de rotaciones del motor constante es debido a la disminución del rendimiento mecánico (η_m) tanto como se reduce la presión media efectiva y, se compensa parcialmente por el incremento del rendimiento indicado (η_i) al disminuir la relación combustible/aire. La figura 2.4 demuestra experimentalmente la teoría previa.

En el trabajo [12] (fig. 2.5) se muestra que con la disminución de la carga, es decir con el aumento de α , disminuyen la presión de sobrealimentación P_s , la presión y la temperatura de los gases antes de la turbina del turbocompresor (P_g y T_g), también disminuye la eficiencia mecánica (η_m), aumenta el consumo específico indicado de combustible

¹Heywood, John B. Engine operating characteristics. In: Internal Combustion Engine Fundamentals. 1988, [9].

(g) y especialmente, el incremento del consumo específico efectivo de combustible (g_e) es mucho mayor.

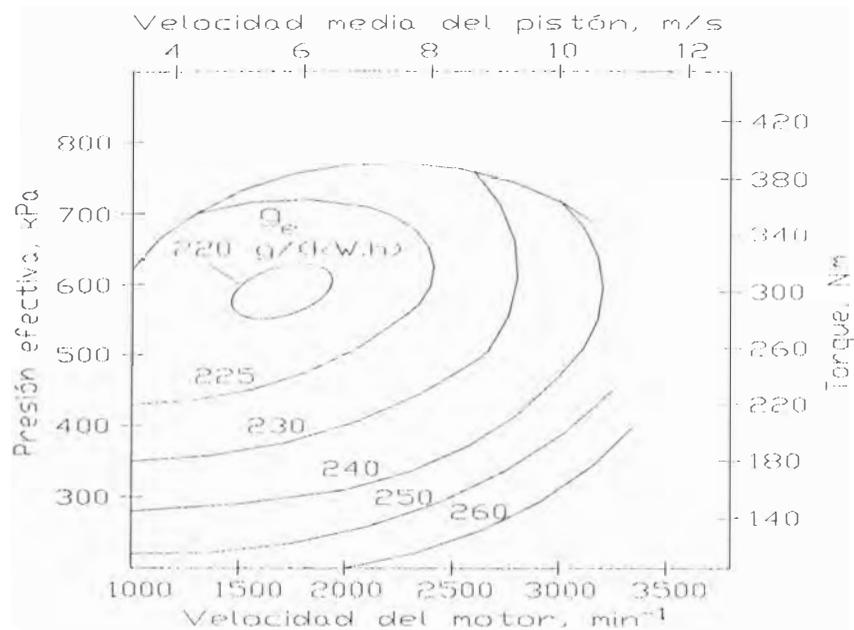


Fig. 2.4. Mapa de funcionamiento (performance map) de un motor diesel de inyección directa, de aspiración natural, enfriado por aire, de $6,54 \text{ dm}^3$ de cilindrada total ($D \times S: 102 \times 100 \text{ mm} \times \text{mm}$; $i=8$; $\epsilon=18$ y $4T$), [9].

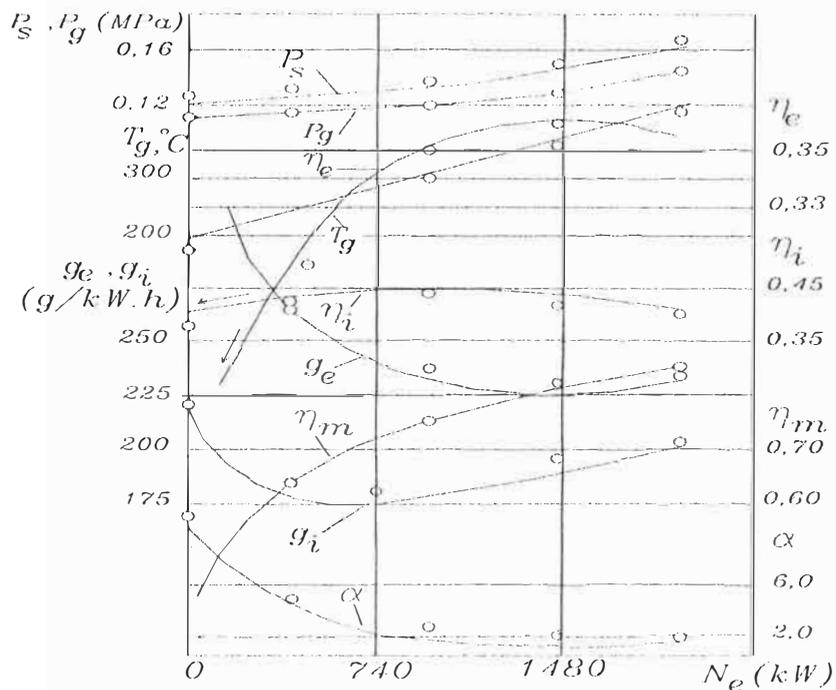


Fig. 2.5. Variación de los índices de trabajo del motor diesel 2D100 según la característica de carga, para $n=620 \text{ rpm}$, [12].

El grado de forzamiento del motor diesel influye sobre el nivel de la disminución de la economía, si el motor trabaja en regímenes de cargas parciales, como puede verse en la fig. 2.6. Un motor de mayor potencia tiene un mayor incremento del consumo específico de combustible con la disminución de la carga; entonces, si el forzamiento del motor es mayor (aumento de la potencia), el incremento del consumo de combustible también es mayor a medida que disminuye la carga [2], (en este caso tenemos 2 motores con turbo sobrealimentación).

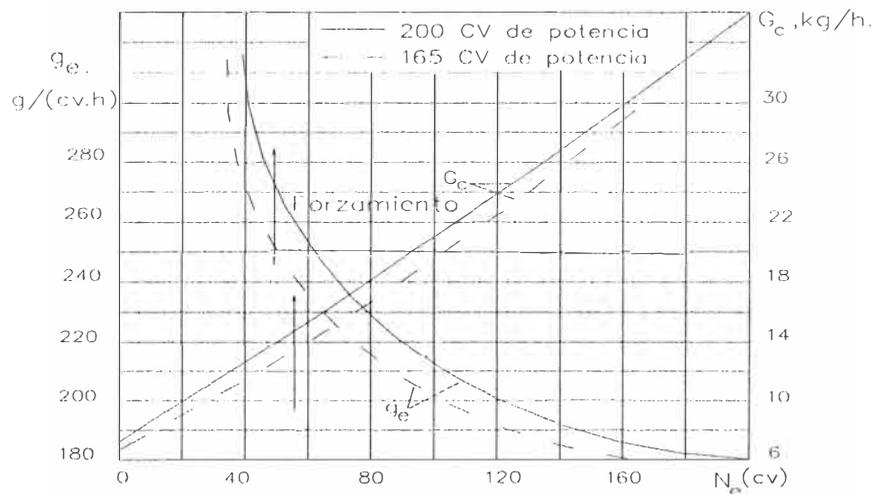


Fig. 2.6. La característica de consumo de combustible de dos motores diesel turbo sobrealimentados para $n=2100$ rpm, [2].

El forzamiento del motor en función a la velocidad de rotación del cigüeñal, también, aumenta la variación del consumo de combustible en función de la carga [36]. Así, Giacosa² presenta en la figura 2.7 los resultados de una investigación de un motor diesel sobre la variación del consumo específico de combustible, según la característica de carga, para diferentes velocidades de rotación [7]. Por lo tanto, analizando estos resultados podemos señalar que, el incremento del consumo

²Giacosa, Dante. El trabajo del motor y factores que lo influyen. In: Motores endotérmicos. 1979, [7].

específico de combustible (g_e) al disminuir la carga, será en mayor grado si la velocidad de rotación del motor es también mayor.

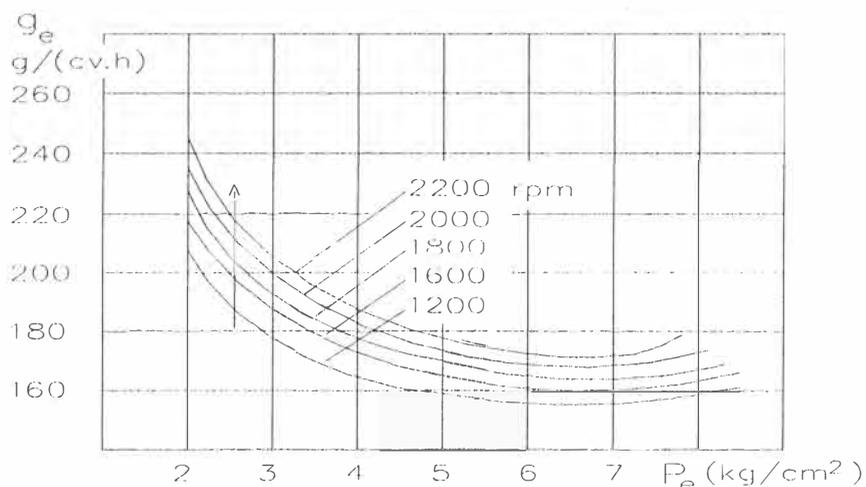


Fig. 2.7. Influencia de la disminución de la carga y de la velocidad de rotación del cigüeñal sobre la variación del consumo específico de combustible, [7].

El aumento del consumo específico de combustible depende de diferentes factores; por ejemplo, el aumento de la velocidad de rotación es una influencia positiva para la calidad de inyección de combustible pero, es negativa para el tiempo de duración del proceso de combustión (expresado en ángulo de giro del cigüeñal). También influye negativamente sobre la posición relativa del PMS del diagrama indicado; entonces, las pérdidas mecánicas con el aumento de las rotaciones pueden crecer más rápidamente en los regímenes de cargas parciales, en comparación con las de altas cargas [29].

2.1.2. Influencia de la sobrealimentación.

En la fig. 2.8 presentamos la comparación de las características de motores con y sin sobrealimentación. Se aprecia que, la disminución de

la carga en 40-50% del nivel nominal influye más sobre la pérdida de economía en el motor con sobrealimentación, que en el no sobrealimentado. Entonces en el motor sin sobrealimentación (de aspiración natural), la variación del consumo específico de combustible al disminuir la potencia no es tan grande como en el caso del motor sobrealimentado [30].

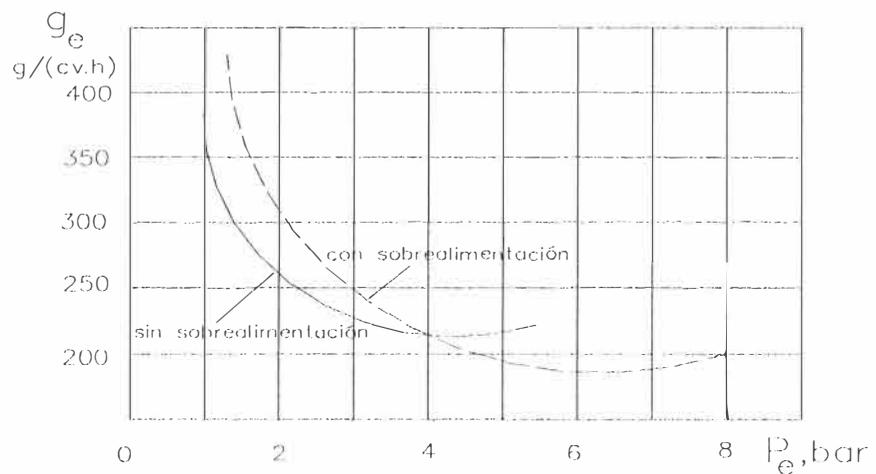


Fig. 2.8. Influencia de la sobrealimentación sobre el consumo específico de combustible a bajas cargas, [30].

Sabemos que la finalidad del compresor mecánico para la sobrealimentación es aumentar la confiabilidad del motor diesel; porque si usamos la sobrealimentación mecánica, aumentan la velocidad de aceleración y el coeficiente de adaptabilidad, disminuye el tiempo de aceleración, etc. [29]; ya que en este caso la inercia del compresor no es muy grande, debido a que éste está conectado directamente con el cigüeñal. Este sistema es muy importante para motores diesel de vehículos de transporte; pero, el motor diesel con sobrealimentación mecánica pierde eficiencia si trabaja en regímenes de cargas parciales; entonces, el aumento del consumo específico de combustible (pérdida

B_2 con compresión de aire P_{k_2} , toda la potencia del motor es utilizada para comprimir el aire hasta ese nivel. Si tenemos la carga parcial $(N_i - N_m)_{\text{parcial}}$, utilizamos toda la potencia del motor hasta comprimir el aire hasta el nivel P_{k_2} ; por lo tanto, el punto B_2 es el régimen de trabajo del motor-compresor.

Es evidente que, si utilizamos aire comprimido para sobrealimentar el motor, la potencia N_e es igual a $(N_i - N_m - N_k)$, entonces en el punto A_1 con una presión P_{k_3} se obtiene la potencia efectiva máxima. Si queremos trabajar en un régimen de carga parcial con esta velocidad constante y con la presión de aire P_{k_3} , la curva varía hasta el punto A_3 donde la potencia disminuye por debajo del máximo A_2 ($N_{e \text{ parcial.máx}}$) y, consecuentemente, el consumo específico de combustible aumenta, empeorando la economía de combustible.

La disminución de la presión de sobrealimentación P_s en los regímenes parciales, con la velocidad de rotación constante y con un consumo específico de combustible también constante, permite el aumento del grado de elevación de la presión λ ($\lambda = P_z/P_c$); entonces, las velocidades media $(\Delta P/\Delta \varphi)_{\text{med}}$ y máxima $(\Delta P/\Delta \varphi)_{\text{máx}}$ de crecimiento de la presión en el cilindro aumentan [30], (ver la fig. 2.10). Este comportamiento es igual para diferentes motores, es decir, si la presión de sobrealimentación P_s disminuye, el grado de crecimiento de la presión (λ) y la rigidez de funcionamiento del motor $(\Delta P/\Delta \varphi)$ se incrementan [29]. Si el ángulo de avance de la inyección es correcto y aplicando dicho comportamiento (aumento de λ al disminuir P_s), podemos compensar regularmente el incremento del consumo de combustible del motor; pero, es evidente que en todos estos casos se

incrementa la rigidez de funcionamiento, aumentan los esfuerzos mecánicos sobre los mecanismos del motor y disminuye su vida útil [29].

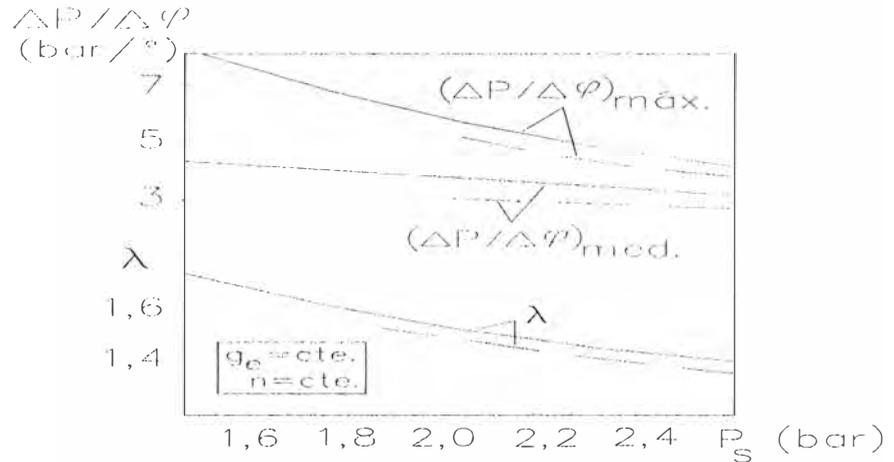


Fig. 2.10. Influencia de la disminución de la presión de sobrealimentación (P_s) sobre la rigidez de funcionamiento ($\Delta P / \Delta \varphi$) y el grado de crecimiento de la presión ($\lambda = P_z / P_c$), para dos motores diferentes; [30].

2.1.3. Influencia de la temperatura del motor

La disminución de la temperatura del motor (temperaturas del agua y del aceite) en los regímenes de bajas cargas, también influye sobre el aumento del consumo horario de combustible [12], (ver la fig. 2.11).

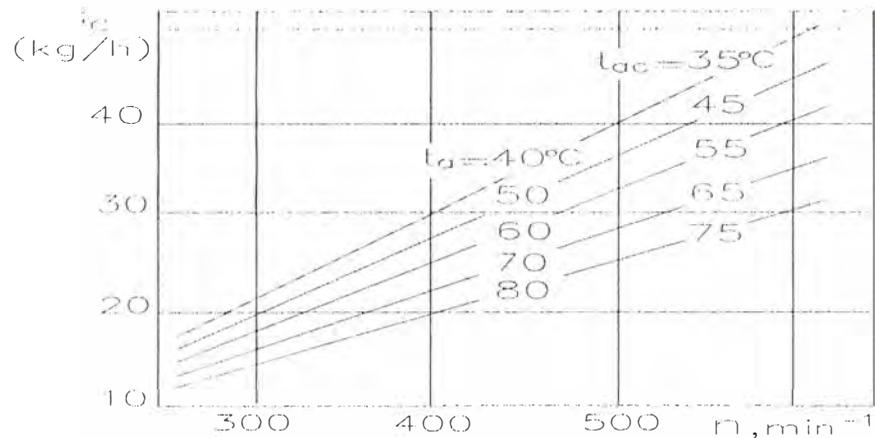


Fig. 2.11. Variación del consumo horario de combustible (G_c) del motor diésel 2D100 en el régimen de vacío, para diferentes temperaturas de agua (t_a) y de aceite (t_{ac}), en función de la velocidad de rotación del cigüeñal; [12].

Cuanto menor es la temperatura del motor, tanto mayor es el consumo de combustible. Así, en los regímenes de cargas parciales y especialmente en los cercanos al vacío, la temperatura de funcionamiento del motor es menor que el nominal; por consiguiente el consumo específico de combustible también se incrementa [29].

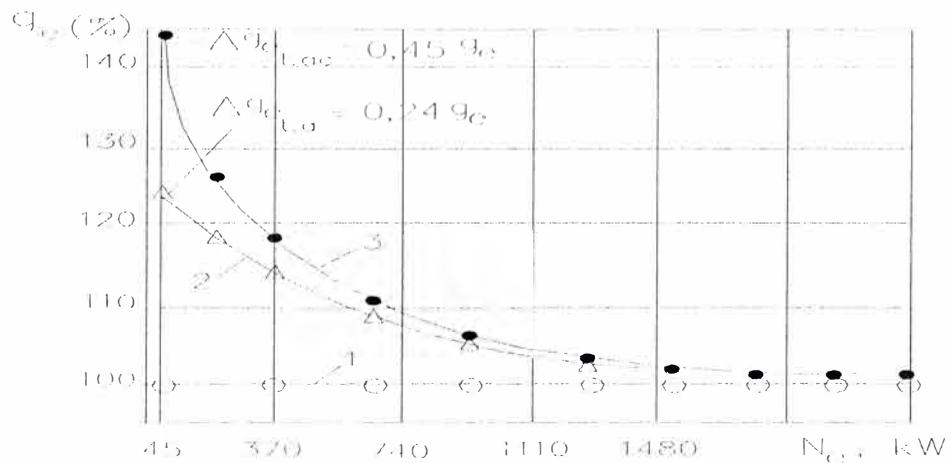


Fig. 2.12. Variación del consumo específico de combustible (g_e) del motor diesel 10D100 en función de la carga, con la disminución de las temperaturas del agua (t_a) y del aceite (t_{ac}) hasta 60°C ; [12]:

1. Consumo específico de combustible con temperaturas óptimas de funcionamiento (representa el 100% de g_e);
2. Incremento del g_e con la disminución de t_a ($\Delta g_{e,t.a}$);
3. Incremento del g_e con la disminución de t_{ac} ($\Delta g_{e,t.ac}$).

La disminución de la temperatura del aceite influye en grado mayor que la disminución de la temperatura del agua sobre el incremento del consumo específico de combustible (ver la fig. 2.12). Al disminuir la temperatura del aceite de lubricación del motor, el consumo de combustible aumenta más rápidamente en los regímenes de cargas parciales. La disminución de la temperatura del agua no influye mucho sobre este parámetro. Por tanto, la disminución de la economía de combustible está relacionada con el aumento de las pérdidas mecánicas y también con la variación del ciclo de trabajo dentro del cilindro del

motor diesel. Se puede apreciar que el incremento del consumo específico de combustible (con relación al consumo específico de combustible con temperaturas óptimas de funcionamiento, tendencia 1) al disminuir las temperaturas del aceite y del agua hasta 60°C, en el régimen de vacío, es de 45% en función de la temperatura del aceite y de 24% en función de la temperatura del agua [12].

2.1.4. Influencia de las particularidades constructivas del motor

Las particularidades constructivas del motor como, por ejemplo, la relación de compresión (ϵ), también influyen sobre la variación de la economía en bajas cargas. A la carga nominal (100% N_e), la disminución de ϵ desde 9 hasta 6, hace que aumente el consumo específico de combustible en 8%; pero, si la potencia del motor es de 40% $N_{e, nom}$, el consumo aumenta en 30% [20], (ver la fig. 2.13).

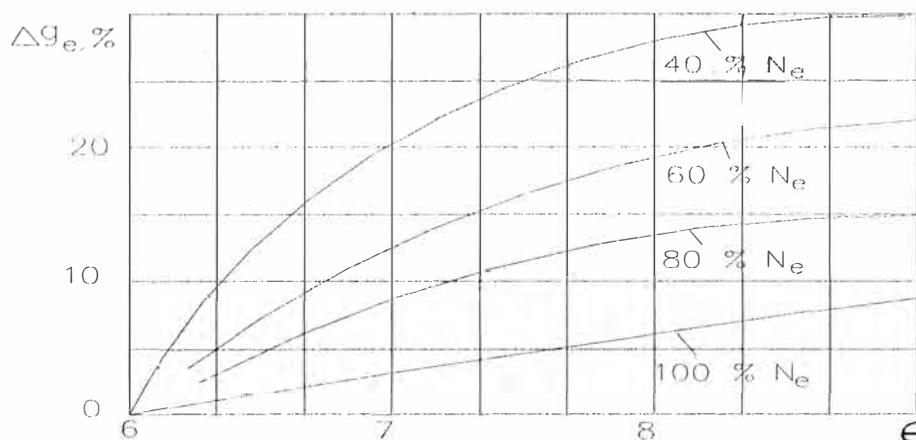


Fig. 2.13. Variación de la economía de combustible (Δg_e) para diferentes cargas en función de la relación de compresión (ϵ), [20].

Entonces, la disminución de ϵ disminuye la economía de combustible ($\Delta g_e, \%$) y, en los regímenes de cargas parciales al

disminuir ϵ , la disminución de la economía es mayor. Estos resultados son de las investigaciones de un motor gasolero, pero los principios de estos resultados son iguales al del motor diesel.

La disminución de la economía de combustible del motor diesel, al disminuir la velocidad de rotación del cigüeñal, se relaciona con la disminución de la relación de compresión real ϵ_r (en comparación con la relación de compresión geométrica ϵ_g) [14]. Observando la fig. 2.14 deducimos que, el ángulo de cierre de la válvula de admisión (β_x) determina la disminución de la relación de compresión geométrica ϵ_g ($\Delta\epsilon$, es la variación de la relación de compresión). Es decir, si variamos ϵ_g en función de β_x , tendremos la variación de $\Delta\epsilon$.

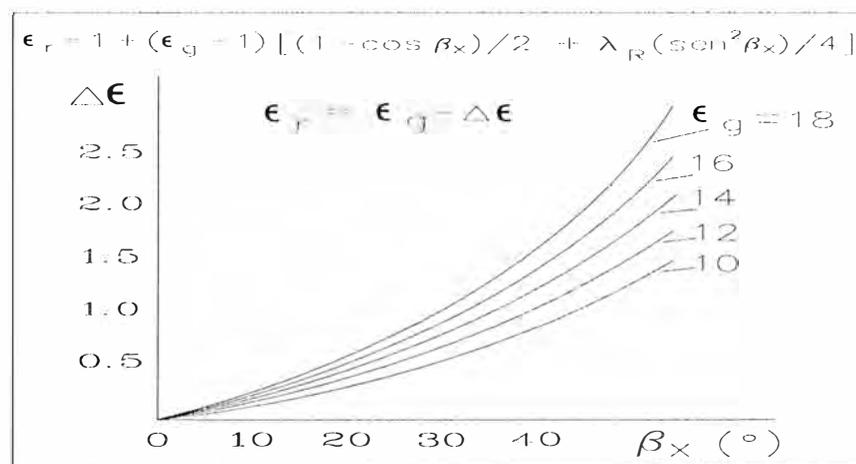


Fig. 2.14. Influencia del ángulo de cierre de la válvula de admisión (β_x) sobre la disminución de la relación de compresión geométrica (ϵ_g); [14].

Veamos la siguiente ecuación:

$$\epsilon_r = 1 + (\epsilon_g - 1) [(1 - \cos \beta_x) / 2 + \lambda_R (\text{sen}^2 \beta_x) / 4]$$

donde:

$$\epsilon_g = \epsilon_r + \Delta\epsilon$$

$$\lambda_R = R/l \text{ (relación radio de la manivela / longitud de biela).}$$

En los regímenes de bajas velocidades de rotación, el ángulo de cierre de la válvula de admisión no es óptima, por lo que al inicio de la compresión se presentan grandes pérdidas de carga (de aire admitido) en función del retardo del cierre de la válvula de admisión; por tanto, durante este período el aire no se comprime y, la relación de compresión real disminuye [14]. La disminución de la relación de compresión real conlleva a la disminución de la economía para todos los regímenes, especialmente para los regímenes de cargas parciales y de bajas velocidades de rotación [29].

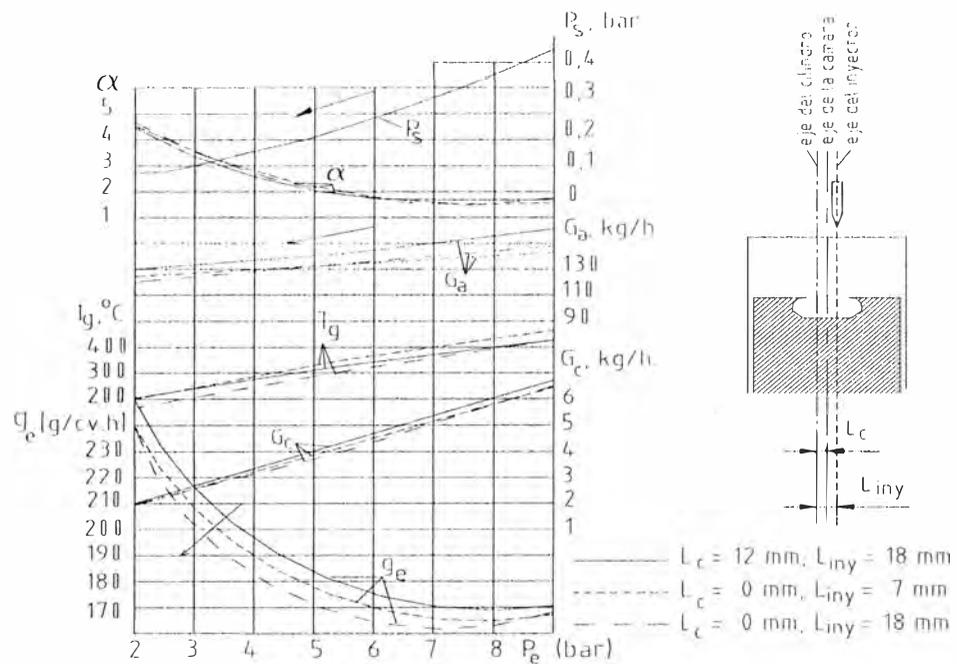


Fig. 2.15. Influencia de la variación de las posiciones relativas de la cámara de combustión (L_c) y del inyector (L_{iny}) con relación a la del cilindro, sobre los parámetros del proceso de trabajo del motor diesel de 4T, sobrealimentado, D/S:145/205 mm/mm, [1].

En la fig. 2.15 se muestra que, la disminución de la carga hace disminuir la presión de sobrealimentación P_s ; por lo tanto, el consumo de aire G_a también disminuye. Si la carga disminuye por debajo del 50% del nominal, el coeficiente de exceso de aire (α) aumenta rápidamente. La

influencia conjunta de estos parámetros conlleva al incremento del consumo específico de combustible (g_e). De acuerdo a las investigaciones del trabajo [1] se observa que (ver fig. 2.15), si podemos variar la posición de la cámara de combustión del pistón y también la posición del eje del inyector, relativamente del eje del pistón, se puede perfeccionar el proceso del trabajo del motor, por ejemplo, disminuir el consumo específico de combustible en los regímenes de bajas cargas.

2.1.5. Influencia sobre el período de retraso de encendido.

El aumento de la velocidad de crecimiento de la presión en el cilindro en un determinado régimen, depende del período de retraso del encendido (φ_i). Este parámetro depende de muchos factores, por ejemplo (ver la fig. 2.16) al disminuir la carga, la temperatura del motor disminuye; entonces, el tiempo de retraso de encendido (φ_i) aumenta [39]. Este incremento es tanto mayor si, a la vez, disminuye la relación de compresión (ϵ).

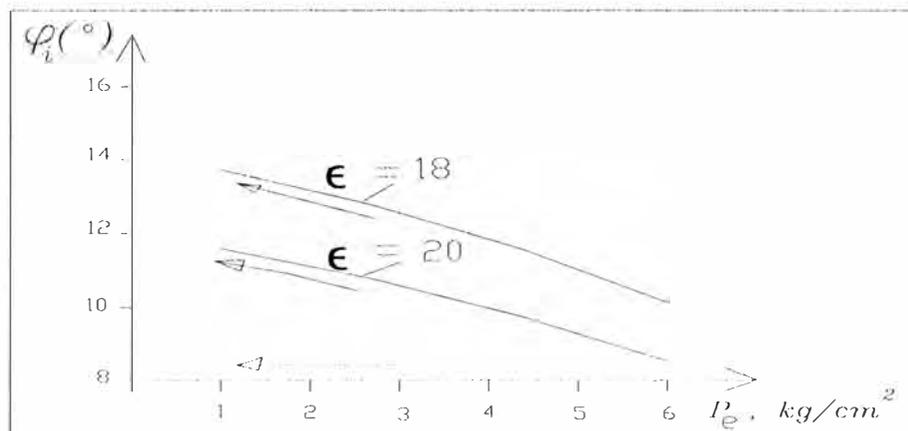


Fig. 2.16. Influencia de la disminución de la presión media efectiva (P_e) sobre el período de retraso del encendido (φ_i), [39].

En la fig. 2.17 se muestra que, la disminución de ϵ desde 12 hasta 10 (que es real y que depende del retardo de cierre de válvula de admisión, ver la fig. 2.14) aumenta el período de retraso de encendido en aproximadamente 5° de rotación del cigüeñal para un combustible con alto número de cetano (N.C. 60) y, en $9,-10^\circ$ para un combustible con número de cetano menor (N.C. 40) [39].

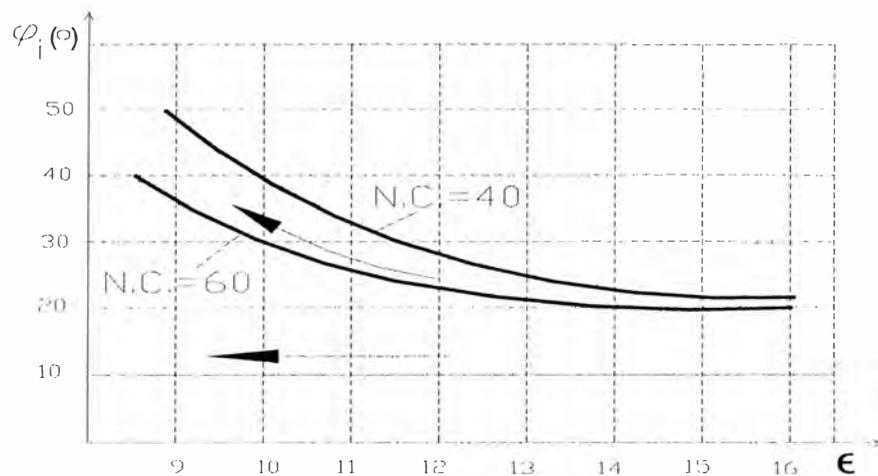


Fig. 2.17. Influencia de la disminución de la relación de compresión ϵ (ϵ_r , que depende del cierre de de la válvula de admisión) sobre el período de retraso de encendido (φ_i), [39].

El aumento del período de retraso del encendido de la mezcla (τ_i , en segundos), en iguales condiciones, puede también depender de la disminución de la concentración de oxígeno $C(O_2)$ en la carga (ver la fig. 2.18), debido al empeoramiento del proceso de barrido en los regímenes de cargas parciales, cuando las fases de intercambio de gases no son óptimos [20]. Es decir que, la concentración de oxígeno disminuye porque el coeficiente de gases residuales aumenta. Respaldo a la teoría anterior (ver la fig. 2.19) indicamos que, el incremento de la concentración de dióxido de carbono en la carga $C(CO_2)$ incrementa el

tiempo de retraso del encendido (τ_i), siendo este incremento mayor si el motor trabaja a bajas cargas [39].

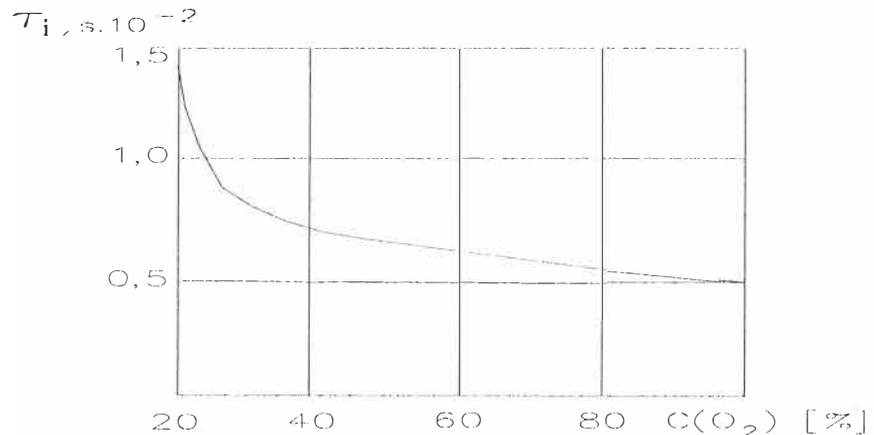


Fig. 2.18. Influencia de la concentración de oxígeno en la carga $C(O_2)$ sobre el período de retraso de encendido (τ_i), [20].

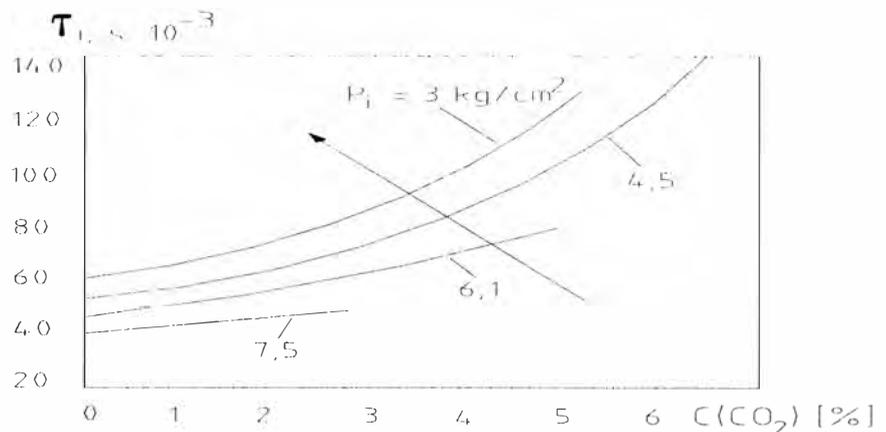


Fig. 2.19. Influencia del incremento de la concentración del dióxido de carbono $C(CO_2)$ en la carga sobre el tiempo de retraso de encendido (τ_i), [39].

Observando y analizando la fig. 2.20 podemos señalar que, la variación de la velocidad de rotación del árbol de levas de la bomba de inyección modifica el período de retraso del encendido, modificando a la vez la posición del diagrama indicado del motor con relación al PMS. La disminución de la velocidad de rotación del eje de la bomba, aumentará el período de retraso de encendido en índice de tiempo (τ_i); pero, disminuirá el mismo período de retraso en ángulo de rotación del

cigüeñal (φ_i) [39]. Es necesario conocer estos datos, cuando deseamos obtener los parámetros de regulación óptimos en los regímenes de bajas cargas y de bajas velocidades de rotación [29].

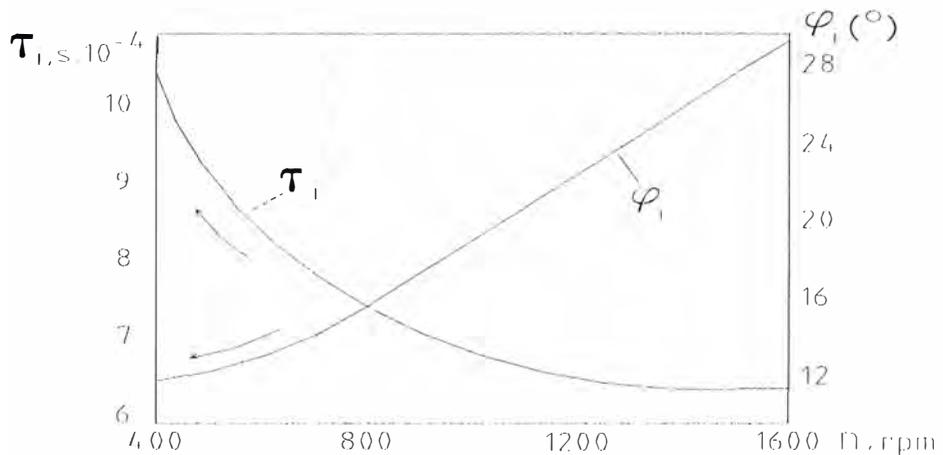


Fig. 2.20. Variación de φ_i y τ_i en función de la velocidad de rotación del árbol de levas de la bomba de inyección, [39].

2.1.6. En condiciones de altura.

Un aspecto muy importante de la calidad de un motor es su capacidad de trabajar con gran economía en diferentes condiciones no estándares; por ejemplo: trabajar en climas de alta temperatura (condiciones tropicales); trabajar en climas de baja temperatura y baja presión atmosférica (condiciones de altura), etc. [33].

En la fig. 2.21 se muestran los resultados de una investigación en condiciones de altura (3000 m.s.n.m.) comparada con una a nivel normal (500 m.s.n.m.), [1]. Sabemos que con la disminución de la carga (P_a) del motor diesel, el consumo específico de combustible aumenta (esta es una ley general). Pero, si el motor trabaja a gran altura (3000 m.), la pérdida de economía (incremento del consumo específico de

combustible, g_e) al disminuir la carga es menor que en condiciones cuando la altura no es muy grande (500 m). Los parámetros de esfuerzos térmicos de las diferentes partes del motor, al disminuir la carga, varían poco; entonces, el motor no es muy sensible a la variación de la carga en condiciones de altura (3000 - 5000 m.s.n.m.) [29].

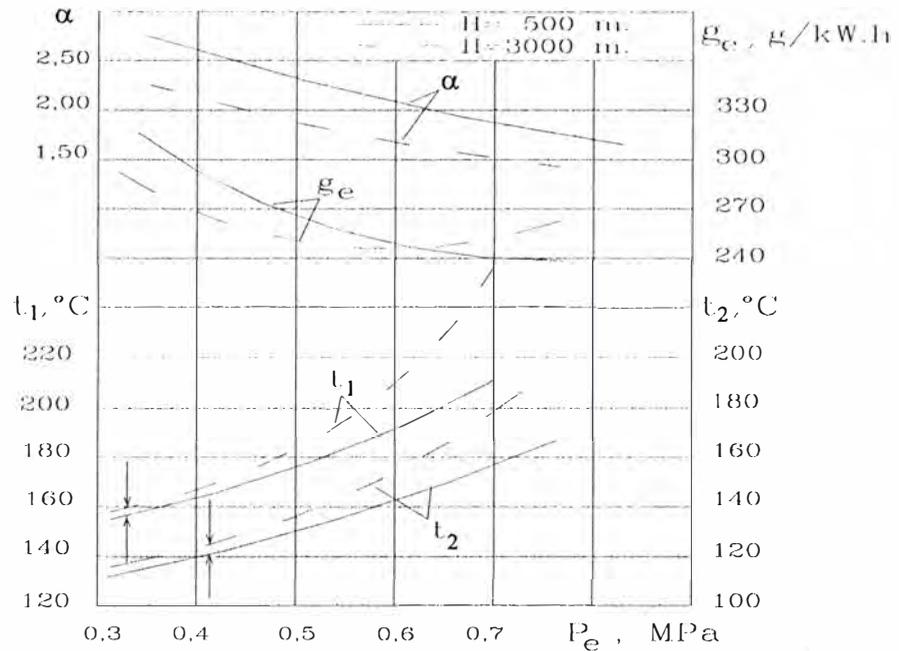


Fig. 2.21. Variación de los parámetros de funcionamiento del motor en condiciones de altura en función de la disminución de la carga (P_e), [1].

t_1 , temperatura en la cabeza del pistón.
 t_2 , temperatura en la pared del cilindro.

Taylor³ señala: When altitude changes involve limits imposed by smoke, detonation or gas-pressure stresses, indicated mep (indicated mean effective pressure) must be controlled by suitable manipulation of the throttle or fuel-pump control. Under these circumstances, fuel economy versus altitude characteristics are complex functions of fuel and engine characteristics, plus the maker's judgment on what constitutes

³Taylor C. Fayette, Taylor Edward S. The performance of unsupercharged engines. In: The internal combustion engine. 1961, [35].

safe and reliable operation [35]. Es decir que, cuando la altura cambia, implica límites impuestos por el humeado y por los esfuerzos de la presión del gas; la presión media efectiva debe controlarse por una manipulación conveniente del mecanismo de control de la bomba de combustible. Bajo estas circunstancias, las características de la economía de combustible en función de la altitud son funciones complejas de las características del motor y del combustible empleado y, además del juicio del fabricante sobre lo que constituye la operación segura y confiable del motor.

Para comprender mejor el comportamiento del motor en condiciones de altura veamos, ahora, la fig. 2.22. Podemos observar que en dependencia de α al nivel del mar (α_o para $H=0$), el motor puede trabajar hasta el nivel $\alpha_{l,h}$ con diferentes alturas. Por ejemplo, si $\alpha_o=1,8$ el motor puede trabajar hasta el nivel $\alpha_{l,h}$ a $H=3000$ m; por tanto, si la altura es mayor que 3000 m, es necesario disminuir el consumo de combustible para tener α constante o α óptimo; pero, si α se hace menor que $\alpha_{l,h}$ es necesario utilizar diferentes métodos para compensar las pérdidas de potencia en altura [15].

En los regímenes de cargas parciales, gracias a los niveles elevados de α , el motor puede trabajar con α mucho mayor que $\alpha_{l,h}$ [29]. Por ejemplo, si el motor trabaja con un $\alpha_o=2,2$, entonces el $\alpha_{l,h}$ se da a una altura $H=5000$ m.s.n.m. Por consiguiente, el motor puede trabajar en altura prácticamente en condiciones normales, sin una gran disminución de α o sin la disminución de α hasta el nivel de $\alpha_{l,h}$, en los regímenes de cargas parciales [15, 33].

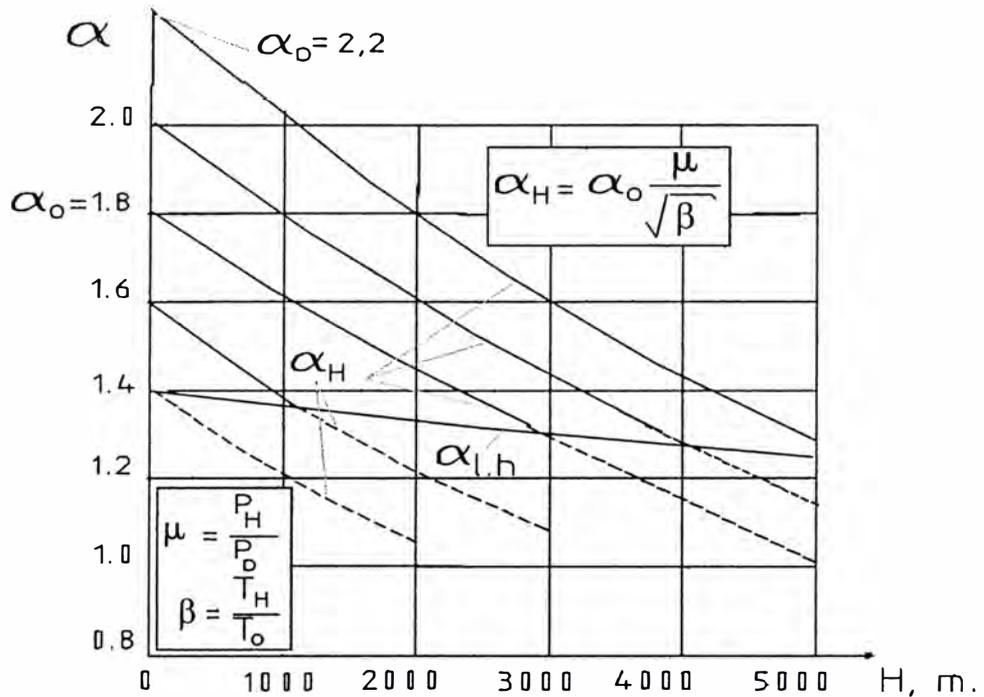


Fig. 2.22. Disminución de la sensibilidad del motor en función de la disminución de la carga (aumento de α) en condiciones de gran altura, [15].
 H , altura en metros.
 $\alpha_{l,h}$, coeficiente de exceso de aire para el límite de humos.

Por lo tanto, gracias a este análisis se deduce que, la economía del motor en los regímenes de bajas cargas depende de muchos parámetros, por ejemplo: De las curvas características del trabajo del motor con diferentes temperaturas del motor (de agua o de aceite), del forzamiento del motor (con o sin sobrealimentación), de las fases del intercambio de gases, de las particularidades constructivas del motor (por ejemplo, la relación de compresión ϵ , la presencia de reguladores, etc.); pero una gran influencia sobre los parámetros del motor, en estos regímenes, ejerce el sistema de inyección de combustible; es por eso que, en la siguiente parte teórica, se analizará las particularidades del proceso de trabajo del sistema de alimentación de combustible, en los regímenes de vacío y de cargas parciales.

2.2. Particularidades de los procesos de trabajo del sistema de alimentación de combustible del motor diesel.

En este punto analizaremos el trabajo de los sistemas de inyección de tipo separado, estos sistemas tienen una bomba de inyección, una línea de impulsión (LAP) y un inyector cerrado. Este sistema es el más apropiado para diferentes motores diesel de transporte [29]. Sin embargo, este tipo de sistema de suministro de combustible presenta algunas características negativas; por ejemplo, al disminuir la carga (disminuir el suministro de combustible), las posibilidades de corrección decrecen. Si el motor diesel no usa diferentes métodos de corrección de las características de suministro de combustible, pierde su capacidad de adaptabilidad a la nueva carga; disminuyendo, por consiguiente, el coeficiente de adaptabilidad K_m e incluso puede llegar a ser menor que 1 ($K_m = M_{e \text{ máx}} / M_{e \text{ nom}}$). También empeora la estabilidad del régimen de funcionamiento del motor, disminuyendo así el factor de estabilidad F_g [$F_g = (\Delta M_c - \Delta M_e) / \Delta n$] [21]. En este caso, tenemos que emplear reguladores más complejos y por lo tanto más costosos [29].

2.2.1. Influencia de diversos factores sobre los parámetros de funcionamiento del sistema de inyección de combustible.

Si no tenemos estos métodos de regulación, el motor trabaja inestablemente, con desigualdad de suministro cíclico de combustible por cilindro en función de tiempo, con inestabilidad de velocidad y de carga, disminuyendo su rendimiento y aumentando el consumo de combustible [21], ver la fig. 2.23.

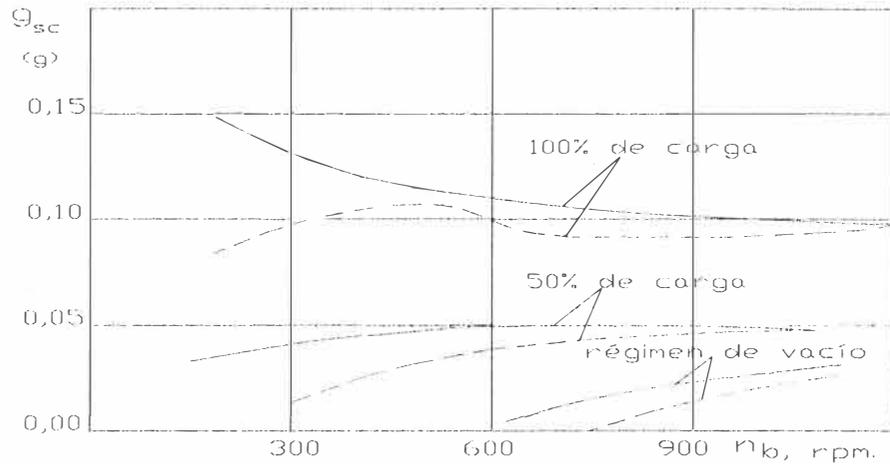


Fig. 2.23. Característica de velocidad de la bomba de inyección de combustible del motor diesel para diferentes cargas, [21].
 ----- con válvula impelente de volumen de descarga constante.
 ————— con válvula correctora.

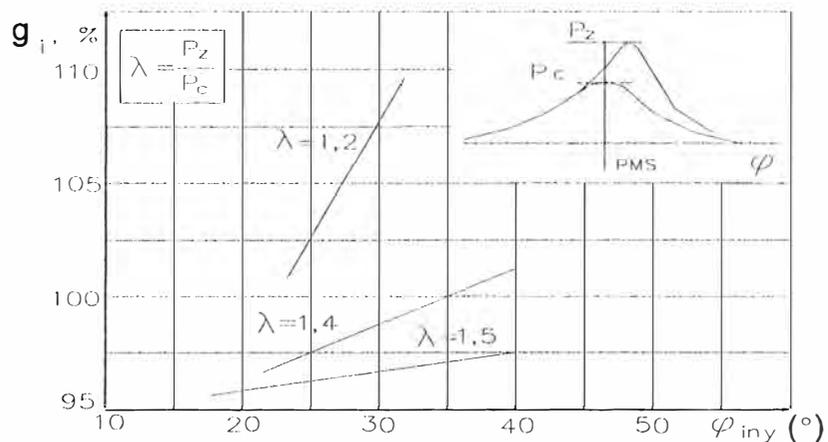


Fig. 2.24. Influencia del período de inyección de combustible (φ_{iny}) sobre el consumo específico indicado de combustible (g_i), [1].

Los índices dinámicos de la inyección del combustible (el periodo de inyección φ_{iny} , la velocidad de inyección $\varphi_{iny}/d\varphi$) también influyen en los parámetros de economía del motor (ver la fig. 2.24). En esta figura se muestra que el aumento del periodo de inyección, con λ constante, incrementa el consumo específico indicado de combustible (g_i) (sin variar el consumo cíclico de combustible), [1]; en los regímenes de bajas cargas, la velocidad de inyección disminuye, por lo tanto aumenta el

período de inyección, incrementándose a la vez el tiempo de combustión φ_d ; esto último conlleva a la disminución de la velocidad de combustión $(d\varphi_d/d\varphi)$ y así se incrementa el consumo de combustible específico g_e [1] (ver la fig. 2.25).

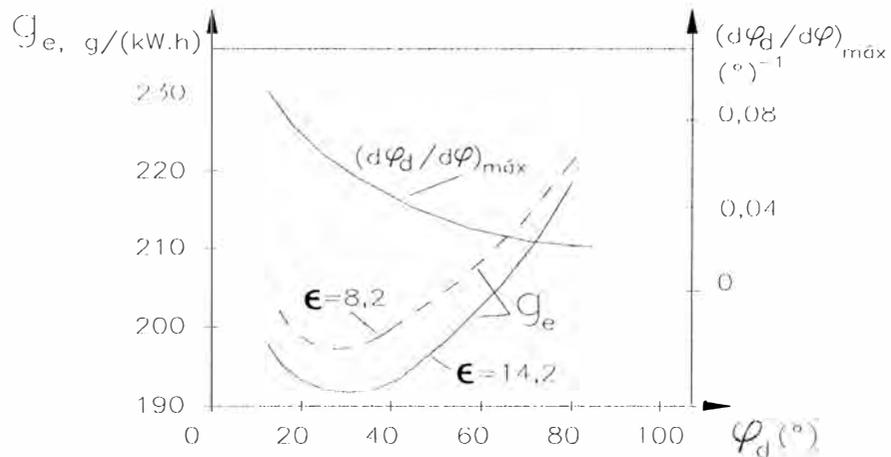


Fig. 2.25. Influencia del tiempo de combustión (φ_d) sobre la economía del motor diesel (g_e), [1].

Si el motor trabaja con cargas parciales, especialmente con bajas velocidades de rotación, el tiempo (período) de inyección aumenta porque en este proceso se presenta la inyección intermitente, debido a que la posición (levantamiento) de la aguja es inestable [23] (ver la fig. 2.26).

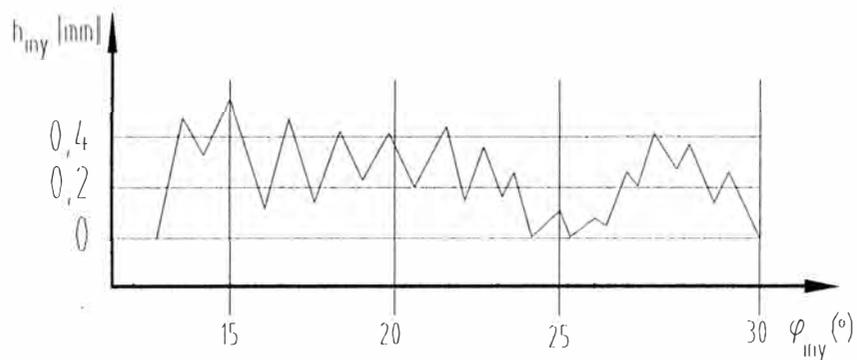


Fig. 2.26. La característica del levantamiento de la aguja del inyector (h_{iny}) de un motor diesel (4 tiempos, de 6 cilindros, D/S:250/340 mm/mm.) para bajas velocidades de rotación, [23].

En los regímenes de vacío, la inestabilidad de los procesos de trabajo del sistema de inyección se relaciona con la variación del consumo de combustible cíclico (inyección intermitente para diferentes ciclos) [29].

Un parámetro muy importante que influye en el proceso de suministro de combustible, especialmente en los regímenes de bajas cargas, es la presión residual del combustible en la línea de alta presión (P_{res}). Durante el trabajo del motor, la presión residual del ciclo ($P_{res\ i}$) es la presión inicial del siguiente ciclo ($P_{inic\ i+1}$); entonces, si las presiones residuales varían ($P_{res.1}$, $P_{res. 2}$, $P_{res\ 3}$, etc.) tendremos variaciones del consumo de combustible cíclico y, también de las características de consumo de combustible [22, 34] (ver la fig. 2.27).

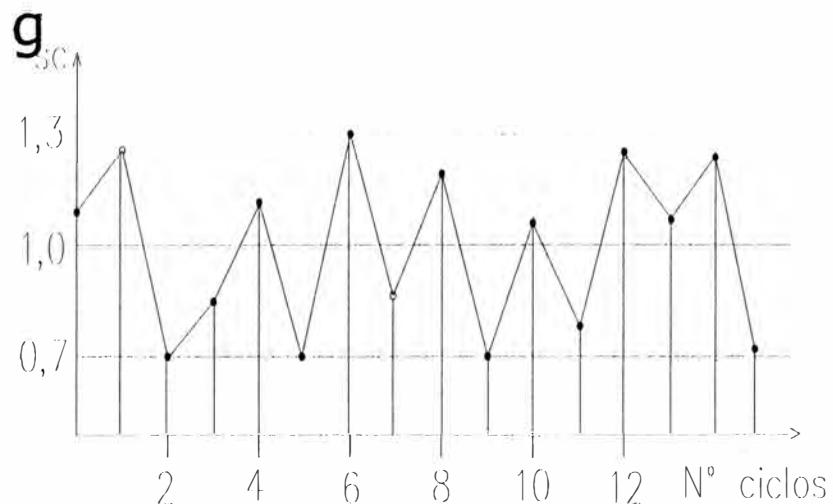


Fig. 2.27. Variación (inestabilidad) del consumo cíclico de combustible para diferentes ciclos, [22].

Sabemos que la disminución de la velocidad de rotación incrementa el tiempo de inyección; pero además, esta disminución tiende a reducir la presión de inyección y, por tanto, el consumo cíclico de combustible también disminuye [21] (ver la fig. 2.28).

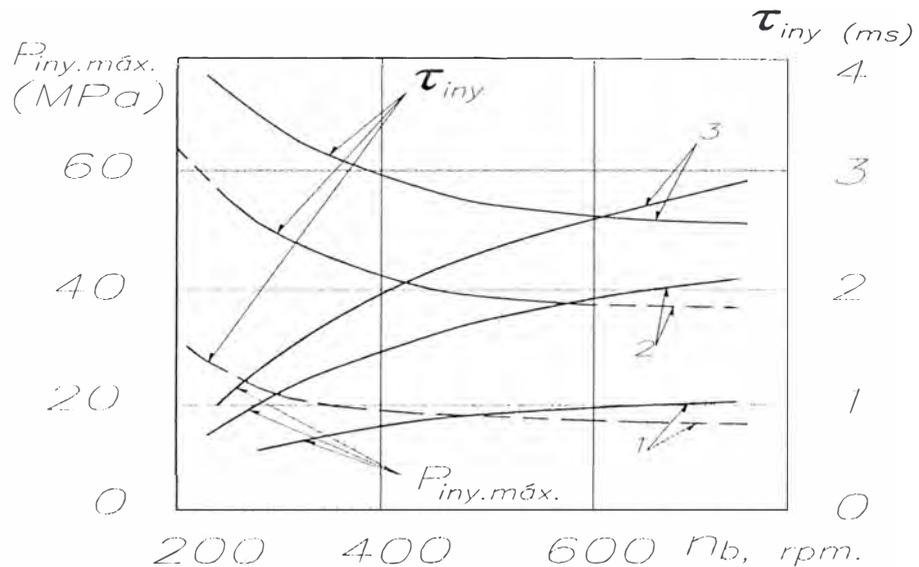


Fig. 2.28. Disminución de la presión de inyección de combustible y aumento de la duración de la inyección en función de la disminución de la velocidad de rotación y del volumen de suministro cíclico; [21]:
 1. $V_{sc} = 40 \text{ mm}^3$; 2. $V_{sc} = 100 \text{ mm}^3$; 3. $V_{sc} = 160 \text{ mm}^3$.

El análisis de las características de inyección demuestra que al disminuir el suministro cíclico de combustible, la duración de la inyección decrece; los instantes reales de inyección cambian en correspondencia con la variación de las fases geométricas (se retrasa el inicio y se adelanta el fin de la inyección) y las presiones máximas de inyección disminuyen [13].

En los regímenes de bajas cargas y de bajas velocidades, la presión de gases dentro del cilindro también disminuye; esto último sumado a la baja presión de inyección, en estos regímenes, hacen que el proceso de pulverización de combustible sea deficiente [29]. Si la presión en el cilindro disminuye, el diámetro de las gotas (partículas) de combustible crece, empeorando el proceso de pulverización de combustible. Por lo tanto, y como se puede ver en la fig. 2.29, la cantidad de gotas de combustible atomizado de mayor diámetro crece si la presión en el cilindro disminuye [20].

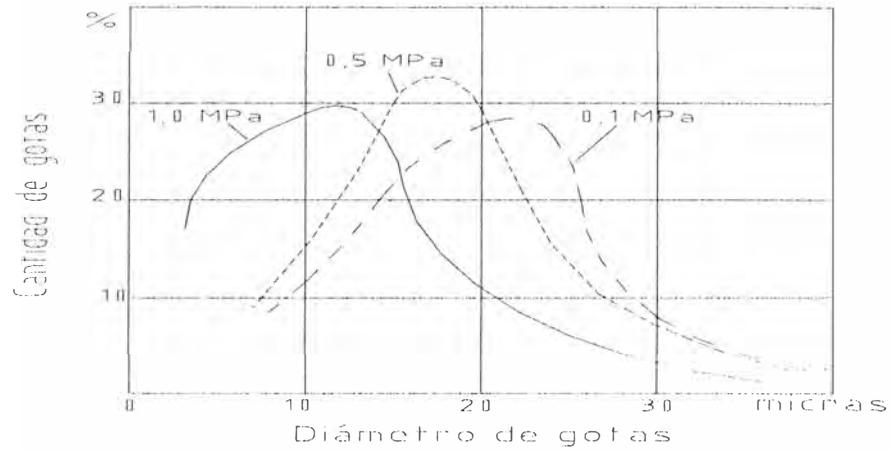


Fig. 2.29. Las características de pulverización de combustible para diferentes presiones en el cilindro, [20].

La disminución de la presión de inyección también hace crecer el diámetro de las partículas (gotas) de combustible (ver la fig. 2.30). Por tanto, al disminuir la presión de inyección, el diámetro medio de las partículas de combustible pulverizadas crece y la calidad de formación de la mezcla empeora [20].

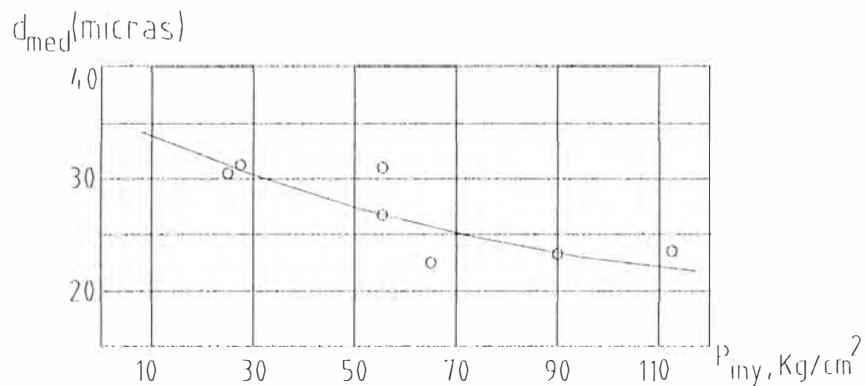
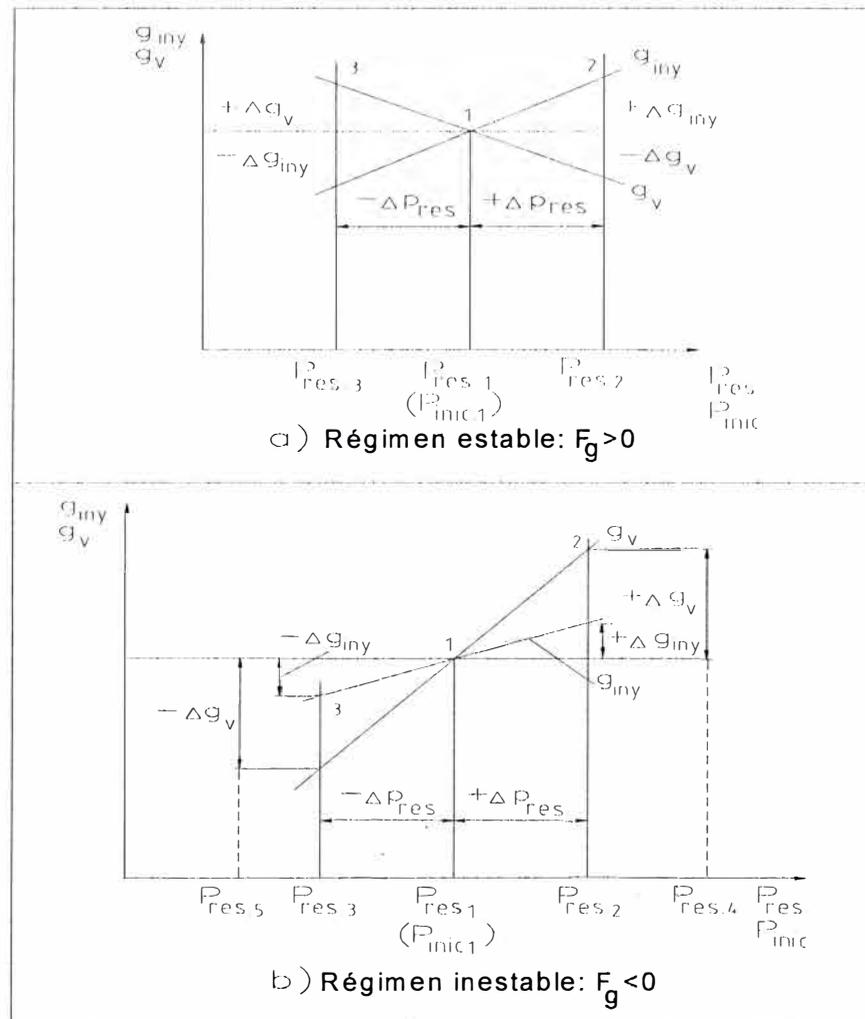


Fig. 2.30. Variación del diámetro medio de las partículas de combustible pulverizado en función de la presión de inyección, [20].

2.2.2. Inestabilidad del trabajo conjunto bomba de inyección - inyector.

Otra causa del trabajo inestable del sistema de inyección es la inestabilidad relacionada con la variación de la presión residual y la

presión inicial [29]. En la fig. 2.31, presentamos 2 características de suministro de combustible, una desde el inyector (g_{iny}) y, la otra desde la válvula impelente (g_v), para 2 regímenes de trabajo conjunto bomba-



inyector: El régimen estable (a) y el régimen inestable (b) .

Fig. 2.31. Las características del trabajo conjunto de la bomba de alta presión y el inyector, [29]:
 a. Régimen estable,
 b. Régimen inestable.

En las características (a) se observa que, el conjunto bomba-inyector trabaja en el régimen del punto 1 cuando $g_{iny1} \cong g_{v1}$, con una presión residual $P_{res.1}$ que es la presión inicial $P_{inic.1}$ para el ciclo

siguiente. Si el régimen varía hasta el punto 2, la presión residual crece hasta $P_{res.2}$ y, será igual a $P_{inic.2}$. En este régimen, el consumo de combustible desde el inyector es mayor que el de la válvula impelente, consecuentemente la presión residual disminuirá. Es decir, la presión residual puede disminuir ya que el combustible se encuentra acumulado en el volumen de la línea de alta presión. Este volumen de combustible tiene una presión mayor, que es la $P_{res.2}$, la cual servirá para aumentar el consumo de combustible desde el inyector (g_{iny}). Por lo tanto, el régimen de trabajo regresa al punto 1 donde, la $P_{res.1} \cong P_{inic.1}$ y el $g_{iny1} \cong g_{v1}$.

Si accidentalmente se tiene una variación desde el punto 1 hasta el punto 3, en este punto; el $g_{iny} < g_v$ y la $P_{res.3} < P_{res.1}$. El suministro de combustible al cilindro será menor; así, la cantidad restante de combustible ($g_v - g_{iny}$) se encuentra en la línea de alta presión que, en este caso, trabaja como un acumulador hidráulico y, la presión inicial del ciclo nuevo aumentará hasta el nivel de $P_{inic.1}$, regresando hasta el punto 1. En el punto 1, el régimen es estable y se puede caracterizar por el factor de estabilidad, $F_g > 0$.

$$F_g \cong (\Delta g_{iny} - \Delta g_v) / \Delta P_{res.} > 0$$

En las características (b) podemos apreciar que si trabajamos en el punto 1 y se produce una variación accidental hasta el punto 2, entonces el $g_v > g_{iny}$ y la $P_{res.2} > P_{res.1}$; la cantidad restante de combustible ($g_v - g_{iny}$) que se encuentra en la línea de alta presión, aumenta la presión residual hasta un nivel en que la $P_{res.4} > P_{res.2}$; así, el régimen no regresa al punto 1 y se aleja de este punto. Por otro lado y en la misma característica (b), al variar accidentalmente el régimen de trabajo desde el punto 1 al punto 3, donde el $g_v < g_{iny}$, la presión residual disminuye, aún más, hasta un

nivel donde la $P_{res.5} < P_{res.3}$ y, así, el régimen se aleja mucho más del punto 1. Estos procesos se caracterizan por tener un factor de estabilidad menor que cero ($F_g < 0$); por lo tanto, los regímenes de trabajo son inestables.

Tenemos las siguientes fórmulas para estos regímenes inestables:

Para el punto 2:

$$F_g \cong (\Delta g_{iny} - \Delta g_v) / \Delta P_{res} < 0$$

Para el punto 3:

$$F_g \cong [-\Delta g_{iny} - (-\Delta g_v)] / (-\Delta P_{res}) < 0$$

2.3. Toxicidad de los gases de escape en los regímenes de cargas parciales y de vacío.

Ferrari⁴ sostiene que: La maggior parte dell'energia utilizzata dalla società industriale viene attualmente prodotta, bruciando combustibili fossili in impianti termici, alla cui famiglia appartengono anche i motori a combustione interna. Essi aspirano aria dall'atmosfera e vi scaricano i prodotti della combustione, alterandone così l'equilibrio naturale (inquinamento atmosferico) [5]. A nuestro entender señala que, actualmente la mayor parte de la energía utilizada por la sociedad industrial se produce quemando combustibles fósiles en implantaciones térmicas, de los cuales forman parte los motores de combustión interna. Estos aspiran aire de la atmósfera y descargan los productos de la combustión, alterando así el equilibrio natural (contaminación atmosférica).

⁴Ferrari, Giancarlo. Formazione e controllo degli inquinanti. In: Motori a combustione interna. 1995, [5].

La toxicidad de los gases de escape en los motores diesel depende mucho de los procesos de inyección, formación de la mezcla y de combustión; éste último es de suma importancia y depende fundamentalmente del tipo la de cámara de combustión empleada [29].

Observando la fig. 2.32 [16], se puede hacer un análisis de la influencia de la disminución de la carga en los motores diesel, tanto de cámaras separadas (inyección indirecta) como de cámaras no separadas (inyección directa), sobre la toxicidad y humeado de los gases de escape:

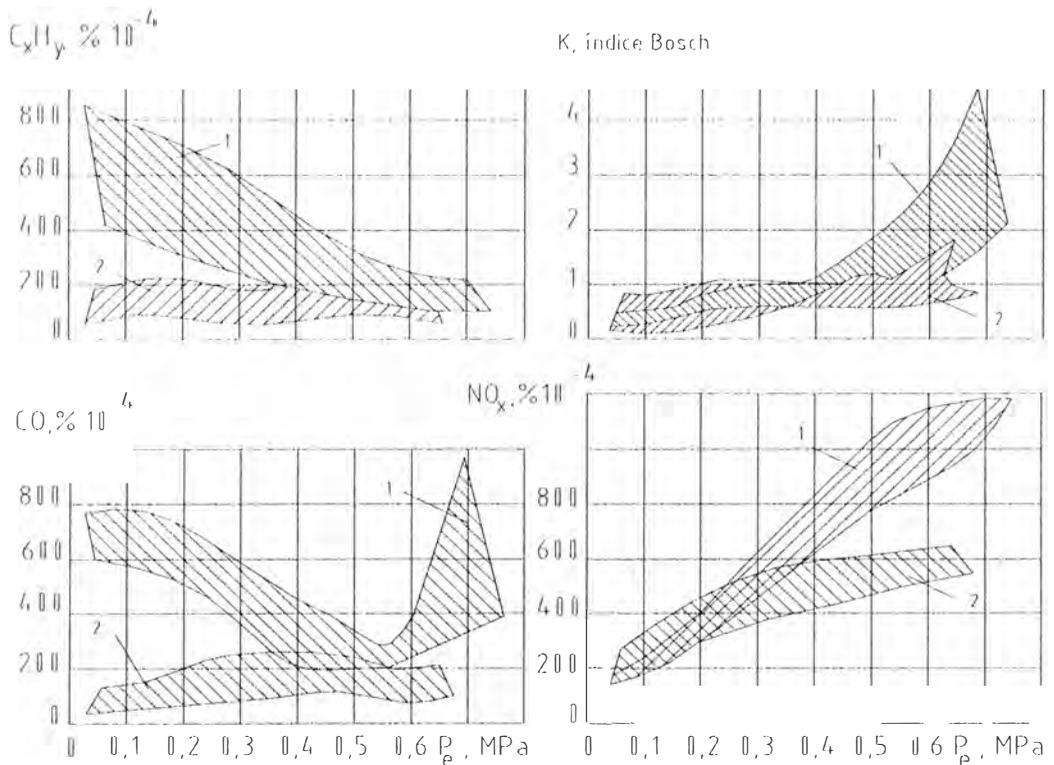


Fig. 2.32. Influencia de la disminución de la carga sobre el humeado y la toxicidad de los gases de escape en los motores diesel ($n = 1000 \dots 2500$ rpm), [16]:
 1. Motor diesel con cámara de combustión no separada (inyección directa),
 2. Motor diesel con cámara de combustión separada (inyección indirecta).

Los hidrocarburos (C_xH_y) expelidos en los gases de escape, resultado de una combustión incompleta, representan la mezcla de unas cuantas centenas de compuestos químicos, que tienen olor desagradable. Las emisiones de C_xH_y causan muchas enfermedades crónicas. La proporción de los hidrocarburos en

los gases tóxicos aumenta cuando el motor trabaja con bajas cargas, especialmente en vacío; ya que en estos casos, empeora la turbulencia de la carga de aire, se dificulta la inflamación por las temperaturas bajas en el cilindro, el proceso de formación de la mezcla es deficiente y disminuye la velocidad de combustión [28]. Observando la figura deducimos que el incremento de las emisiones de C_xH_y , al disminuir la carga, es mayor en los motores de inyección directa que en los de cámara separada.

El monóxido de carbono (CO) se forma como consecuencia de la mala pulverización del combustible, de la reacción de la llama fría, así como de la disociación del dióxido de carbono a altas temperaturas; cuando se quema en atmósfera de oxígeno, continua quemándose hasta formar el dióxido de carbono; a veces el proceso de combustión del CO prosigue en el conducto de escape [28]. La emisión del CO en los gases de escape de los motores diesel con cámaras no separadas, aumenta mucho con la disminución de la carga y, en los motores con cámaras separadas prácticamente no existe incremento [16]. Durante el funcionamiento de los motores diesel, la concentración del CO en los gases de escape no es significativa; por lo tanto, sólo se toma en consideración para los motores gasolineros [28].

Los óxidos de nitrógeno (NO_x) son los componentes normados más tóxicos de los gases de escape en los motores diesel, requieren principalmente de altas temperaturas en la cámara de combustión para su formación [28]. Es así que al disminuir la carga disminuye rápidamente su formación, especialmente con los de cámaras no separadas [16].

El hollín es producto de la descomposición térmica (pirólisis) de hidrocarburos en estado gaseoso (vapor) con alimentación insuficiente o carente de oxígeno. Varios factores concurren en su formación: La temperatura

y la presión en la cámara de combustión, el tipo de combustible, la proporción entre el combustible y el aire (coeficiente de exceso de aire) y, las particularidades estructurales del motor [28]. La cantidad de hollín depende considerablemente de la temperatura en la zona de combustión; a medida que la temperatura y la presión suben, esta cantidad sube drásticamente. Su formación también depende de las propiedades del combustible; cuanto más elevada es su relación C/H, tanto más elevada es la emisión y; cuanto mayor es el peso molecular de los hidrocarburos saturados y no saturados con cadenas directas, tanto mayor es la velocidad de formación de hollín [28].

En los regímenes nominales de funcionamiento, con altas presiones y altas temperaturas en la cámara de combustión, la emisión de hollín es grande. Si la carga disminuye, su formación se reduce; esta reducción es más notoria en los motores de inyección directa y, considerable en los de cámara separada [16].

Según Taylor⁵: Smoke at low fuel-air ratios, that is, at very light loads and at idling, is not uncommon. Smoke under these conditions is due to difficulties associated with injection of minute fuel quantities, with relatively cool cylinder-wall surfaces [35]. En efecto, de acuerdo a nuestra traducción, el humeado a pequeñas relaciones de combustible-aire, es decir, a cargas pequeñas y en vacío, no es raro. El humeado bajo estas condiciones es debido a las dificultades asociadas a los procesos de inyección con pequeños suministros de combustible, con las superficies de la pared del cilindro relativamente frías.

En general, los procesos de trabajo de los motores diesel en los regímenes de vacío y de cargas parciales son deficientes; porque los procesos de inyección de

⁵Taylor C. Fayette, Taylor Edward S. Combustion in Diesel engines. In: The internal combustion engine. 1961, [35].

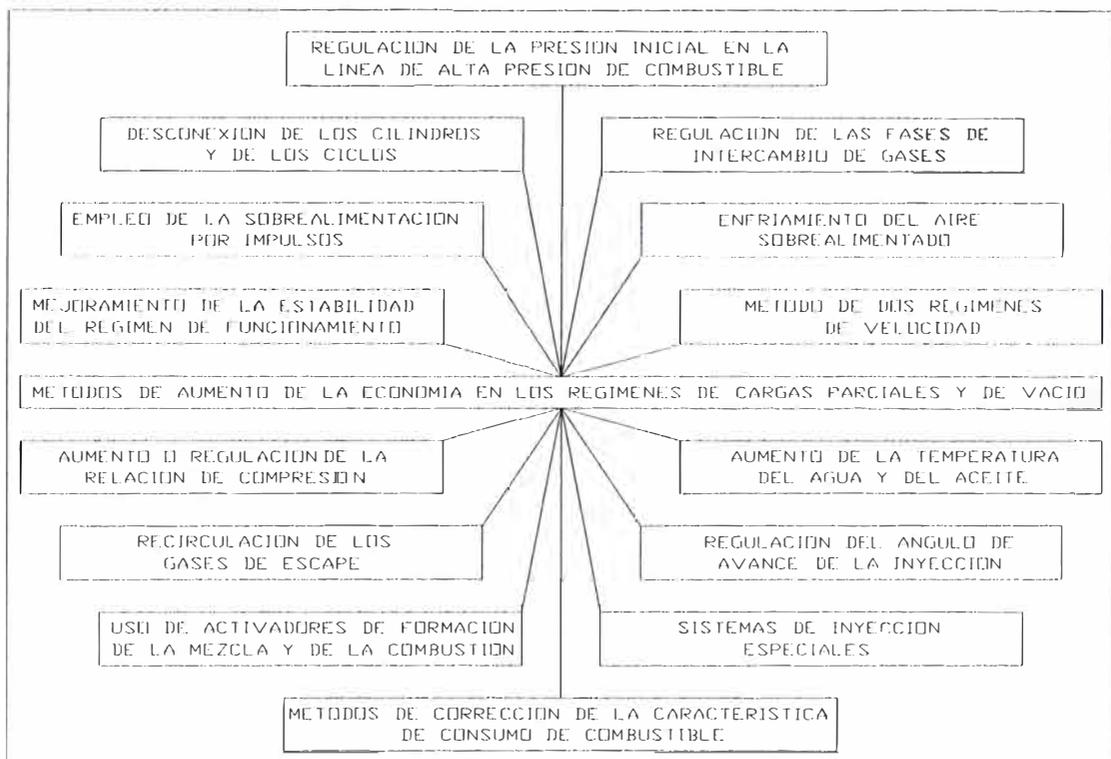
combustible, de formación de la mezcla y de combustión también lo son. En estos regímenes, la eficiencia indicada disminuye debido a que aumentan el tiempo de inyección y el período de retardo a la inflamación, desplazando el inicio de la combustión hasta después del punto muerto superior; disminuyendo, además, la velocidad de combustión. Lo anteriormente mencionado hace que los índices económicos y de potencia disminuyan y, los de toxicidad empeoren [29]. Así, analizando las particularidades del proceso de trabajo del motor diesel y de su sistema de inyección, en los regímenes de cargas parciales y de vacío, podemos señalar que: Una muy buena oportunidad para mejorar u optimizar estos índices y parámetros, en estos regímenes, es el empleo de la regulación de la presión inicial en la línea de alta presión del sistema de inyección de combustible, el cual será estudiado en el capítulo IV.

CAPITULO III

METODOS DE AUMENTO DE LA ECONOMIA DE COMBUSTIBLE DEL MOTOR DIESEL EN LOS REGIMENES DE CARGAS PARCIALES Y DE VACIO

Existen diferentes métodos y medios para la disminución del consumo de combustible en los regímenes de cargas parciales y de vacío. En el cuadro 3.1 hacemos mención generalizada de los diferentes métodos para aumentar la economía en estos regímenes. Es posible la existencia de otras, pero los más importantes son mencionados en este cuadro [29].

CUADRO 3.1. METODOS DE AUMENTO DE LA ECONOMIA DE COMBUSTIBLE EN LOS REGIMENES DE CARGAS PARCIALES Y DE VACIO.



3.1. Métodos de corrección de la característica de velocidad del sistema de inyección de combustible.

Los siguientes medios y métodos para corregir la característica de velocidad del sistema de suministro de combustible son los más difundidos y aplicados a los motores diesel [4, 21]:

1. Variación de la posición del limitador de carrera de la cremallera de la bomba de inyección en función de la velocidad de rotación y de otros parámetros dependientes de la velocidad (corrector de consumo de combustible).
2. Variación del coeficiente de llenado del volumen de suministro de la bomba de inyección (regulación de las pérdidas hidráulicas en la entrada).
3. Variación de la característica de suministro de combustible del inyector (rebose del consumo de combustible mediante una válvula by-pass del inyector hacia la línea de impulsión, con consumo de combustible constante de la bomba de inyección).
4. Variación de la velocidad de inyección de combustible (por ejemplo, la utilización de un resorte de compensación sobre el émbolo de la bomba de inyección para disminuir su velocidad en altas rotaciones y así disminuir la cantidad de combustible suministrado).
5. Variación de la presión residual (inicial) en la línea de alta presión (LAP) (corrección hidráulica empleando válvulas impelentes correctoras de diferentes construcciones):
 - a) Con el volumen de descarga constante en LAP.
 - b) Con el volumen de descarga variable en LAP
 - c) Con la presión de descarga constante en LAP.

d) Con la presión de descarga variable en LAP.

6. Variación de la presión inicial en la línea de alta presión (desde, a través o hacia otra fuente de presión): Método de ciclo activo, $P_{inic} > P_{res}$ o método de ciclo pasivo, $P_{inic} < P_{res}$. Método de regulación de la presión inicial (RND).

7. Métodos mixtos (combinados).

Del análisis de los diferentes métodos de corrección de las características de suministro cíclico de combustible se observan las siguientes desventajas [4, 6]:

El primer método tiene como inconveniente que la disminución de la velocidad, al variar la posición de la cremallera, trae consigo un gran incremento de la duración del tiempo de inyección y, por lo tanto, la economía del motor disminuye y, se intensifica el humeado. Otro inconveniente es que, con este método, no podemos corregir las características de cargas parciales del motor diesel.

Al segundo método le es propio la disminución del ángulo de avance de la inyección con el aumento de la velocidad de rotación, y debido a que se necesita tener un nivel de economía es preciso utilizar un sistema adicional automático para poder aumentar el ángulo de avance de inyección de combustible en los regímenes de altas velocidades de rotación; entonces el sistema puede ser muy complicado. Mediante la corrección - reducción de la entrada en la bomba de inyección se forma una depresión sobre el émbolo de la bomba y, puede presentarse la evaporación de combustible; por lo tanto, en el inicio del proceso de inyección se produce cavitación, que hace disminuir la velocidad de inyección, empeorando la calidad de atomización de combustible. Estos parámetros influyen negativamente, especialmente, en los regímenes de bajas cargas.

El método 3 corrige el consumo de combustible utilizando una derivación (by-pass) en la línea de inyección al aumentar la velocidad de rotación de la bomba de inyección, permitiendo que el tiempo de inyección sea prácticamente constante al disminuir el consumo de combustible. En función de esto, la velocidad de inyección disminuye en los regímenes de altas revoluciones y, por tanto, el rendimiento del motor disminuye.

En los métodos, segundo y tercero, se necesita una mayor potencia para el trabajo de la bomba de inyección. Existen pocas realizaciones del método 4, por que la construcción de este sistema es muy difícil y, además, al utilizar este método se incrementa la inyección de combustible.

Se conoce el uso de diferentes válvulas correctoras (métodos 5) para variar la presión residual en la línea de alta presión. Al variar la presión residual, simultáneamente varía la presión inicial del ciclo siguiente; la variación de estos parámetros nos permite variar el consumo de combustible cíclico. Realmente si disminuimos rápidamente la presión residual, siendo la descarga en la línea de alta presión muy grande (debido al volumen de descarga constante de la válvula impelente), la presión inicial disminuye, influyendo en la disminución del consumo de combustible del siguiente ciclo; también disminuye la velocidad de inyección, las presiones media y máxima del ciclo decrecen, aumentando las posibilidades de cavitación en el sistema de inyección. Es evidente que con este método, la culminación de la inyección es muy rápida; así que, después de la inyección principal no habrán subinyecciones (inyecciones adicionales después de la inyección principal). Con un buen aumento de la presión residual y por tanto de la presión inicial, podemos aumentar el consumo de combustible cíclico pero, también la posibilidad de subinyecciones posteriores [34].

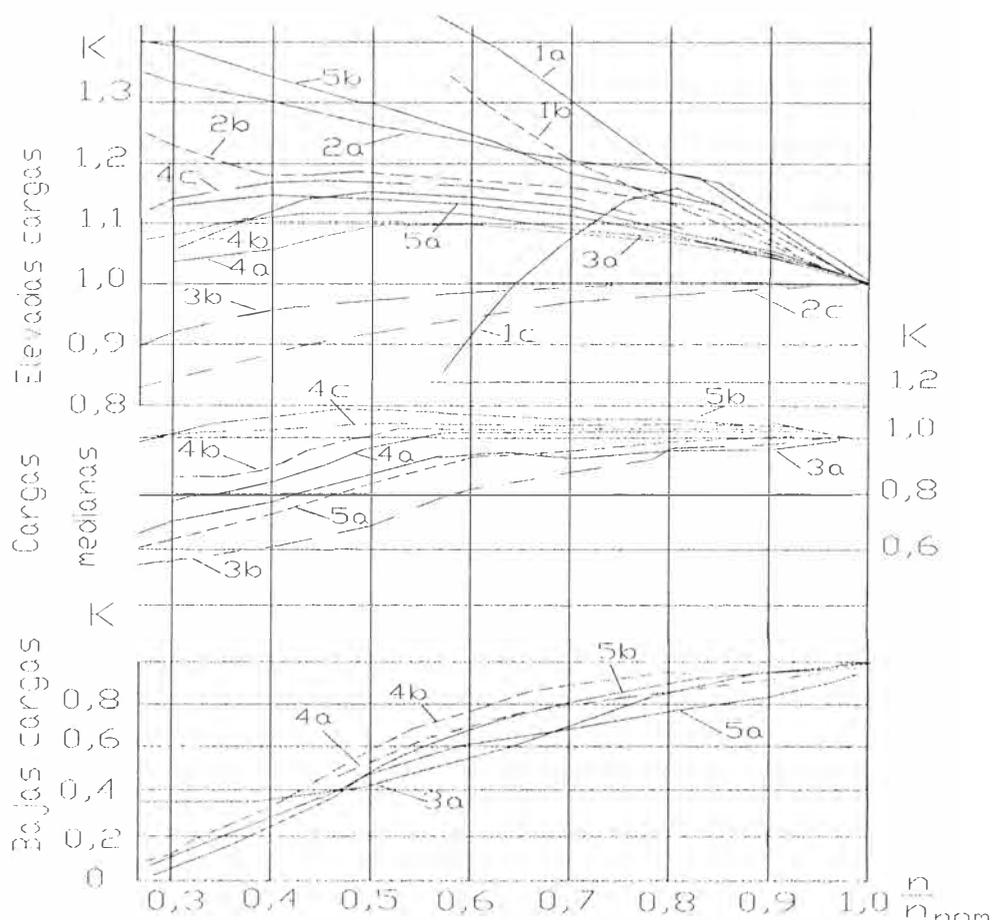


Fig. 3.1. Posibilidades de corregir las características de velocidad de diferentes sistemas de suministro de combustible, mediante diversos métodos y medios de corrección; [4]:

1. Bomba de inyección ND22/6B4 del motor diesel SMD-62 de 6 cilindros, de 4T, sobrealimentado, D/S:130/115 mm/mm.
 - a) Con corrector de suministro de combustible.
 - b) Con limitador de cremallera no regulable.
 - c) Con limitador de cremallera regulable (variable).
2. Bomba de inyección UTN-5 del motor diesel D-240 de 4 cilindros, de 4T, sobrealimentado, D/S:110/125 mm/mm.
 - a) Con válvula correctora (diámetro del orificio de corrección=1mm.).
 - b) Con válvula correctora (diámetro del orificio de corrección=0,73mm).
 - c) Con válvula impelente serial (normal).
3. Bomba de inyección del motor diesel YAMZ-240 ($i=12V$; 4T; D/S:130/140 mm/mm., sobrealimentado)
 - a) Con válvula de corrección tubular
 - b) Con válvula impelente de alabes.
4. Bomba de inyección de un motor diesel ($i=6$, de 4T, sobrealimentado; D/S: 210/210 mm/mm.) con válvulas impelentes de diferente volumen de descarga (V_{desc}).
 - a) Con $V_{desc} \cong 328 \text{ mm}^3$
 - b) Con $V_{desc} \cong 271 \text{ mm}^3$
 - c) Con $V_{desc} \cong 196 \text{ mm}^3$
5. Bomba de inyección 6TN9/10 del motor diesel A1T de 6 cilindros, de 4T, 120/130 mm/mm.
 - a) Sin válvula reguladora de presión en la línea de impulsión.
 - b) Con válvula reguladora de presión en la línea de impulsión.

Si queremos tener la característica racional del motor, tanto en función de la potencia como de la economía, es posible utilizar diferentes válvulas correctoras con presión residual constante o presión inicial constante, para diferentes regímenes de trabajo, o tener la variación de la presión residual; por ejemplo, en función de la carga o posición de cremallera. Pero el uso de este método tiene un factor negativo, debido a que no se pueden regular la presión residual y la presión inicial independientemente [34]. En los sistemas 6, de regulación de la presión inicial, es posible obtener una buena presión inicial para mejorar las características de inyección y de consumo de combustible. La presión residual puede ser baja y mucho menor que la presión inicial, lo que es necesario para finalizar rápida y correctamente el proceso de inyección. También se puede regular la presión inicial mediante otra fuente y así, estabilizar los procesos de inyección en diferentes regímenes [11].

Como se puede apreciar en la fig. 3.1 (siendo K, coeficiente de corrección de la característica de velocidad), las posibilidades de corregir estas características disminuyen en los regímenes de bajas cargas [4]. Las posibilidades de corregirlas dependen de la construcción y estructura del sistema de suministro de combustible (de la bomba de inyección, del inyector, de la línea de impulsión, etc.). Un método efectivo de corrección de estas características es la regulación de la presión inicial (ver capítulo IV).

3.2. Aumento de la estabilidad del régimen de funcionamiento y del coeficiente de adaptabilidad del motor.

La curva característica del consumo de combustible específico (g_e) en función de la velocidad de rotación (n) presenta la tendencia no lineal tal como

se muestra en la fig. 3.2. El aumento de la estabilidad de los regímenes de trabajo del motor diesel con su consumidor, puede estabilizar la velocidad de rotación del cigüeñal y, por tanto, disminuir el consumo de combustible [24].

Si el motor trabaja inestablemente en el rango de velocidad ($\Delta n = n_1 - n_2$), su consumo específico de combustible varía en el rango ($g_{e1} - g_{e2}$), entonces el consumo específico de combustible es $g_{e,med}$. Si la velocidad de rotación del cigüeñal es estable y permanece en n_{med} constante, entonces el consumo de combustible es $g_{e,med}^1$, que es menor que $g_{e,med}$, por tanto el consumo de combustible disminuye (ver fig. 3.2). Así, $g_{e,med}^1 < g_{e,med}$

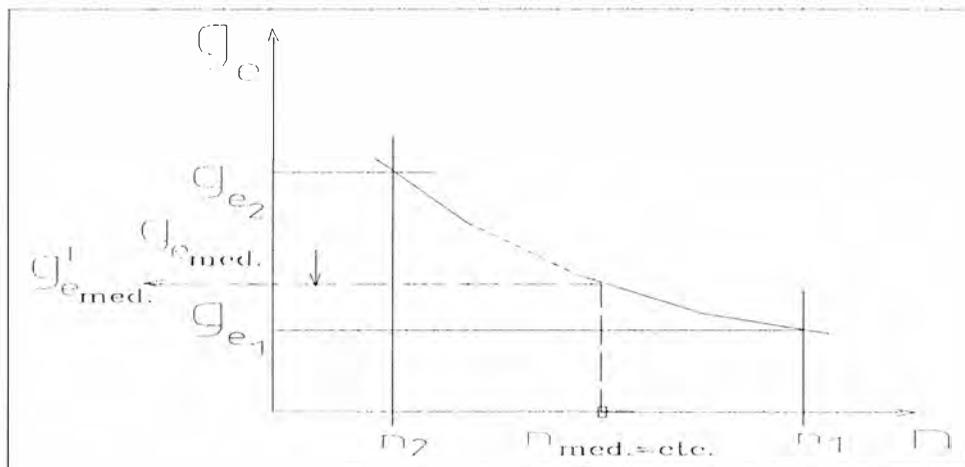


Fig. 3.2. Influencia de la estabilidad de la velocidad de rotación del cigüeñal (n) sobre la disminución del consumo específico de combustible (g_e), [24].

Una dependencia análoga en la economía del motor se da si la carga es estable (ver la fig. 3.3) [24]; esto es muy importante, sobre todo, para los regímenes de bajas cargas. Si el motor trabaja variando de la carga en el tramo $P_{e1} - P_{e2}$, entonces su consumo de combustible específico varía desde $g_{e1} - g_{e2}$, y su consumo de combustible es $g_{e,med}$. Si el motor trabaja con carga media constante $P_{e,med}$, su consumo específico de combustible será $g_{e,med}^1$ que es menor que $g_{e,med}$. Así, $g_{e,med}^1 < g_{e,med}$.

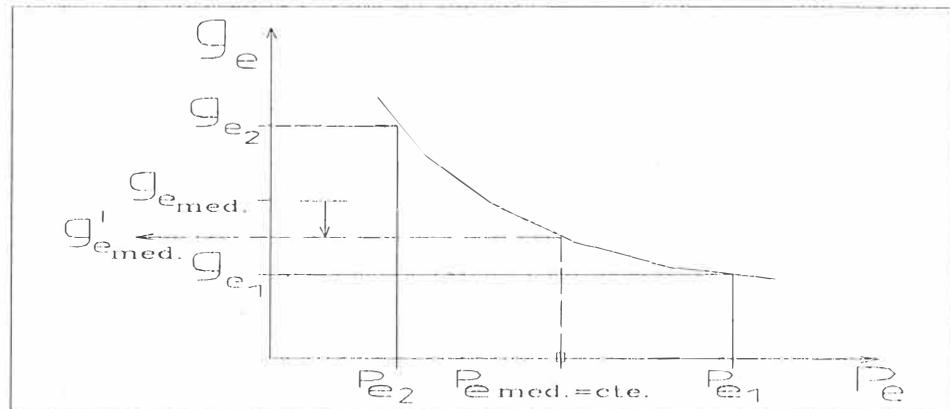


Fig. 3.3. Influencia de la estabilización de la carga (P_e) sobre la disminución del consumo específico de combustible (g_e), [24].

La estabilidad de funcionamiento del motor no puede considerarse en su conjunto solamente como propiedad del motor, ya que también depende de las características del consumidor [13]; así, la estabilidad del régimen de trabajo del motor con su consumidor es estable si el factor de estabilidad, $F_g > 0$; pero si, $F_g < 0$, el régimen es inestable; siendo:

$$F_g = (\Delta M_c - \Delta M_e) / \Delta n.$$

donde: ΔM_c , variación del momento del consumidor,

ΔM_e , variación del momento efectivo del motor.

En la fig. 3.4 se muestra un esquema de régimen estable [24]. Cuando accidentalmente el régimen varía desde el punto 1 hasta el punto 2 o 3 y, luego retoman su posición original, regresando al punto 1; estos regímenes son estables y, realmente tenemos:

En el punto 2: $F_g = [\Delta M_c - (-\Delta M_e)] / \Delta n > 0;$

En el punto 3: $F_g = (-\Delta M_c - \Delta M_e) / (-\Delta n) > 0.$

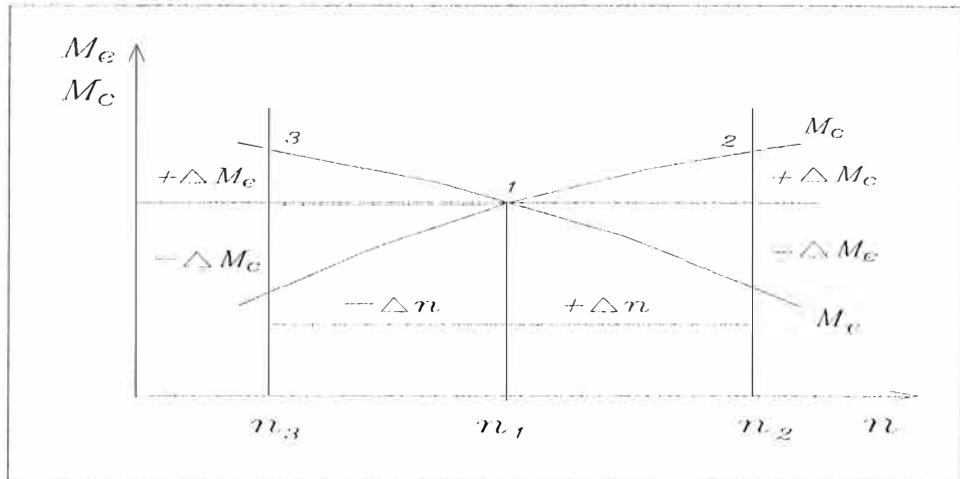


Fig. 3.4. Característica del régimen estable del trabajo conjunto del motor (M_e) con su consumidor (M_c), [24].

En la fig. 3.5 se muestra el régimen inestable [24]. En el punto 1, al variar la posición al punto 2 ó 3 en vez de retomar su posición, se alejan. Así tenemos:

En el punto 2: $F_g = (\Delta M_c - \Delta M_e) / \Delta n < 0;$

En el punto 3: $F_g = [(-\Delta M_c - (-\Delta M_e))] / (-\Delta n) < 0.$

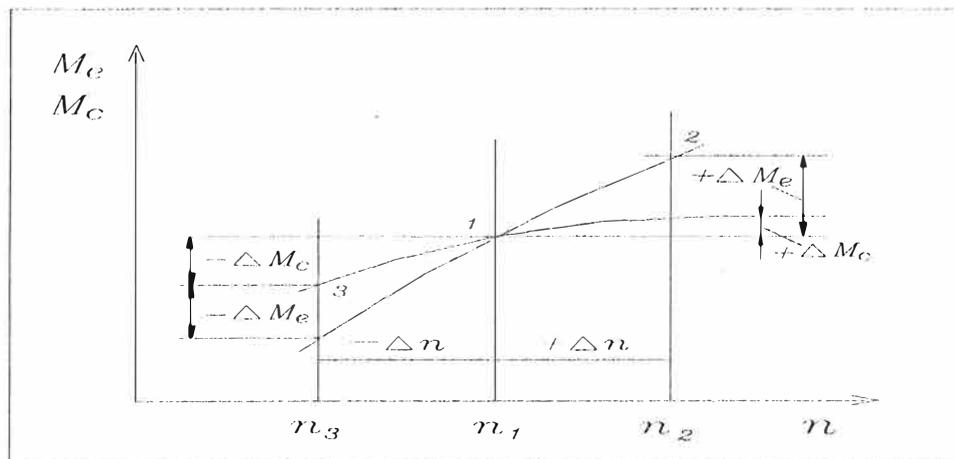


Fig. 3.5. Característica del régimen inestable del trabajo conjunto del motor (M_e) con su consumidor (M_c), [24].

Conociendo la característica de consumidor M_c , la estabilidad depende de la característica del motor (característica de velocidad) $M_e = f(n)$. La calidad de

la característica de velocidad del motor se define por el coeficiente de adaptabilidad (k_m):

$$K_m = M_{e.m\acute{a}x} / M_{e.nom}$$

También, por el coeficiente de corrección (K_{km}) de la característica de velocidad del motor, entonces:

$$K_{km} = M_{e.instant\acute{a}neo} / M_{e.nom}$$

Para la característica externa del motor, lo ideal es el aumento del momento efectivo con la disminución de la velocidad de rotación según la tendencia parabólica ($K_m > 1$), para asegurar una buena reserva de par motor y; así, adaptarse fácilmente a cualquier variación del momento del consumidor, sin necesidad de cambiar la relación de velocidades en la transmisión.

En los regímenes de vacío y de bajas cargas esta tendencia es negativa ($K_{km} < 1$). Por consiguiente, para estabilizar el régimen de trabajo conjunto del motor con su consumidor en estos regímenes, es necesario corregir las características de velocidad del sistema de suministro de combustible, permitiendo además un gran consumo de aire [29].

3.3. Sistemas con desconexión de los cilindros, ciclos y las fases de distribución de gases.

En los motores diesel, conocemos el método de aumento de la economía mediante la desconexión de los cilindros (desconexión de la inyección de combustible en estos cilindros), en los regímenes de bajas cargas y de vacío.

Este método se hace más eficiente si desconectamos la inyección de combustible en algunos cilindros del motor, conjuntamente con la variación del proceso de intercambio de gases. Al emplear este método, la eficiencia indicada aumenta y las pérdidas mecánicas disminuyen (la eficiencia mecánica aumenta). Por ejemplo, si usamos el motor SMD-62 con el sistema de desconexión de los cilindros y, también, con la desconexión del trabajo de las válvulas del sistema de distribución de gases, en bajas cargas, los rendimientos indicado y efectivo aumentan y así, el consumo de combustible disminuye aproximadamente en 30% [32]. En este caso, no habrá formación de carbonilla en los cilindros, en los pistones ni en los inyectores; la toxicidad de los gases de escape disminuirá. Además, existe la posibilidad de disminuir las rotaciones mínimas; por lo tanto, la disminución del consumo de combustible. Para la desconexión del sistema de distribución de gases se utilizan sistemas hidráulicos que varían el llenado hidráulico de los cilindros de estos elementos (por ejemplo, la variación del llenado con aceite) [29, 32].

El uso del método de desconexión de parte de los cilindros y de la desconexión del intercambio de gases es eficiente si la carga es menor que el 50% (ver la fig. 3.6), [32]. El uso de este método en un motor con sobrealimentación permite que, gracias a la disminución del consumo de aire (debido a que unos cilindros no trabajan), aumente la presión de sobrealimentación; esto es ventajoso pero, al incrementar la presión de sobrealimentación, el turbo compresor puede trabajar en el régimen de inestabilidad y existe la posibilidad de avería; por lo tanto, aquí es necesario utilizar un medio o método especial para proteger el motor contra esta posible avería [29].

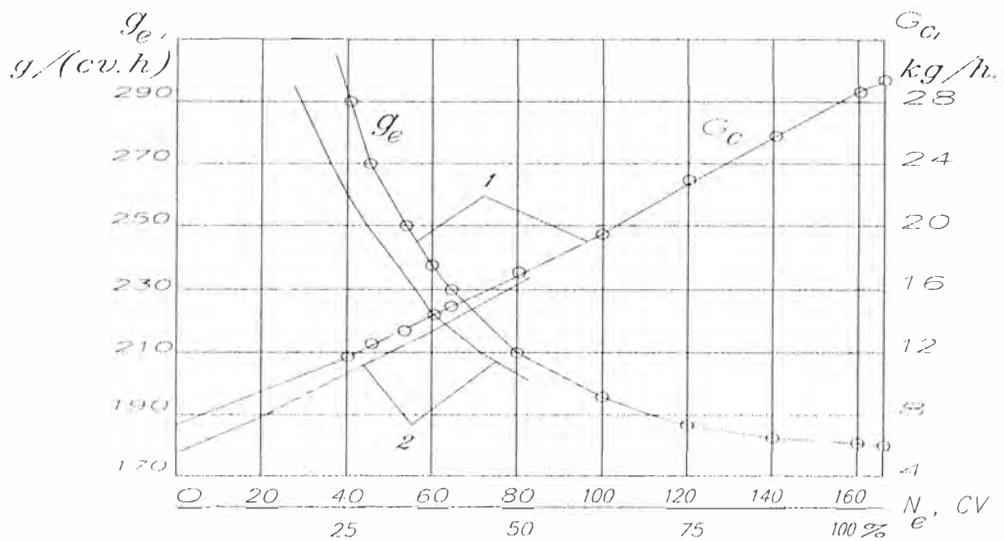


Fig. 3.6. Variación de los consumos específico (g_e) y horario (G_c) de combustible en función de la potencia efectiva (N_e) para la desconexión de 3 cilindros de un total de 6, [32].
 1. Para todos los cilindros (6 cilindros);
 2. Para 3 cilindros (3 cilindros desconectados).

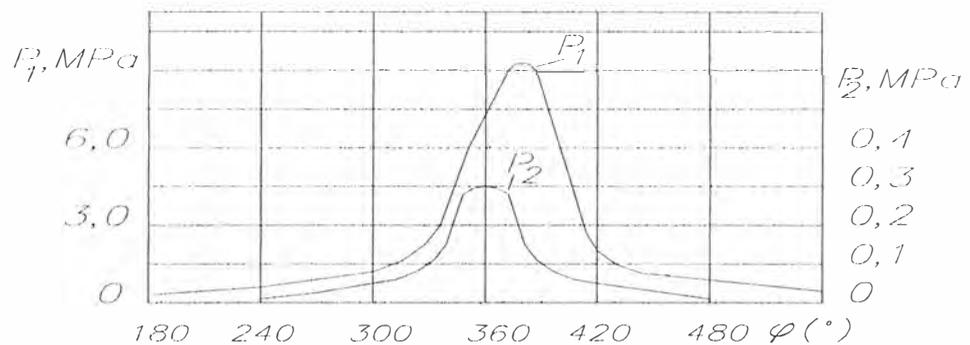


Fig. 3.7. Los diagramas indicados del motor diesel SMD-60 ($i=6V$; 4T; D/S:130/115 mm/mm; sobrealimentado) [12] en:
 P_1 , en los cilindros que trabajan,
 P_2 , en los cilindros desconectados.

En la fig. 3.7 se observa que la desconexión de las fases de intercambio de gases hace disminuir la presión en los cilindros desconectados, entonces en estos cilindros disminuyen las pérdidas de bombeo (no existe proceso de intercambio de gases) y; por lo tanto, la eficiencia mecánica (η_m) aumenta (ver la fig. 3.8). En esta figura se aprecia, también, que el consumo específico indicado de combustible (g_i) disminuye si usamos la desconexión de los cilindros, a una carga menor que 45% del nominal; pero, el consumo efectivo

de combustible (g_e) disminuye si la potencia (N_e) es menor que 60% del nominal. Además, se incrementan la temperatura de los gases de escape antes de la turbina (T_g) y, la presión de sobrealimentación (P_s), [12].

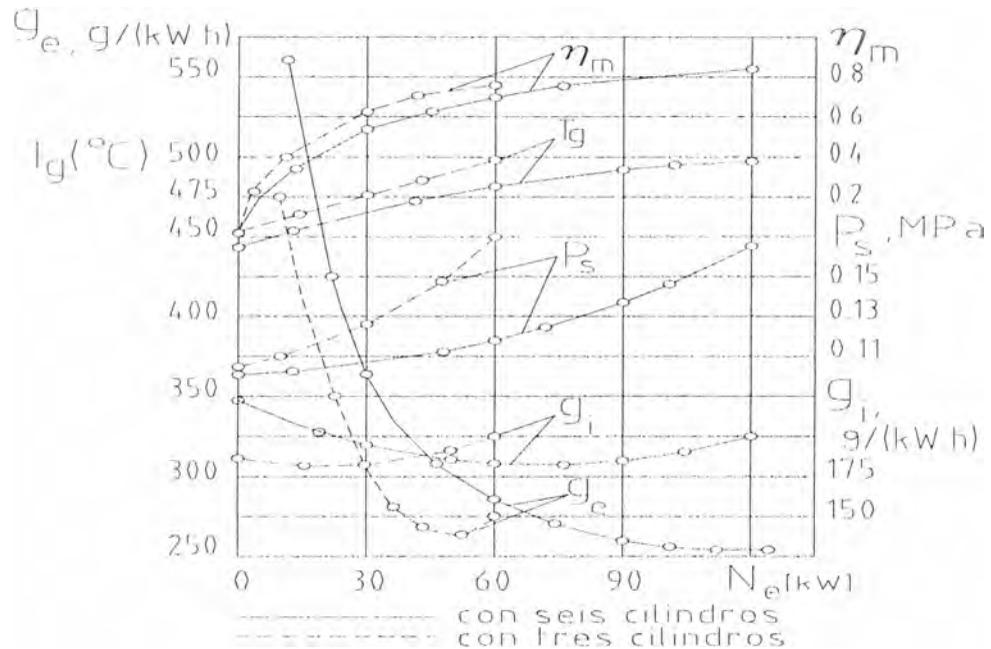


Fig. 3.8. Variación de los parámetros del motor diesel SMD-60 según la característica de carga para $n=2100$ rpm constante, [12].

Las investigaciones en un motor diesel de dos tiempos [12] que tiene dos filas de bombas de inyección, en el régimen de vacío, conllevaron a los siguientes resultados: El consumo horario de combustible, para el trabajo con medio número de cilindros (1 fila de bombas de inyección) en el rango de velocidad (desde 400 hasta 600 rpm), disminuye aproximadamente entre 17 a 20% con relación al trabajo normal (con dos filas de bombas de inyección), ver la fig. 3.9; también disminuye la cantidad de combustible sin quemar. Si trabajamos con medio número total de cilindros (medio número total de bombas de inyección, una para cada cilindro), el consumo horario de combustible disminuye desde 30 hasta 24 kg/h; pero, el coeficiente de exceso de aire (α) aumenta desde 8,05 hasta 10,05 (para 400 rpm).

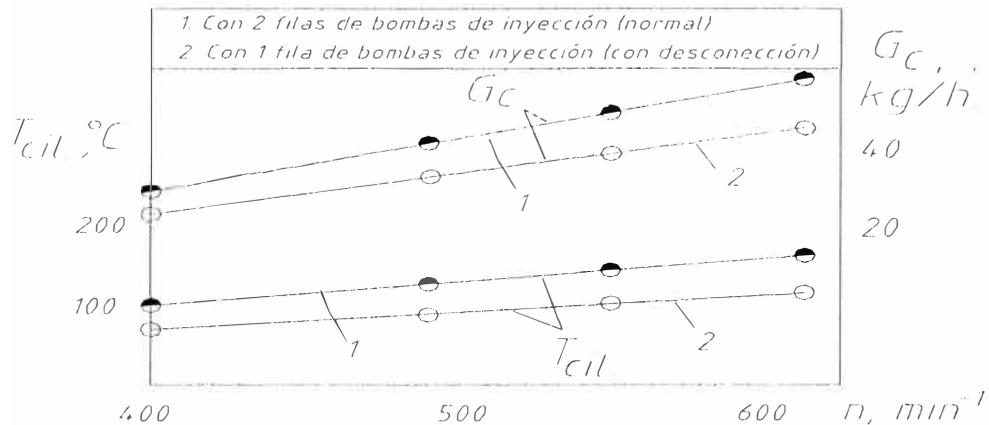


Fig. 3.9. Disminución del consumo horario de combustible del motor diesel 2D100 ($i=10$; 2T; D/S:207/2x254 mm/mm) en función de la velocidad de rotación del cigüeñal para el régimen de vacío, [12].

La eficiencia del proceso de trabajo del motor depende mucho de la cantidad de consumo cíclico de combustible. Si disminuye el consumo cíclico, la pulverización de combustible empeora, disminuye el paso y la longitud del dardo de combustible; empeorando así, el proceso de formación de la mezcla [29]. El mejoramiento de los procesos de formación de la mezcla depende, en este caso, del mayor consumo de combustible en los cilindros no desconectados y de la disminución de los elevados coeficientes de exceso de aire en los mismos; así, la eficiencia indicada (η_i) en función del coeficiente del exceso de aire (α) varía y tiende a mejorar su tendencia en los regímenes de bajas cargas y de vacío [3]. Por tanto, el rendimiento indicado aumenta al realizar el trabajo con sólo una fila de bombas de inyección (medio número total de cilindros); ver la fig. 3.10, [12].

El mejoramiento y optimización de los índices y parámetros de funcionamiento, en los regímenes de bajas cargas y de vacío, se logra al emplear el método de desconexión de cilindros; así lo demuestran las características de carga de la investigación con el motor diesel 2D100 de dos

tiempos (ver la fig. 3.11). La línea vertical, en la figura, es el límite de la efectividad del método empleado [12].

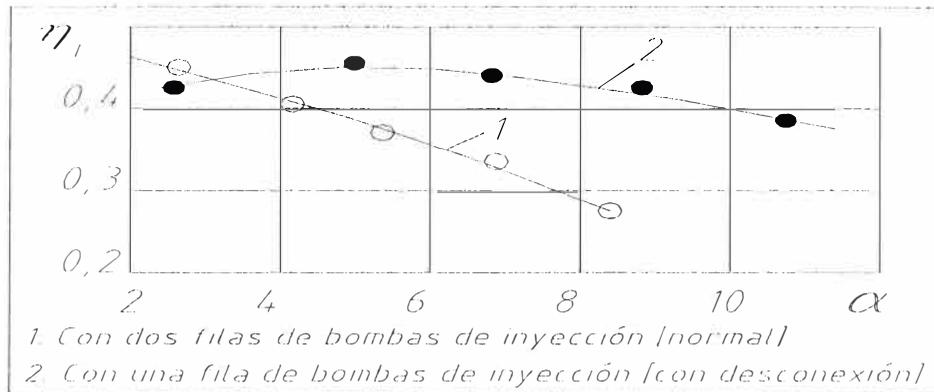


Fig. 3.10. Dependencia de la eficiencia indicada (η_i) en función del coeficiente de exceso de aire (α) para el motor diesel 2D100, [12].

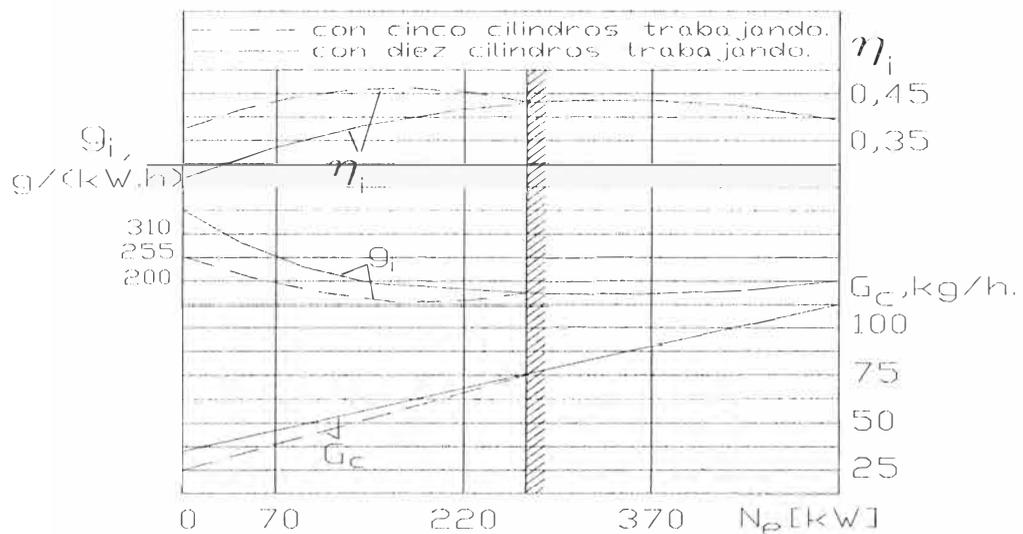


Fig. 3.11. La característica de carga del motor diesel 2D100 para el trabajo con todos los cilindros (10) y con 5 cilindros trabajando ($n=400$ rpm), [12].

Si empleamos la desconexión de los cilindros en motores de gran número de cilindros con sobrealimentación por turbocompresor, en los regímenes parciales y de vacío, el consumo de combustible cíclico en los cilindros que trabajan se incrementa, disminuyendo el coeficiente de exceso de aire (α) en estos cilindros y así, la eficiencia indicada aumenta [37, 38].

Un factor negativo del que depende la disminución de consumo de combustible, en estos regímenes, es el incremento de la inestabilidad del consumo de combustible cíclico y por cilindros. La desconexión de parte de los cilindros permite estabilizar los procesos de suministro de combustible y, gracias a esta estabilización podemos reducir la velocidad de rotación mínima y así, disminuir el consumo horario de combustible en los regímenes de vacío [29, 37].

Si la desconexión de parte de los cilindros es muy prolongada, la temperatura del motor disminuye, aumentando las pérdidas mecánicas. Si es posible la variación de cilindros desconectados durante el empleo de la desconexión, la temperatura de los cilindros puede incrementarse, aumentando la eficiencia mecánica; y por consiguiente, el consumo de combustible disminuye. Además, la variación del número de cilindros desconectados, disminuye la cantidad de aceite sin quemar que permanece dentro del cilindro, disminuyendo la posibilidad de quemar este aceite al reconectarlo; esto es muy importante, porque si este aceite combustiona se podría acelerar muy rápidamente la turbina del turbocompresor y, producirse la avería del mismo [3].

El análisis de las características de regulación del motor diesel en parámetros de toxicidad muestra que, la desconexión de parte de los cilindros (aumento de la carga en los cilindros que trabajan) disminuye la toxicidad de los gases de escape en cuanto a hidrocarburos (C_xH_y) y monóxido de carbono (CO). La variación de NO_x puede aumentar o disminuir, esto está en función de la característica del motor y de otros factores [29].

Existen diversos medios de desconexión de cilindros y ciclos en los motores diesel [32, 37].

3.4. Método de dos regímenes de velocidad.

Otro método que permite la disminución del consumo de combustible, en los regímenes de vacío y de cargas parciales, es el método de dos regímenes de velocidad. La idea de este método es que si se necesita trabajar en regímenes de vacío, es necesario trabajar con regímenes de baja velocidad (en otra posición de la caja de cambios); es decir, con el uso de una característica parcial de regulación. Empleando este método se puede disminuir las pérdidas mecánicas, reducir los consumos específico y horario de combustible; también se puede disminuir las vibraciones y el ruido del motor [2].

En la fig. 3.12 presentamos la dependencia de los consumos específico y horario de combustible en función de la carga, para la disminución de las rotaciones nominales (2100 rpm) en casi 20% (1700 rpm). Al disminuir la velocidad de rotación, es posible trabajar con una potencia de hasta 75 - 80% del nominal con un consumo específico de combustible menor; obteniéndose además una economía del combustible de 2,1 kg/h en el régimen de vacío y de 1,6 kg/h en el régimen del 75% de la carga nominal [2].

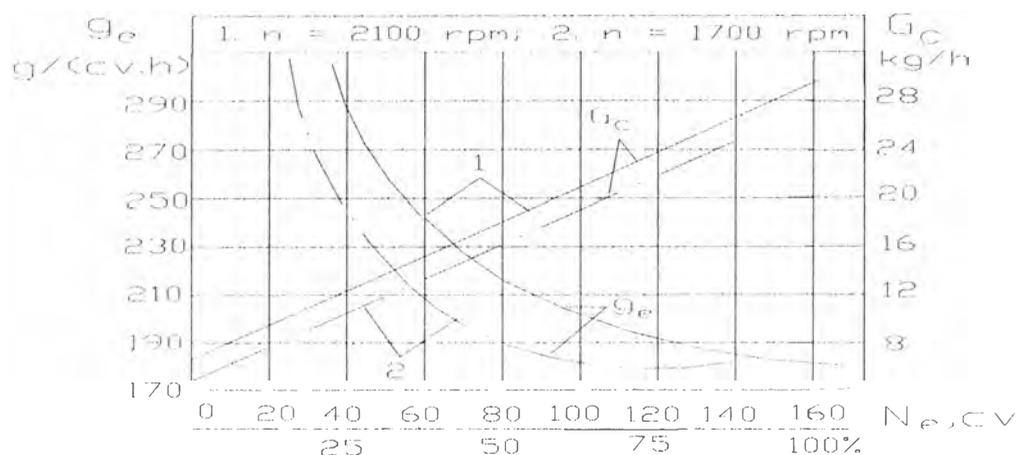


Fig.3.12. Característica del consumo de combustible en función de la carga para dos regímenes de velocidad, [2].

Para la realización de este método es necesario conocer y relacionar los índices económicos del motor en función de las velocidades de trabajo del motor, con las velocidades de trabajo de los diferentes elementos de la máquina consumidora y de la máquina propiamente [29].

Para los motores diesel de tractores que tienen la caja de cambios con muchas etapas, la variación de las velocidades pueden darse con el uso de las otras etapas de la caja de cambios (otra posición de la caja de cambios). Por ejemplo en la fig. 3.13 se muestra la característica de velocidad del tractor T-150K, con una velocidad de rotación nominal de 2100 rpm. Si usamos otra etapa (posición) de caja de cambios, prácticamente, es posible obtener las mismas velocidades del tractor y, solamente la velocidad máxima disminuye desde 30,1 hasta 24,4 km/h, [2].

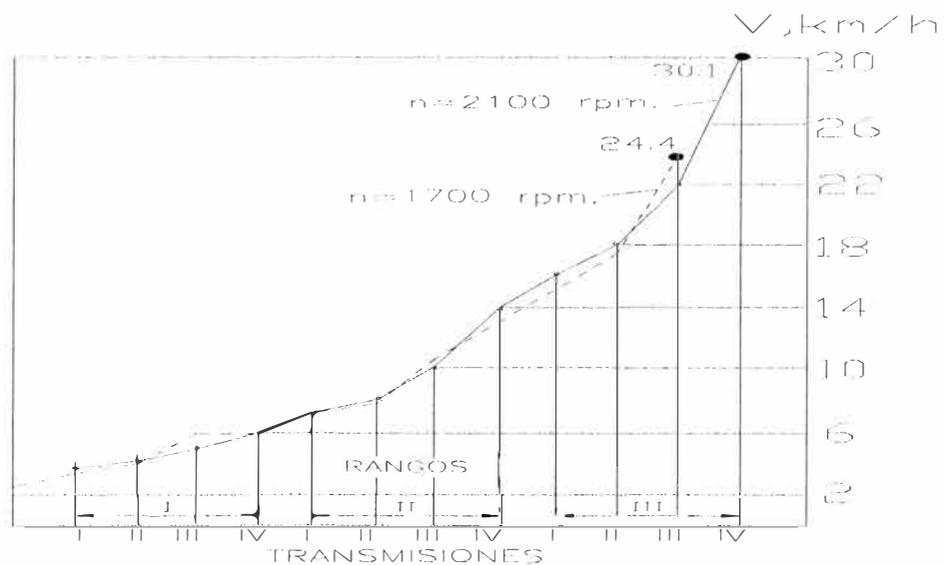


Fig.3.13. Variación de la velocidad del tractor T-150K en función de las revoluciones del motor diesel, [2].

El empleo de este método incrementa la economía de combustible en un gran rango de la característica de explotación. Así, para el tractor T-150K, si se tiene la velocidad opcional del motor diesel en 1700 rpm, se puede trabajar en

el régimen económico hasta el 85% de todo su tiempo de trabajo. La economía de combustible para un tractor es de aproximadamente 2,2 ton/año. En el caso de emplear el método de 2 velocidades, con la disminución de la velocidad rotación nominal en 20%, es posible disminuir el consumo de combustible para cada máquina en casi 320 kg/año, [2].

3.5. Otros métodos de aumento de la economía de combustible.

El forzamiento del motor en función de la relación de compresión (ϵ) hace que la economía del trabajo del motor, con el incremento de esta relación, aumente más intensamente en los regímenes de bajas cargas (ver la fig. 2.13). El trabajo más económico del motor, en cargas parciales, se da con mezclas pobres; puesto que el empobrecimiento de la mezcla reduce la combustión incompleta en el motor y de esta manera, con el incremento de la relación de compresión, se mejora la economía del motor en los regímenes de cargas parciales. Esta economía se intensifica mucho más en los regímenes de bajas cargas [20].

El incremento de la relación de compresión amplifica el rango de la variación de carga en los motores que trabajan con $\alpha > 1$. En relación con esto, podemos mencionar que el uso del método de la variación de la relación de compresión (con pistones especiales y regulación automática de ϵ) es muy efectivo, pero su construcción y funcionamiento muy complejo y; por tanto muy costoso [29].

Los aumentos de las temperaturas del agua y del aceite durante el trabajo en regímenes de cargas parciales disminuyen las pérdidas mecánicas y, por

consiguiente, el consumo de combustible del motor en explotación disminuye (ver la fig. 2.12), [12].

El método de recirculación de los gases de escape por el colector de admisión es un método de incremento de la temperatura del motor, que hace disminuir las pérdidas mecánicas y, también, el consumo de combustible. Los resultados de las investigaciones empleando este método [16] concluyeron en que la recirculación de los gases de escape influye poco sobre la disminución del consumo específico efectivo de combustible; pero, es un buen método para la disminución de la emisión de NO_x y, en algunos regímenes, conlleva a la disminución de CO y C_xH_y ; sin embargo, prácticamente en todos ellos con el incremento de humeado [16].

El empleo del sistema de sobrealimentación por turbina de gas por impulsos es más eficiente que el sistema a presión constante, en los regímenes de cargas parciales. Gracias a la mayor energía de los gases de escape en el sistema por impulsos, la disminución de la velocidad de rotación y de la carga no influye mucho en la disminución de la potencia en la turbina; por lo tanto, la presión de sobrealimentación disminuye poco en estos regímenes (ver la fig. 3.14) [12].

El sistema de refrigeración del aire sobrealimentado mejora los parámetros de funcionamiento y, en particular, la economía del trabajo del motor diesel en todos los regímenes; incluso en los regímenes de cargas parciales (ver la fig. 3.15) [20].

El ángulo de avance de la inyección de combustible influye notablemente sobre la economía y la toxicidad del motor diesel, en los regímenes de trabajo en condiciones de explotación [16]. El ángulo óptimo de la inyección (φ_{iny}) depende de ϵ , del método de formación de la mezcla, de los regímenes de

velocidad y de carga del motor y, del tipo de combustible empleado; eligiéndose para cada motor de los resultados obtenidos en las investigaciones experimentales [13].

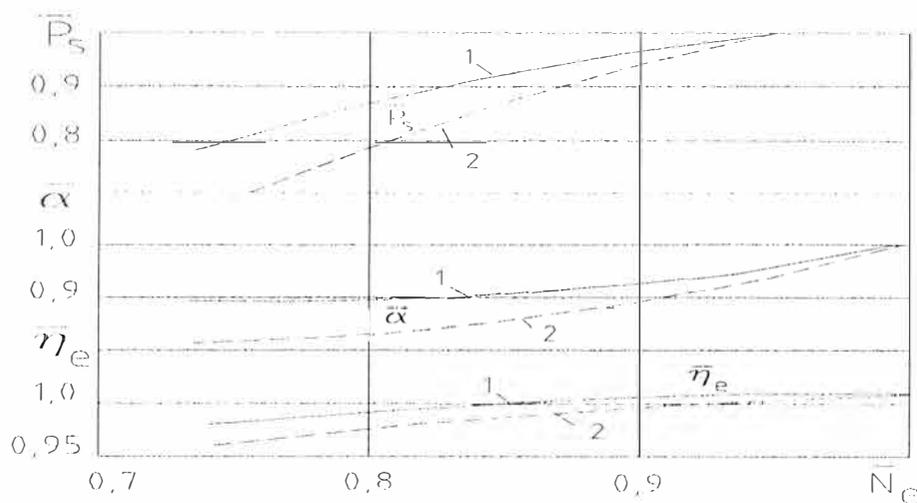


Fig.3.14. Variaciones relativas de la presión de sobrealimentación (P_s), del coeficiente de exceso de aire (α) y de la eficiencia efectiva (η_e) en función de la potencia efectiva (N_e), [12]:
 1. Con sistema de sobrealimentación por impulsos.
 2. Con sistema de sobrealimentación a presión constante.

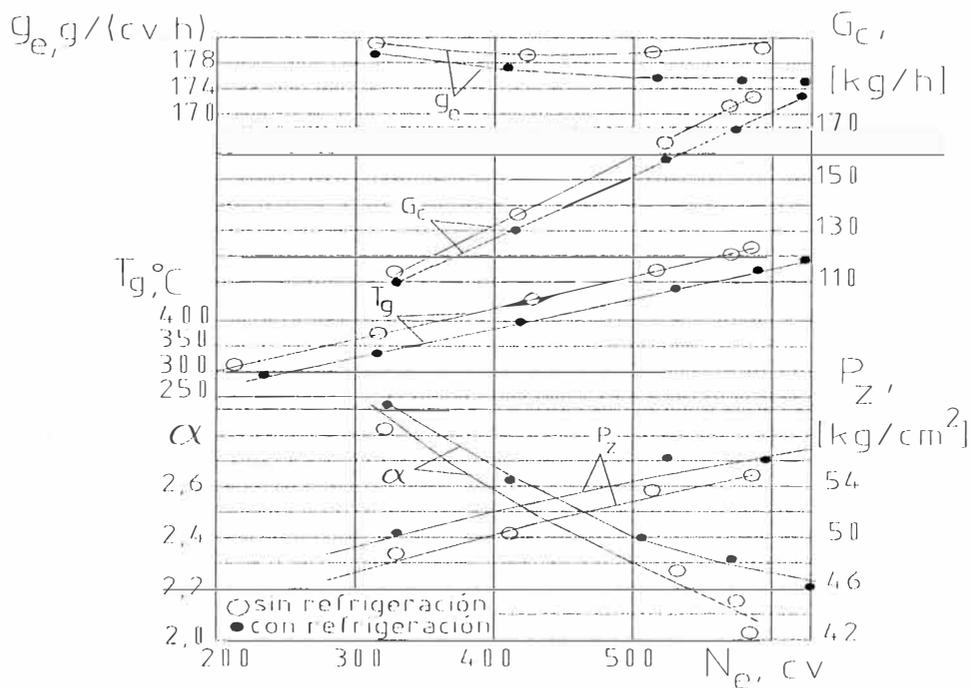


Fig.3.15. Resultados de la investigación sobre la influencia de refrigerar el aire sobrealimentado en un motor diesel (de 6 cilindros, 4T, sobrealimentado; D/S:318/330 mm/mm), [20].

En la fig. 3.16 se observan los resultados, de la investigación en un motor diesel [16], de la influencia de la variación del ángulo de avance sobre los índices económicos y de toxicidad, en función de la carga y de la velocidad de rotación. De acuerdo a estos resultados podemos señalar, por ejemplo, que: Si queremos disminuir el g_e es necesario, para $n=1400$ rpm, disminuir el ángulo de avance de la inyección desde 30° hasta 26° grados de rotación del cigueñal y, para $n=2200$ rpm hasta 18° . Así, eligiendo experimentalmente los ángulos óptimos para mejorar los índices económicos y de toxicidad, en los regímenes de cargas parciales y de vacío, es posible la fabricación de un dispositivo especial; el cual regule los ángulos óptimos durante el funcionamiento, en función de la carga y de la velocidad de rotación [29].

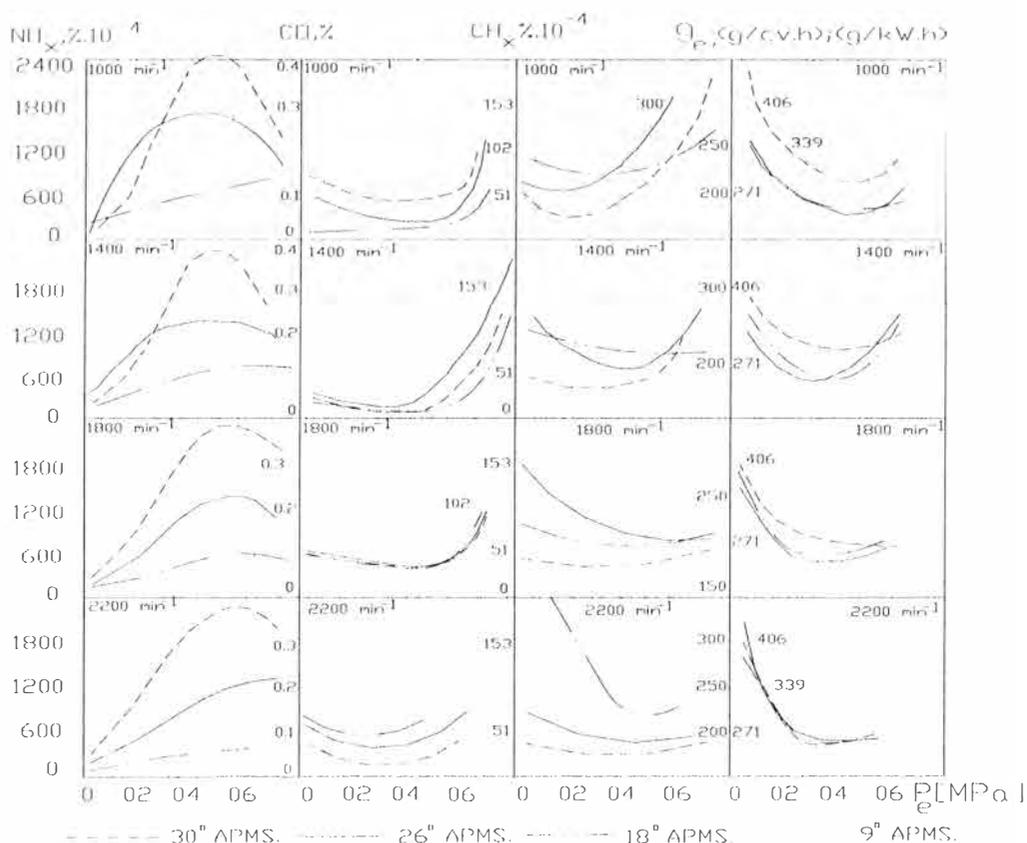


Fig.3.16. Influencia del ángulo de avance de inyección de combustible sobre la toxicidad y economía del motor diesel D-240 ($i=4$, 4T, D/S:110/125 mm/mm, sobrealimentado), [16].

La disminución del ángulo influye positivamente en la disminución de la toxicidad de los motores en cuanto a NO_x , pero esta misma disminución aumenta la emisión de hidrocarburos C_xH_y [16].

Es posible el diseño y la fabricación de cámaras de combustión especiales, las cuales mejoren los procesos de trabajo en los regímenes de cargas parciales y de vacío y, de acuerdo a un análisis de las características de explotación de los motores diesel seleccionar su aplicación respectiva [10].

La variación o regulación de las fases de intercambio de gases; por ejemplo, la disminución del ángulo de inicio de apertura de la válvula de escape puede incrementar la relación de compresión real (ϵ_r) y por tanto aumentar la eficiencia del motor en el régimen de explotación (ver la figuras 2.13 y 2.14) [14, 20]. Es posible también, en este caso, la regulación experimental de las fases de intercambio de gases con el fin de mejorar o incrementar la economía del motor en los regímenes de cargas parciales [14].

3.6. Sistemas de inyección especiales.

Para estabilizar los procesos de trabajo del sistema de inyección, en los regímenes de bajos consumos de combustible, podemos utilizar sistemas especiales de inyección:

Para motores grandes (por ejemplo de buques), en los regímenes de bajas cargas y de bajas rotaciones, se puede utilizar una bomba de inyección adicional con otro émbolo de menor diámetro. En otros casos, los motores tienen dos bombas de inyección y dos inyectores para cada cilindro, independientes uno del otro. Para trabajar en los regímenes de bajas cargas utilizamos la bomba y el inyector de pequeños consumos de combustible y,

para cargas más elevadas utilizamos la bomba e inyector mayores o ambos sistemas en conjunto. Otro sistema especial cuenta con un inyector especial que tiene dos tipos de orificios de inyección y también dos resortes. En función de la carga y de estos resortes se eleva la aguja, para pequeños consumos de combustible se descubren los primeros orificios y, para medianas y altas cargas, al elevarse más la aguja debido a mayores consumos de combustible, se descubren los otros orificios de inyección [39].

El uso de inyectores-bomba en los motores de transporte es un medio eficiente para mejorar la calidad de inyección del combustible en los regímenes de cargas parciales. El efecto positivo del uso de este sistema es que podemos disminuir el volumen de la línea de alta presión (V_{LAP}) y disminuir la influencia negativa de la compresibilidad de combustible (con la disminución de la carga aumenta la relación V_{LAP}/V_{sc} , por tanto, la influencia negativa de la compresibilidad del combustible aumenta). La característica de inyección de este inyector-bomba se presenta en la fig. 3.17. En los regímenes de altas cargas la presión máxima de inyección es de 100 MPa, en los regímenes de cargas parciales y regímenes de vacío esta presión disminuye hasta 50 MPa (estas presiones son mucho mayores que en el caso de los sistemas de inyección separados). Sin embargo, esta disminución también influye en la presión media de inyección y por tanto en la calidad de atomización de combustible [39].

El inyector-bomba con sistema de cierre de la aguja por hidroimpulsión tiene una ventana y un canal adicional de corte, los cuales mediante una hidroimpulsión permiten cerrar la aguja de inyección rápidamente. En este inyector-bomba especial, la presión de inyección no disminuye sensiblemente al disminuir el suministro de combustible; manteniendo la estabilidad de

funcionamiento, aún, a bajas cargas. La característica de inyección del trabajo de este inyector-bomba se aprecia en la fig. 3.18. Se observa que al disminuir la carga, prácticamente, no varía la presión media de inyección de combustible; por lo tanto, se logra una gran calidad de pulverización del combustible [39].

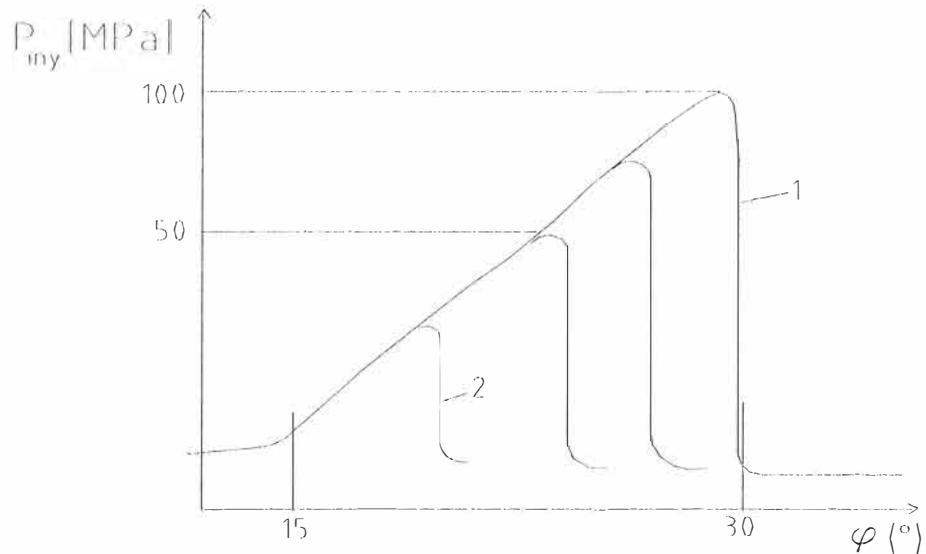


Fig.3.17. La característica de inyección de un inyector-bomba normal [39].

1. Altas cargas.
2. Régimen de vacío.

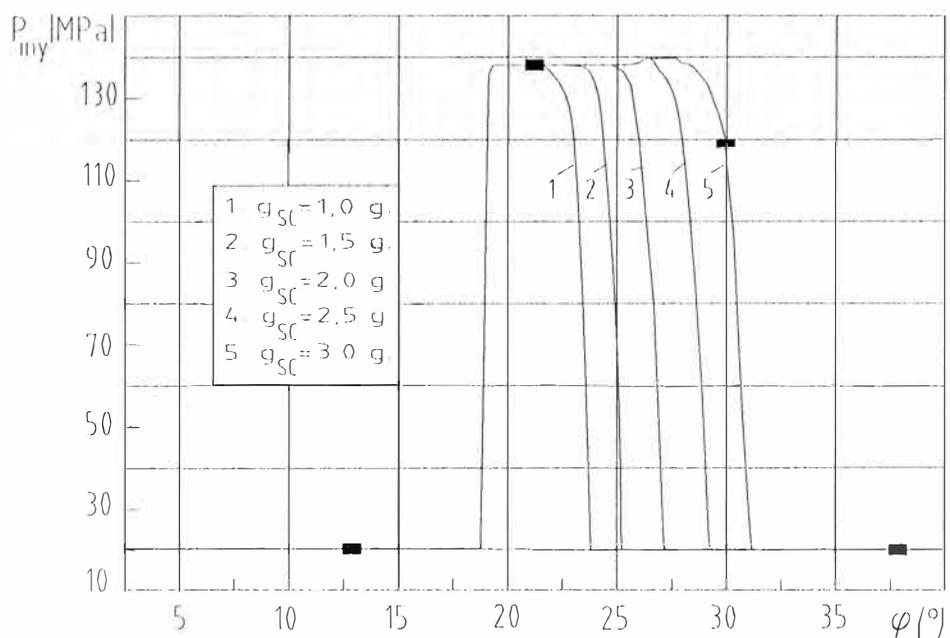


Fig.3.18. La característica de inyección del inyector-bomba con cierre de la aguja por hidropulsión para diferentes consumos cíclicos de combustible, [39].

Existen otros sistemas especiales de inyección, con los cuales es posible el mejoramiento de los procesos de inyección en los regímenes parciales; algunos algo complejos y otros con aplicación en motores también especiales [29, 39].

Queda claro que todos estos métodos, medios y sistemas tienen un elemento negativo, puesto que sólo podrán utilizarse con la modernización de los motores diesel y de su sistema de inyección; estos pueden utilizarse durante el diseño o en motores nuevos. Tal observación no es el caso del sistema de regulación de la presión inicial en la línea de alta presión de combustible, el cual sí es adaptable a los motores diesel con sistema de inyección de tipo separado y, además, permite mantener la estructura original del sistema. En el capítulo IV se abordará extensamente este método, denominado RND.

CAPITULO IV

METODO DE LA REGULACION DE LA PRESION INICIAL DE INYECCION.

4.1. Antecedentes.

Los índices de economía de combustible y ecológicos de los motores diesel automotrices y de tractores pueden ser mejorados optimizando los parámetros de la inyección de combustible para cada régimen de funcionamiento [18]. La intensidad del suministro de combustible, así como el valor constante del ángulo de adelanto de la inyección influyen notoriamente sobre la economía del motor, la cual depende en particular de la presión inicial de combustible en la línea de alta presión [25].

Uno de los parámetros más importantes para mejorar los procesos de inyección es la presión inicial del combustible, la cual proviene de la presión residual previa en la línea de alta presión [26]; por lo tanto, regulando la presión inicial se pueden mejorar los parámetros de inyección y los índices económicos de los motores diesel automotrices.

Desde hace más de dos décadas, diversas instituciones científicas y constructoras de motores del mundo vienen investigando y diseñando sistemas de alimentación de combustible con regulación de la presión inicial, denominados sistemas RND (proveniente de las iniciales en ruso, regulación de la presión inicial). El principio fundamental de estos sistemas radica en que la

presión inicial no dependerá de la presión residual, sino de su regulación por medio de construcciones especiales [26]; (ver cuadro 4.2: Sistemas RND).

Los intereses de crear sistemas RND se basan fundamentalmente en lo siguiente [26]:

1. El incremento de la presión inicial puede incrementar el suministro cíclico de combustible, el ángulo de avance de la inyección y la velocidad de suministro de combustible en la fase inicial de inyección. Para que esto sea satisfactorio se transforma ligeramente la ley de suministro; por ejemplo, la fase de presión de inyección máxima se alcanza antes y, para suministros constantes se reduce la duración de la inyección.
2. La disminución de la presión residual favorece la finalización brusca del proceso de inyección, reduciendo así su duración.
3. El sistema RND permite estabilizar la presión inicial y, disminuir la desigualdad de suministro cíclico por cilindros.
4. Las particularidades de los sistemas RND permiten aumentar la potencia de los motores, mejorar su economía en un amplio rango de velocidades y regímenes de carga, incrementar el coeficiente de adaptabilidad y disminuir la velocidad de rotación mínima estable de funcionamiento.

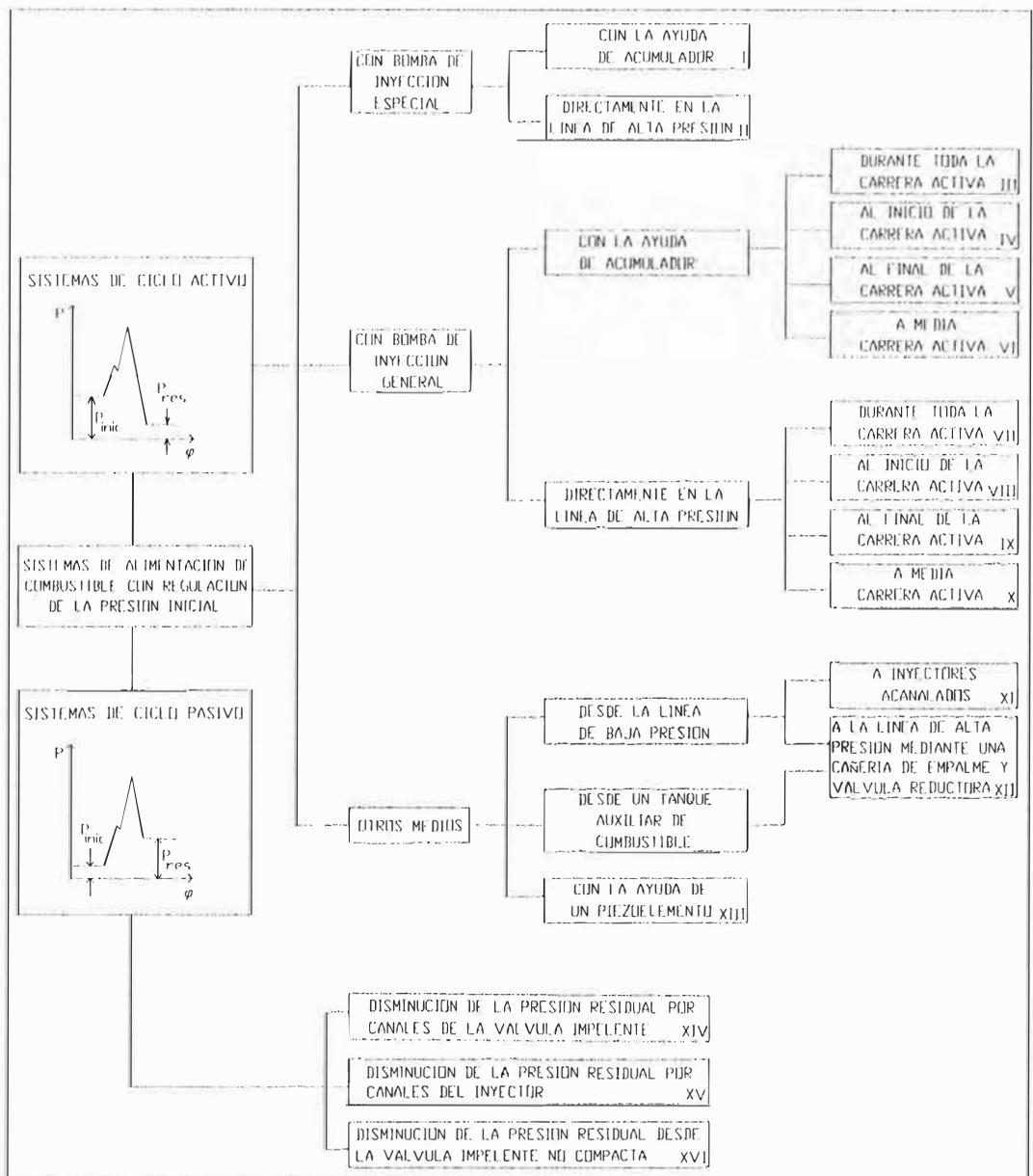
Otra peculiaridad importante de los sistemas con RND radica en que la presión residual y la presión inicial se gobiernan separadamente, permitiendo perfeccionar sus dispositivos independientemente uno del otro [26].

El grado de influencia de la presión inicial en el proceso de suministro de combustible depende, ante todo, de la relación del volumen de suministro cíclico de combustible con el volumen de la línea de impulsión (V_{sc}/V_{LAP}); por lo tanto, la efectividad del empleo de los sistemas con RND crece con la disminución de la carga [26].

El empleo de los sistemas RND promete el aumento de la economía de combustible, la potencia y la duración (vida útil) de los motores diesel [29].

4.2. Clasificación y descripción general de los medios de regulación y formación de los sistemas RND.

Cuadro 4.1. Clasificación de los métodos de formación y regulación de la presión inicial de los sistemas de alimentación de combustible con RND.



Cuadro 4.2. Sistemas de alimentación de combustible con regulación de la presión inicial.

ESQUEMA PRINCIPAL DEL MODELO DE REALIZACION DEL SISTEMA CON RND	LITERATURA PROCEDEnte*, ORGANIZACION; PAIS; AÑO	ESQUEMA PRINCIPAL DEL MODELO DE REALIZACION DEL SISTEMA CON RND	LITERATURA PROCEDEnte*, ORGANIZACION; PAIS; AÑO
<p>I</p>	<p>[4.2]; MADI; RUSIA; 1967.</p>	<p>VIII.a</p>	<p>[4.12]; MITSUBISHI; JAPÓN; 1970.</p>
<p>II</p>	<p>[4.4]; BUSCH; ALEMANIA; 1972. [4.16]; MITSUBISHI; JAPÓN; 1972.</p>	<p>VIII.b</p>	<p>[4.8]; MVTU; RUSIA; 1975. [4.14]; PESHU; FRANCIA; 1972.</p>
<p>III.a</p>	<p>[4.3 y 4.9]; PERMSKI; RUSIA; 1972.</p>	<p>VIII.c</p>	<p>[4.7]; CAV; INGLATERRA; 1974.</p>
<p>III.b</p>	<p>[4.15]; MITSUBISHI; JAPÓN; 1973.</p>	<p>IX</p>	<p>[4.1]; ISENIDI; RUSIA; 1976.</p>
<p>VI</p>	<p>[4.5 y 4.10]; DAIMLER-BENZ; ALEMANIA; 1967.</p>	<p>X</p>	<p>[4.11]; JAPÓN; 1975.</p>
<p>VII</p>	<p>[4.13]; ALEMANIA; 1966.</p>	<p>XII</p>	<p>[4.6]; UDN; RUSIA; 1978. [4.11]; JAPÓN; 1976.</p>

FUENTE: [26]

* LITERATURA PROCEDEnte (VER PÁG. SIGTE. EN PIE DE PÁGINA)

1-bomba de inyección, 2 y 4-líneas de baja y de alta presión, 3-válvula impelente, 5-válvula de reducción, 6-acumulador de presión, 7-línea de alimentación del acumulador, 8-bomba de alta presión adicional, 9-distribuidor, 10-inyector, 11-estrangulador, 12-válvula de distribución, 13-válvula, 14-sección estranguladora de la válvula, 15-línea de rebose, 16-regulador de presión, 17-borde del émbolo buzo, 18-válvula de estrangulación, 19 y 20-canales de rebose y de suministro, 21-acumulador dempfer, 22-tanque adicional de combustible.

Los medios de regulación y formación de la presión inicial de combustible (ver Cuadro 4.1) en función al principio de su formación se pueden dividir en dos grupos: Los sistemas de ciclo activo y los de ciclo pasivo [26]. En los primeros, en los cuales la presión inicial es mayor que la presión residual, es necesario cargar la línea de impulsión adicionalmente entre ciclos (formación del ciclo activo). En los segundos, en los cuales la presión inicial es menor que la presión residual, es necesario disminuir la presión residual mediante la descarga o rebose del combustible hasta un nivel adecuado de la presión inicial siguiente (formación del ciclo pasivo).

*Literatura procedente de los sistemas de alimentación de combustible con regulación de la presión inicial (sistemas RND):

- 4.1. Ageev B. S., Tsursi V. V. Bomba de inyección de combustible con regulación automática de la presión inicial de inyección. MCI. N° 4-76-14. Rusia.
- 4.2. Astajov I. V., Okulov V. G. Sistema de inyección de combustible para motores diesel. Certificado de propiedad de autor N° 197364. Rusia.
- 4.3. Astajov I. V., Okulov V. G., Moguendovich I. M., Vasiliev I. N. Sistema de inyección de combustible. Certificado de propiedad de autor N° 306272. Rusia.
- 4.4. Clark G. Bomba de inyección. Patente N° 1185857. Alemania.
- 4.5. Frank Toma. Inyección preliminar en los motores diesel. Patente N° 3438359. Alemania.
- 4.6. Gorelik G. B., Pugachov B. P. Estabilización de los ciclos sucesivos de suministro de combustible con inyectores cerrados en los motores diesel. Trabajo MCI. N° 310. UDN (Univ. Amistad de los Pueblos), Rusia.
- 4.7. Jhon Ch. P. Zoribergh. Sistema de alimentación de combustible líquido en los motores de combustión interna. Patente N° 1342357. Inglaterra.
- 4.8. Leonov O.B., Pablyokov V. G., Patrakhaltsev N. N. Aranov V. V., Soldatov N. K. Sistema de alimentación de combustible en los motores de combustión interna. Certificado de propiedad de autor N° 486139. Rusia.
- 4.9. Moguendovich I. M., Okulov V. G. Sistema de suministro de combustible. Certificado de propiedad de autor N° 325103. Rusia.
- 4.10. Robert D. Virging. Sistema de inyección de combustible con la primera dosificación. Patente N° 3387547. Alemania.
- 4.11. Sanaka Yoo., Ivace Akno. Embolada paralela. Patente N° 50-37803. Japón.
- 4.12. Bomba de inyección de combustible. Patente N° 45-19929. Japón.
- 4.13. Sistema de alimentación de combustible de los motores diesel. Patente N° 40536. Alemania.
- 4.14. Sistema de inyección de combustible. Patente N° 2093250. Francia.
- 4.15. Sistema de inyección de combustible de los motores diesel. Patente N° 48-11721. Japón.
- 4.16. Sistema de suministro de combustible. Patente N° 47-19928. Japón.

Para los sistemas de inyección de los motores diesel automotrices, el sistema de ciclo activo es el más utilizado [29] y, es además el que más nos interesa para la realización del presente trabajo.

Observando el cuadro 4.2 (sistemas con RND), podemos señalar que los métodos de regulación de la presión inicial son diversos: Tenemos los que emplean bombas de alta presión adicionales (casos: I,II) y los que emplean bombas de inyección generales (casos: III-X); también los que emplean acumuladores de presión (casos: I,III-VI), los cargados directamente en la línea de impulsión (casos: II,VII-X) y los que cargan durante la carrera activa del émbolo-buzo (casos: VIII,IX); pero, el método más simple es el cargar la línea de impulsión desde la línea de baja presión de combustible (caso XII). Los primeros casos son sistemas que requieren modificaciones en gran parte de la estructura de los sistemas de alimentación, siendo algunos complicados; mientras que el caso XII es un sistema fácil de adaptar a los motores con sistema de inyección de tipo separado, que se encuentran en explotación, requiriendo sólo una válvula de retención RND y la toma de combustible complementario que puede ser por gravedad o a presión moderada, dependiendo esto del sistema de inyección y del incremento de suministro deseado [18 y 29].

Los métodos designados de ciclo pasivo son suficientemente claros desde su sistematización. La investigación de estos métodos esta regida tanto para motores de tractores como para motores de navíos y de locomotoras [26].

4.3. Método de regulación de la presión inicial desde la línea de baja presión de combustible empleando la válvula RND.

4.3.1. Estructura y principio de funcionamiento del método.

Después de finalizado el proceso de inyección, la presión en la línea de impulsión cae bruscamente alcanzando valores inclusive menores que la atmosférica; esta presión residual vendrá a ser la inicial del siguiente ciclo de inyección [25].

Este método tiene el siguiente principio de funcionamiento [18]: Después del final de la inyección, cuando la válvula impelente 2 con su anillo de descarga caen en su asiento, se forma en la línea de alta presión 3 una onda de depresión; abriéndose la válvula de retención 4 (válvula de regulación de la presión inicial de inyección RND) y, por diferencia de presiones, el combustible complementario proveniente de la línea de baja presión 5 (LBP) ingresa a la línea de alta presión LAP; (ver fig. 4.1). Debido a que la onda de depresión recorre la línea 3 varias veces hasta amortiguarse y, correspondientemente varias veces se abre la válvula RND (períodos φ_1 , φ_2 , φ_3 en la fig. 4.2); el combustible complementario, proveniente de la línea de baja presión, ingresa en pequeñas cantidades en función a los niveles de depresión.

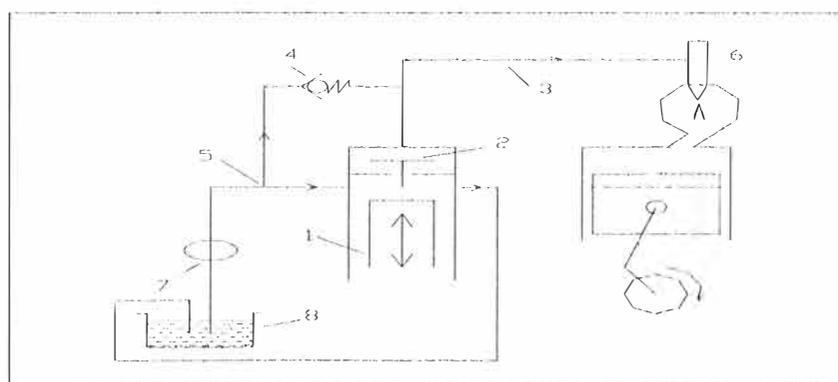


Fig. 4.1. Sistema de regulación de la presión inicial RND desde la línea de baja presión de combustible: 1-bomba de inyección, 2-válvula impelente, 3-LAP, 4-válvula RND, 5-LBP, 6-inyector, 7-bomba de baja presión, 8-tanque de combustible.

Debido a la estructura de la válvula RND, el suministro de combustible complementario sucede durante el movimiento de ésta en dirección de apertura, es decir cuando la presión del combustible complementario es mayor que en la línea de alta presión. Tan pronto como la presión en la línea de inyección alcanza valores mayores que la presión del combustible complementario, la válvula se cierra y se interrumpe el flujo. Sin embargo, debido al rozamiento y a la inercia de la válvula RND es inevitable pequeños retornos de la línea de alta presión al de combustible complementario [18], tal como se puede apreciar en la fig. 4.2.¹

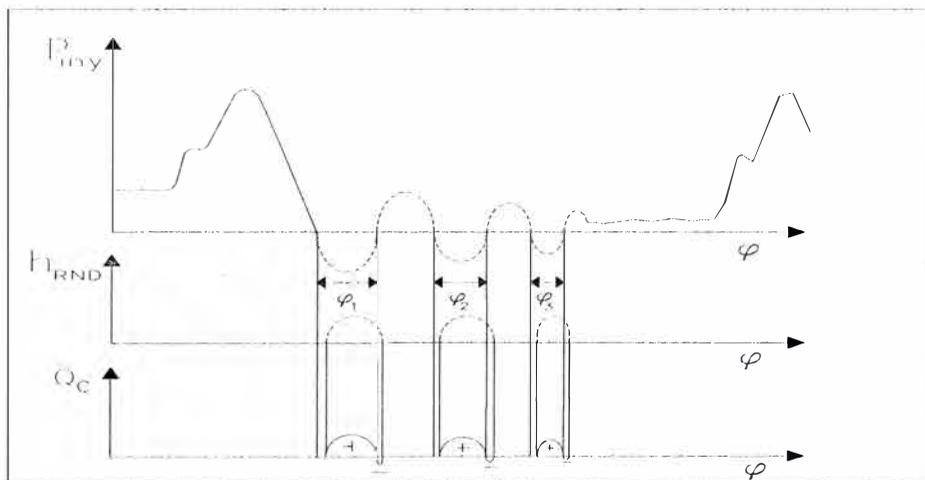


Fig. 4.2. Esquema oscilográfico de la variación de la presión de combustible en la línea de alta presión (P_{iny}), el paso de la válvula de regulación (h_{RND}) y el caudal de combustible complementario (Q_c); [18, 29].

Una importante peculiaridad de esta válvula es que cuando disminuye la carga (disminución del suministro cíclico de combustible) permite un mayor ingreso de combustible complementario a la línea de inyección; esto debido a que crece la intensidad y la amplitud de la onda de depresión, por acción del anillo de descarga de la válvula impelente [17].

¹En esta figura, el caudal de combustible complementario que ingresa a la línea de alta presión se representa con el signo (+) y el que retorna, desde esta misma línea, con signo (-).

Este método se ha implantado tomando en consideración la necesidad de no alterar el sistema de inyección original del motor; por lo tanto, la optimización de la cantidad de combustible complementario a suministrar dependerá de los parámetros constructivos de la válvula RND, tales como la masa de la válvula de retención 13, la rigidez del resorte antagonista 14, la sección de paso de la válvula, la caída de presión en el sistema; asimismo, también dependerá del régimen de funcionamiento del motor, de las características constructivas del sistema de inyección y de las propiedades físicas del combustible en ensayo [17]; y así como de la presión en la línea del combustible complementario [29].

4.3.2. La válvula de regulación de la presión inicial RND.

La válvula RND (ver la fig. 4.3) es una válvula de retención que está constituida por un cuerpo central 1, el cual posee tres racores roscados 2, 3, 4. El cuerpo central se une, mediante el racor 2, con la tubería de alta presión 5 proveniente de la bomba de inyección 17, y mediante el racor 3 con la tubería 6 conducente al inyector 7. El racor 4 se une con la parte superior 8 del cuerpo central mediante el extremo roscado 9 y, con la cañería de combustible complementario 10 a través del perno de rebose 11. En el interior del cuerpo central se aloja el asiento 12 con su válvula de retención 13, el resorte antagonista 14 sirve para mantener presionada la válvula en su asiento. Para asegurar la estanqueidad se utilizan dos empaquetaduras de aluminio 15, y el tope 16 regula la carrera de la válvula [17].

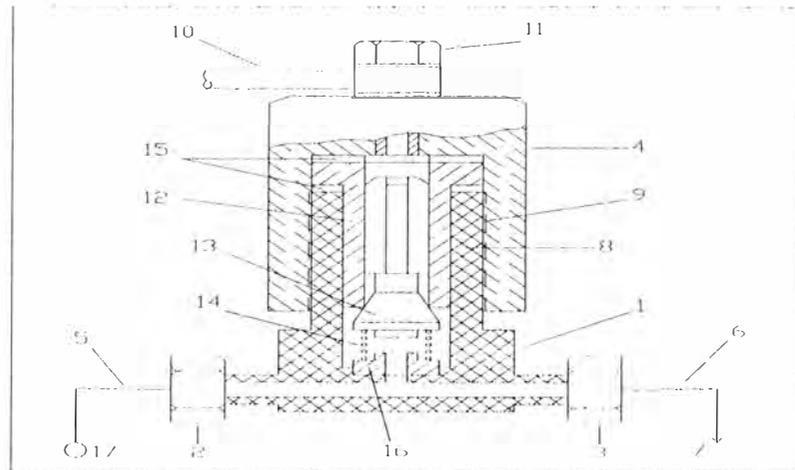


Fig. 4.3. La válvula de regulación de la presión inicial RND, [17].

4.3.3. Principales características del sistema de regulación de la presión inicial de inyección.

Sabemos que el aumento de la presión inicial del combustible en la línea de alta presión incrementa el consumo de combustible y, por lo tanto, el consumo de combustible del inyector también aumenta (g_{iny}). Empleando este sistema se pueden corregir las características de $g_{iny} = f(P_{inic})$ y así, estabilizar el régimen del trabajo conjunto de la bomba e inyector (ver la fig. 4.4), [29].

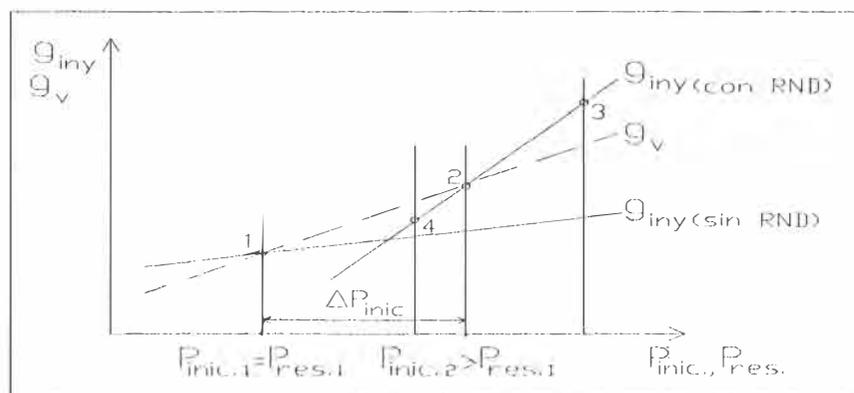


Fig. 4.4. Las características del trabajo conjunto de la bomba de inyección (g_v) e inyector (g_{iny}), para el sistema sin RND (régimen inestable) y el sistema con RND (régimen estable), [29].

De la figura podemos apreciar que, el sistema sin regulación de la presión inicial presenta un trabajo con carácter inestable (inestabilidad de régimen en el punto 1). Si utilizamos el método de regulación de la presión inicial, aumentando antes de cada nuevo ciclo de inyección la presión inicial en ΔP_{inic} hasta $P_{inic,2}$, el consumo de combustible del inyector (g_{iny}) aumentará, entonces el régimen de trabajo del conjunto bomba-inyector será el punto 2.

Si el régimen varía hasta el punto 3, el consumo desde el inyector aumenta y por consiguiente la presión residual disminuye hasta $P_{res,1}$, pero, el sistema aumentará la presión inicial sólo hasta $P_{inic,2}$; así, el régimen regresa al punto 2; por lo tanto, el régimen es estable en el punto 2.

Si el régimen varía hasta el punto 4, entonces la presión residual aumenta ($P_{res} > P_{res,1}$), pero $P_{res} < P_{inic,2}$. Por consiguiente, el sistema RND reestablecerá el nivel en la $P_{inic,2}$, y estabilizará el régimen en el punto 2.

Con el sistema RND se puede tener el factor de estabilidad $F_g > 0$. Los regímenes de trabajo de la bomba y el inyector con este sistema siempre son estables [29].

Es evidente que, con el aumento de la presión inicial P_{inic} , los g_{iny} y g_v en el punto 2 son mayores que los g_{iny} y g_v en el punto 1. Sin embargo, si se necesita disminuir los consumos hasta $g_{iny,1}$ y $g_{v,1}$, se puede disminuir la posición de la cremallera de la bomba de inyección (ver la fig. 4.5). Incrementando (regulando) la presión inicial de combustible, podemos corregir las características de consumo de combustible $g_{iny(con RND)} = f(P_{res})$. Se puede ver que en el punto 1, el $g_{iny,1} = g_{v,1}$; en este caso, ambos sistemas tienen iguales $P_{res,1}$, esto puede darse con el aumento del

volumen de descarga de la válvula impelente en la bomba de inyección [29]. El sistema con regulación de la presión inicial presenta una inyección con mayor presión inicial pero, con una posición de cremallera menor. Con el aumento de la presión inicial, el consumo de combustible es mayor; si en el punto 1 queremos tener un consumo de combustible constante, es preciso disminuir la posición de la cremallera. Por lo tanto, el $F_{g(\text{con RND})} > F_{g(\text{sin RND})}$ [29].

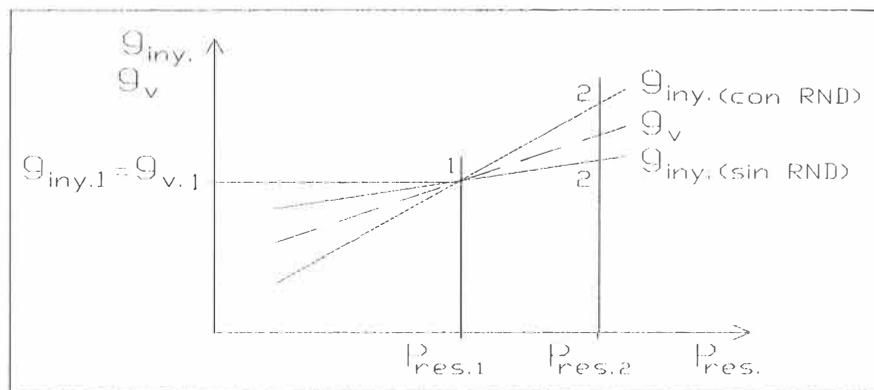


Fig. 4.5. Las características del trabajo conjunto de la bomba de inyección e inyector para los sistemas sin RND ($F_g < 0$) y con RND ($F_g > 0$), [29].

Uno de los métodos para aumentar la efectividad del trabajo del motor diesel en los regímenes parciales es el método de la inyección conjunta, dentro del cilindro, del combustible con diferentes aditivos activadores químicos (por ejm. con efecto catalítico, orgánicos, inorgánicos, etc.), sustancias de gran número de cetano, aditivos antihumo, combustibles alternativos, aditivos gaseosos (aire, gases), etc. Con el uso de estas sustancias se puede activar el proceso de atomización de combustible, los procesos de formación de la mezcla y de la combustión, etc. Por ejemplo, si tenemos aire o gas soluble en el combustible, la calidad de atomización del combustible mejorará gracias a

las microexplosiones de las gotas de combustible, debido a la presencia de gas o aire en el combustible durante la inyección (emulsión) dentro del cilindro. En esta inyección, la presión de la emulsión es muy alta, pero dentro del cilindro esta presión cae y el gas o aire se evapora desde el combustible, produciéndose estas microexplosiones; así, mejorando los procesos de atomización, la economía en los regímenes parciales mejora. Este método se puede realizar empleando la regulación de la presión inicial (RND) en el sistema de alimentación de combustible desde un tanque de aire o gas adicional, pudiendo también suministrar otras sustancias líquidas o gaseosas, por gravedad o a presión (ver caso XII, en el cuadro 4.2). Esta organización del proceso puede mejorar la atomización de combustible, la preparación de la mezcla de combustión y también variar la cinética de la combustión de esta mezcla [29].

Es muy importante señalar que el método de la regulación de la presión inicial (RND) es aplicable a sistemas de inyección de tipo separado de los motores diesel automotrices que se encuentran en explotación y que no requiere modificación alguna en toda su estructura, salvo en el de la línea de alta presión de inyección de combustible [29].

CAPITULO V

METODOLOGIA DE LA INVESTIGACION EXPERIMENTAL

5.1. Lineamientos generales.

Se llama objeto de pruebas al motor o dispositivo diesel fabricado, equipado, regulado y dotado de los aparatos de medición y control y, sometido a ensayo en correspondencia con los requisitos de los estándares establecidos por las empresas y conforme a las especificaciones, las tareas técnicas y otra documentación técnica de la empresa productora y/o entidad que realiza las pruebas.

El plan de pruebas especifica las reglas para elegir los modelos a ensayar en el banco, el programa de ensayo y los métodos de efectuarlos, los criterios que establecen el comienzo y al final de los ensayos, así como los criterios de la evaluación de sus resultados.

El programa de pruebas determina la lista de los principales parámetros, las características y las propiedades del motor o dispositivo diesel que deben determinarse, así como el orden y las condiciones de su determinación [40].

Los ensayos de investigación científica se realizan durante las investigaciones científicas a fin de estudiar las propiedades de los motores o dispositivos diesel.

Las pruebas de puesta a punto se efectúan en el proceso de diseño del motor o dispositivo diesel para evaluar la influencia de los cambios introducidos en éste con el fin de obtener los parámetros requeridos.

Las pruebas límites sirven para determinar las dependencias entre los valores límites de los parámetros de los motores o dispositivos diesel y los regímenes de explotación [40].

De lo anterior deducimos que nuestro estudio experimental contempla una combinación de pruebas de puesta a punto y límites, ya que estudiamos la influencia de la regulación de la presión inicial de inyección de combustible sobre parámetros de suministro, consumo y potencia, en los regímenes de bajas cargas cercanas al vacío.

Los programas de pruebas de investigación científica, de puesta a punto y límites no se reglamentan por los estándares y se establecen por la empresa fabricante del motor o dispositivo diesel o por la entidad que practica los ensayos [40], en ese sentido nosotros estableceremos nuestro programa de pruebas (ver 5.4.).

La presente investigación se llevó a cabo utilizando tanto el banco de pruebas Merlin para bombas de inyección, como el banco de pruebas Cussons con motor Ricardo, en ensayos para los regímenes de cargas parciales cercanas al vacío.

Se comprobó el buen funcionamiento de ambos bancos, se realizaron los ajustes y calibraciones de los equipos e instrumentos respectivos.

Para los ensayos en el banco Merlin se utilizó la bomba de inyección lineal Bosch, previamente calibrado por el Laboratorio Bosch S.A. (según la ficha de calibración técnica, ver anexo 1).

Para los ensayos en el motor Ricardo, primero se ajustó éste según las especificaciones técnicas recomendadas por el fabricante (ver anexo 2) y luego se obtuvo la característica externa de velocidad.

En ambos bancos se adaptó el sistema de regulación de la presión inicial en la línea de alta presión de combustible mediante la válvula de regulación de la presión inicial RND, y una cañería de combustible desde la línea de baja presión (ver fig. 4.1).

Esta válvula de regulación de la presión inicial RND se calibró tanto para la bomba de inyección Bosch del banco Merlin como para la bomba del motor monocilíndrico Ricardo; ya que aún siendo ambos sistemas de inyección del tipo separado, las presiones residuales en la línea de impulsión varían [29]. Ambos fueron calibrados para los regímenes de cargas parciales cercanas al vacío. La válvula RND fue la misma para ambos sistemas, sólo diferenciándose en la carrera (paso) de la válvula.

En el banco de pruebas Merlin se ensayó la desigualdad de suministro cíclico por secciones, mientras que en el motor se determinó los parámetros de potencia y de consumo de combustible; en ambos casos los ensayos fueron comparativos entre el sistema titular (sin regulación de la presión inicial) con el sistema con regulación de la presión inicial.

5.2. Objetos de la investigación.

En calidad de objetos de la investigación elegimos: Primero, la bomba de inyección lineal Bosch de seis secciones, calibrado mediante la ficha técnica Bosch VDT-WPP 001/4BOS6,89 (ver anexo 1) y, cuyas características básicas se muestran en la tabla 5.1; dicha bomba se ensayó utilizando el banco de

pruebas Merlin para bombas de inyección. Segundo, el motor monocilíndrico Ricardo versión diesel con sus principales parámetros descritos en la tabla 5.2. (ver anexo 2, especificaciones técnicas generales del motor Ricardo), el cual fue ensayado en el propio banco de pruebas Cussons-Ricardo.

Tabla 5.1. Características básicas del equipo de inyección de combustible.

Nº	Parámetro	Unidades	Valor	Observaciones
1.	Tipo de bomba de inyección	-	-	Lineal de 6 secciones
2.	Modelo de bomba de inyección	-	-	Bosch PE6A80B312LS2044Z
3.	Tipo de regulador	-	-	Mecánico de masas centrífugas, de 2 regímenes.
4.	Modelo de regulador	-	-	RQ200/1200 A499DL
5.	Tipo de inyector	-	-	De espiga
6.	Nº de tobera	-	-	DN12SD12
7.	Cañerías de impulsión (6)	mmxmmx mm	2 x 6 x 60	Diámetro interior x diámetro exterior x longitud.
8.	$n_{b,nom}$	rpm	1200	Regulador RQ200/1200AB99DL
9.	$n_{b,min}$	rpm	200	Regulador RQ200/1200AB499DL
10.	$g_{sc,nom}$	mm ³	175 - 180	Sin el accionamiento del regulador
11.	$g_{sc,min}$	mm ³	1 - 8	Con $h_c = 6$ mm y 200 rpm.
12.	$d_{emb-buzo}$	mm	8,00	De la ficha técnica de la bomba.
13.	$S_{emb-buzo}$	mm	en $f(h_c)$	Variable.
14.	$P_{iny, máx}$	MPa	40-65	En $f(h_c)$ y n_b
15.	$P_{ap,iny}$	MPa	15	Calibración de la presión de apertura.
16.	V_{LAP}	mm ³	188,5	Sin contar con el racor de la bomba
17.	V_{iny}	mm ³	en $f(h_c)$	Variable

Los ensayos realizados se dieron para dos variantes completas de los objetos de la investigación:

1. Sistema normal de alimentación de combustible (sin RND).
2. Sistema de alimentación de combustible con RND.
3. Motor diesel Ricardo con sistema normal de alimentación de combustible.
4. Motor diesel Ricardo con sistema RND.

Se sobreentiende que el método de investigación es comparativo entre los sistemas sin RND con los sistemas con RND.

Tabla 5.2. Características principales del motor Ricardo E6/TS.

Nº	Parámetro	Unidades	Valor	Observaciones
1.	Tipo de motor	-	-	De compresión variable
2.	Tipo de cámara de combustión	-	-	De turbulencia COMET MKV
3.	Número de cilindros	-	1	Monocilíndrico
4.	Número de tiempos	-	4	De cuatro tiempos
5.	Relación de compresión ϵ	-	22:1	Versión diesel
6.	L/R	-	4,25	Relación biela/manivela
7.	D/S	mm/mm	76,2/110	Relación diámetro/carrera
8.	Cilindrada	cm ³	507	Monocilíndrico
9.	n_{nom}	rpm	3000	Por rango de velocidad
10.	$N_{e,nom}$	kW	9	A 3000 rpm.
11.	$g_{e,nom}$	g/(kW.h)	310-320	De curva característica original
12.	$M_{e,máx}$	N.m	30	De curva característica original
13.	$n_{Me,máx}$	rpm	2100-2300	De curva característica original
14.	Tipo de sistema de inyección	-	-	Separado
15.	Modelo de bomba de inyección	-	-	CAV - BOSCH BPE 1B60W 10056039
16.	Modelo de inyector	-	-	CAV BKB 3555153
17.	Modelo de tobera	-	-	BDNOSD21
18.	$P_{ap,inv.}$	MPa	15	Presión de apertura.

5.3. Descripción de los bancos de pruebas.

En el presente trabajo de investigación empleamos dos bancos de pruebas: uno para los ensayos con el equipo de inyección de combustible (banco de pruebas Merlin para bombas de inyección) y, otro para los experimentos con el motor diesel (banco de pruebas Cussons-Ricardo).

En la figura 5.1. presentamos el esquema general del banco de pruebas para bombas de inyección Merlin y, en la tabla 5.3. sus característica básicas.

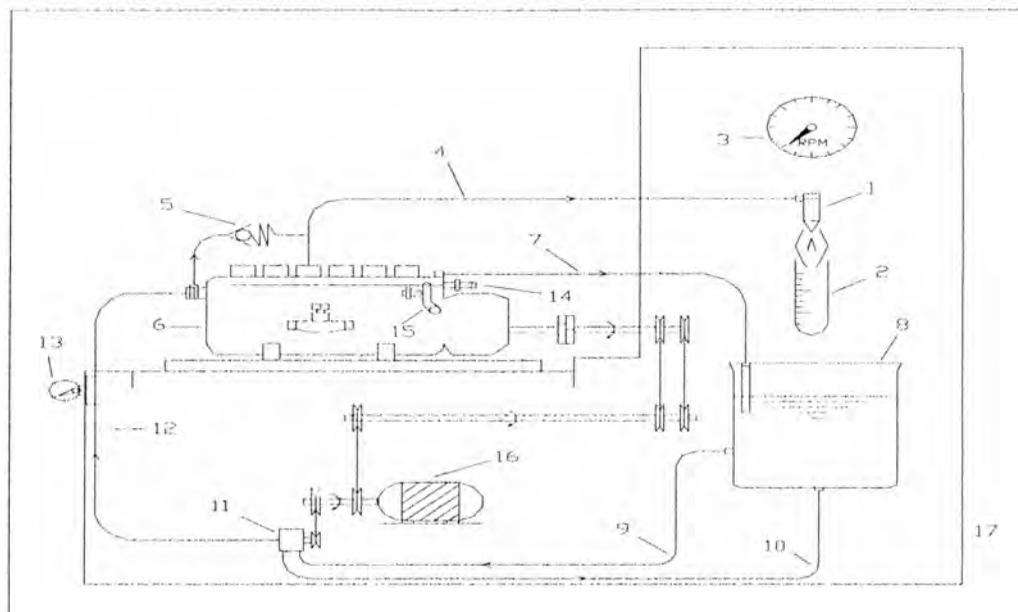


Fig. 5.1. Esquema general del banco de pruebas Merlin para bombas de inyección: 1- inyector, 2-bureta de medición, 3-tacómetro, 4-línea de alta presión, 5-válvula RND, 6-bomba de inyección, 7-línea de retorno, 8-tanque de combustible, 9-línea de toma, 10-línea de excedente, 11-bomba de transferencia, 12-línea de baja presión, 13-manómetro, 14-micrómetro, 15-regulador de la posición de la cremallera, 16-motor eléctrico, 17-base estructural del banco.

Tabla 5.3. Características principales del banco de pruebas Merlin.

Nº	Parámetro	Unidades	Característica
1.	Tipo de banco.	-	Para bombas de inyección, de hasta 6 secciones.
2.	Modelo/Serie	-	M6/1787.
3.	Potencia transmitida	2,2 kW	De arrastre
4.	Tipo de motor propulsor	-	220/380 V, trifásico.
5.	Regímenes de velocidad	-	Baja: 0-700 rpm. Alta: 700-3500 rpm.
6.	Variación de velocidades	-	Mecánica, por fajas trapezoidales.
7.	Tipo de tacómetro	-	Mecánico de 0 - 3500 rpm.
8.	Tipo de cuenta-emboladas	-	Mecánico, disparo automático cada 100 emboladas.
9.	Chasis porta-probetas	-	Fijo frontal.
10.	Número y capacidad de probetas	12	6 de 0 a 21 cm ³ y, 6 de 8 a 25 cm ³
11.	Inyectores patrones	6	Tipo espiga con tobera DN12SD12
12.	Tipo de alimentación de combustible	-	Por bomba mecánica, previamente filtrada desde un tanque de 15 l.
13.	Parámetros de registro	4	1. Suministro por secciones 2. Velocidad del eje de la bomba 3. Presión de alimentación. 4. Posición de la cremallera.
14.	Presión de alimentación de combustible	kg/cm ²	A baja presión : 0 - 2 A alta presión : 2 - 4
15.	Dimensiones del banco	mm.	Largo:1100, ancho:650, alto:1800.

En la figura 5.2 podemos apreciar el esquema general del banco de pruebas Cussons-Ricardo y, en la tabla 5.4 se describen sus principales características. En ambos esquemas se visualiza la instalación del sistema de regulación de la presión inicial RND. El suministro de combustible complementario, para regular la presión inicial en la línea de alta presión, proviene desde la línea de baja presión (alimentación) de combustible. Para permitir el ingreso de combustible de la línea de baja hacia la de alta se utiliza la válvula de retención o reguladora de la presión inicial RND.

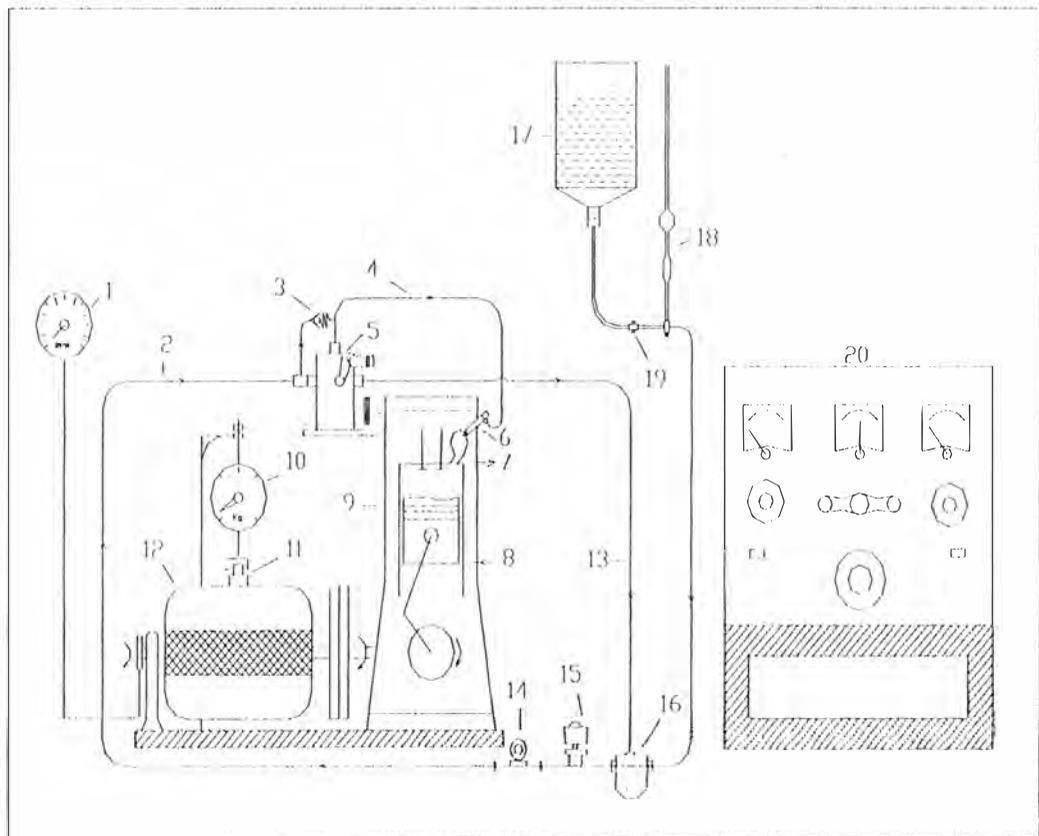


Fig. 5.2. Esquema general del banco de pruebas Cussons con motor monocilíndrico Ricardo E6/TS: 1-tacómetro, 2-línea de baja presión (LBP), 3-válvula RND, 4-línea de alta presión (LAP), 5-bomba de inyección, 6-inyector, 7-salida del refrigerante, 8-entrada del refrigerante, 9-motor versión diesel, 10-balanza, 11-brazo torsor, 12-dinamómetro, 13-línea de rebose, 14-manómetro, 15-bomba eléctrica de combustible, 16-filtro de petróleo, 17-tanque de combustible, 18-flujómetro, 19-válvula de corte de combustible, 20-mecanismo de control eléctrico.

Tabla 5.4. Características principales del banco Cussons-Ricardo.

Nº	Parámetro	Unidades	Característica
1.	Tipo de banco	-	Para motor de combustión interna.
2.	Modelo de objeto de pruebas	-	Motor Ricardo de compresión Variable, monocilíndrico.
3	Tipo de motor	-	E6 / TS con serial 105 / 69.
4	Tipo de dinamómetro	-	Eléctrico BKB, de campo oscilante
5	Potencia del dinamómetro	kW	24 (3000 rpm.)
6	Capacidad del dinamómetro	-	440 V - 55 A.
7	Capacidad del banco de resistencias	-	400 V - 60 A.
8	Radio del brazo torsional	mm	45,7
9	Tipo de balanza	-	Waymaster tipo resorte.
10	Tipo de tacómetro		Eléctrico, Crompton-Parkinson
11	Rango del tacómetro	rpm	0 - 3000 (aproximación 50)
12	Mecanismo de control	-	Tipo eléctrico.
13	Rango del vatímetro del calentador de aire	W	100 - 600 (aproximación 100).
14	Rango del voltímetro	V	0 - 500 (aproximación 20).
15	Rango del voltímetro de campo	V	0 - 250 (aproximación 10).
16	Rango del amperímetro	A	0 - 60 (aproximación 5).
17	Parámetros de registro para los ensayos experimentales.	n (rpm) ΔV (cm ³) F (kg) $\Delta \tau$ (s) h _c (mm) T (°C)	1. Velocidad de giro del motor. 2. Suministro de combustible. 3. Fuerza dinamométrica. 4. Tiempo de consumo de combustible 5. Posición de la cremallera 6. Temperaturas de aceite y de agua.

5.4. Metodología de la ejecución experimental y forma de presentación de los datos obtenidos durante los ensayos.

En primer lugar fue necesario comprobar el estado técnico de los dispositivos de alimentación de combustible (banco Merlin) y del motor monocilíndrico Ricardo previo a los ensayos, mediante el levantamiento de las curvas características externas de velocidad comparándolas con los originales o certificados técnicos.

Antes de realizar cada experimento se realizaron calibraciones y mediciones de las condiciones ambientales en que se ejecutaron los experimentos. Luego se verificó el buen funcionamiento de los dispositivos de estabilización de temperatura tanto del sistema de alimentación de combustible, como del motor Ricardo (temperaturas del aceite, del refrigerante, del combustible, etc.). Después del término de los ensayos, los dispositivos fueron nuevamente verificados y calibrados [29].

5.4.1. Programa de pruebas en el banco Merlin para bombas de inyección.

Una vez determinada las condiciones ambientales y, verificados y calibrados los dispositivos de control térmico, se pone en funcionamiento el banco con el objeto de pruebas (bomba en ensayo) instalado, procediéndose al purgado de aire de la línea de impulsión. Luego de verificar un suministro continuo de combustible, se reguló las revoluciones del eje de la bomba de inyección ensayada cada 200 rpm. (desde 400 hasta 1200 rpm.), para los siguientes regímenes de carga constante:

$$1. h_{c1} = 100\%g_{sc.nom} = 22,00 \text{ mm.} = 180 \text{ mm}^3/\text{ciclo}$$

$$2. h_{c2} = 50\%g_{sc.nom} = 12,50 \text{ mm.} = 90 \text{ mm}^3/\text{ciclo}$$

$$3. h_{c3} = 30\%g_{sc.nom} = 8,50 \text{ mm.} = 54 \text{ mm}^3/\text{ciclo}$$

$$4. h_{c4} = 10\%g_{sc.nom} = 5,00 \text{ mm.} = 18 \text{ mm}^3/\text{ciclo}$$

$$5. h_{c5} = 5\%g_{sc.nom} = 4,00 \text{ mm.} = 9 \text{ mm}^3/\text{ciclo}$$

Es preciso señalar que las regulaciones parciales de la posición de la cremallera (h_c) se dieron en función, no de la posición de la cremallera máxima, sino del suministro cíclico nominal. Los ensayos se ejecutaron

con el regulador de combustible desconectado, ya que para efectos comparativos es mejor que éste no intervenga; es decir, que en las pruebas sólo funcionó la bomba de inyección propiamente dicha.

Para los ensayos en los cuales se empleó el sistema con RND, fue necesario seleccionar los parámetros de construcción y regulación de la válvula RND con la finalidad de obtener la máxima efectividad en los regímenes de cargas parciales y de vacío.

Durante las pruebas, primero se reguló una carga constante, luego se graduó la velocidad del eje de la bomba mínima (400 rpm) y, así cada 200 rpm. hasta llegar a 1200 rpm. Para cada punto ensayado (carga y velocidad) se fue anotando el suministro cíclico observado en las buretas de medición y, de esta forma se guardaron los datos medidos en la tabla de datos medidos (ver tabla protocolo 5.1., por ejemplo al ensayar con la carga h_{c1} con RND) tanto para el sistema normal de alimentación de combustible como para el sistema con RND.

Para determinar la desigualdad de suministro cíclico por secciones al emplear el sistema con RND, se instaló la válvula RND en cada sección sucesivamente (puesto que sólo contamos con una válvula RND) y se repitieron los ensayos.

Tabla Protocolo 5.1. Suministro cíclico de combustible por secciones.

Carga h_{c1} (RND)	Secciones de la bomba de inyección ensayada					
	Secc.1	Secc.2	Secc.3	Secc.4	Secc.5	Secc.6
n_b rpm	V_{sc} mm^3	V_{sc} mm^3	V_{sc} Mm^3	V_{sc} mm^3	V_{sc} mm^3	V_{sc} mm^3
400	$V_{sc 1.1}$	$V_{sc 2.1}$	$V_{sc 3.1}$	$V_{sc 4.1}$	$V_{sc 5.1}$	$V_{sc 6.1}$
600	$V_{sc 1.2}$	$V_{sc 2.2}$	$V_{sc 3.2}$	$V_{sc 4.2}$	$V_{sc 5.2}$	$V_{sc 6.2}$
800	$V_{sc 1.3}$	$V_{sc 2.3}$	$V_{sc 3.3}$	$V_{sc 4.3}$	$V_{sc 5.3}$	$V_{sc 6.3}$
1000	$V_{sc 1.4}$	$V_{sc 2.4}$	$V_{sc 3.4}$	$V_{sc 4.4}$	$V_{sc 5.4}$	$V_{sc 6.4}$
1200	$V_{sc 1.5}$	$V_{sc 2.5}$	$V_{sc 3.5}$	$V_{sc 4.5}$	$V_{sc 5.5}$	$V_{sc 6.5}$

Así en la práctica, el número de ensayos comprendió:

$$5(n_b) \times 5(h_c) \times 6(\text{secciones}) \times 2(\text{con o sin RND}) = 300 \text{ puntos de ensayo.}$$

5.4.2. Programa de pruebas en el banco Cussons-Ricardo.

Al igual que el plan de pruebas anterior, se determinaron las condiciones ambientales de los ensayos y, se calibraron y verificaron los dispositivos de control térmico del motor Ricardo. Se revisó los niveles de aceite, refrigerante y combustible, luego se puso en marcha el motor y se mantuvo en funcionamiento a un nivel medio de velocidad hasta obtener el nivel óptimo de temperatura del refrigerante y del aceite de lubricación (aproximadamente 70 y 60 °C respectivamente).

La regulación de las cargas, a diferencia de los ensayos en el banco Merlin y debido a que no se contó con la ficha técnica de calibración de esta bomba, se dieron en función a la carrera total efectiva de la cremallera de regulación de la bomba de inyección; ésta es aproximadamente de 11,5 mm (diferencia de la posición de la cremallera sin suministro de combustible 16 mm, con la de la posición de suministro máximo 4,5 mm, observado en el micrómetro de regulación adosado a la bomba de inyección del motor Ricardo).

Los ensayos realizados fueron específicamente para cuatro cargas: La primera, para el régimen de carga nominal (100% h_c) y altas revoluciones (1000 - 3000 rpm), con la cual se puede graficar la curva de la característica externa de velocidad. Las dos siguientes fueron para bajas cargas (50% y 30% de h_c) y la última, prácticamente, en el régimen de vacío (10% h_c), y a bajas velocidades de rotación (600 - 1400 rpm).

Por tanto se tuvo que calibrar la carrera de la cremallera para cada ensayo de la siguiente manera:

1. $100\%h_{c,nom.} = 11,50 \text{ mm}$ (4,50 mm en el micrómetro);
2. $50\%h_{c,nom.} = 5,75 \text{ mm}$ (10,25 mm en el micrómetro);
3. $30\%h_{c,nom.} = 3,45 \text{ mm}$ (12,55 mm en el micrómetro);
4. $10\%h_{c,nom.} = 1,15 \text{ mm}$ (14,85 mm en el micrómetro).

Una vez determinados los puntos de carga y de velocidad, en pleno funcionamiento del motor, se registraron los siguientes parámetros:

1. La carga en función de la posición de la cremallera h_c , (%)
2. Las rotaciones del motor n , (rpm);
3. El volumen de combustible suministrado ΔV , (cm^3 , constante);
4. El tiempo en que se consume el volumen de combustible fijado $\Delta \tau$, (s);
5. La fuerza dinamométrica F , (kg.);
6. Las temperaturas de entrada y salida del agua: $T_{e,a}$ y $T_{s,a}$ ($^{\circ}\text{C}$);
7. La temperatura de aceite de lubricación del motor T_{ac} , ($^{\circ}\text{C}$).

Para facilitar el registro de datos obtenidos durante la prueba esbozamos la siguiente tabla de datos (ver tabla protocolo 5.2, por ejemplo para una carga del $10\%h_{c,nom.}$).

Tabla Protocolo 5.2. Parámetros de registro en el ensayo con el motor diesel Ricardo.

$\% h_c$ (mm)	n (rpm)	ΔV (cm^3)	$\Delta \tau$ (s)	F (kg)	$T_{e,a}$ ($^{\circ}\text{C}$)	$T_{s,a}$ ($^{\circ}\text{C}$)	T_{ac} ($^{\circ}\text{C}$)
$10\%h_{c,nom}$	600	5	τ_1	F_1	69	71	60
$10\%h_{c,nom}$	800	5	τ_2	F_2	68	70	60
$10\%h_{c,nom}$	1000	5	τ_3	F_3	69	71	60
$10\%h_{c,nom}$	1200	5	τ_4	F_4	70	72	60
$10\%h_{c,nom}$	1400	5	τ_5	F_5	69	71	60

Para el ensayo a régimen nominal ($100\%h_{c,nom}$) las velocidades de rotación fueron altas desde 1000 hasta 3000 rpm, cada 500 rpm. Los demás datos de registro permanecieron iguales.

5.5. Metodología de cálculo de los índices y parámetros de funcionamiento de los objetos de pruebas.

Los datos registrados en los ensayos previos son utilizados en la fórmula correspondiente para calcular los índices y parámetros de trabajo, tanto del sistema de alimentación de combustible como del motor monocilíndrico Ricardo. Los resultados obtenidos son registrados en las tablas respectivas, para luego ser utilizados en la graficación de las curvas características de funcionamiento de los objetos de ensayo, siempre comparativamente entre los sistemas normales de alimentación de combustible de tipo separado y los sistemas con RND.

5.5.1. Metodología de cálculo para los ensayos de suministro de combustible en el banco Merlin para bombas de inyección.

Las fórmulas aplicadas en el cálculo de los índices y parámetros de funcionamiento del sistema de alimentación de combustible son secuenciales y, también, relativos entre los sistemas sin RND y los con RND. Los parámetros e índices a calcular son los siguientes:

1. Suministro cíclico volumétrico, V_{sc} (mm^3/ciclo).

$$V_{sc.i} = V_i / C_i$$

donde: V_i , volumen instantáneo suministrado (mm^3).

C_i , número instantáneo de ciclos.

El subíndice (i) se refiere a los valores instantáneos o corrientes.

2. Suministro cíclico másico, g_{sc} (mg/ciclo).

$$g_{sc.i} = V_{sc.i} \times \rho_c$$

donde: ρ_c , densidad del combustible en las condiciones de la ejecución experimental (mg/mm^3).

3. Variación de suministro de combustible con el empleo del sistema

RND, Δg_{sc} (mg/mm^3).

$$\Delta g_{sc.i} = g_{sc.i \text{ rnd}} - g_{sc.i}$$

donde el subíndice rnd se refiere a los resultados de los ensayos con el sistema RND.

4. Coeficientes de corrección de la característica de velocidad, K y K_{rnd} .

$$K = g_{sc.i} / g_{sc.i \text{ nom}}$$

Este coeficiente relaciona el valor corriente o instantáneo del $g_{sc.i}$ para los datos de n_b y h_c en ensayo, con el valor para la frecuencia nominal y la misma posición h_c .

El coeficiente K_{rnd} relaciona los mismos valores que K pero, estos valores se refieren a los obtenidos al emplear el sistema con RND.

5. Coeficiente de ganancia del sistema con RND, K_a .

$$K_a = \Delta g_{sc.i} / g_{sc.i}$$

Este coeficiente nos revela el valor ganado al emplear el sistema con RND en referencia al sistema de suministro normal para los mismos datos instantáneos.

6. Coeficiente relativo de la característica de corrección, K_{rel} .

$$K_{rel} = K_{rnd} / K$$

5.5.2. Metodología de cálculo para los ensayos con el motor Ricardo.

Los ensayos realizados en este banco se fundamentan en el análisis comparativo de la economía de combustible y de la potencia del motor, entre el motor Ricardo con su sistema normal de alimentación de combustible y el propio motor con su sistema de alimentación modificado por la regulación de la presión inicial de inyección (sistema RND).

Los datos registrados en la tabla protocolo 5.2. se emplean para calcular los siguientes índices y parámetros de funcionamiento del motor ensayado:

1. Consumo horario de combustible G_c , (kg/h)

$$G_c = 3,6 \times \rho_c (\Delta V / \Delta \tau)$$

donde: ρ_c , densidad del combustible en ensayo ($\rho_c = 0,84 \text{ g/cm}^3$)

ΔV , volumen de combustible suministrado (cm^3)

$\Delta \tau$, tiempo del consumo de combustible suministrado (s)

2. Momento efectivo M_e , (N.m)

$$M_e = F \times L$$

donde: F, fuerza dinamométrica en N.

L, longitud del brazo del freno en m ($L = 0,457 \text{ m}$).

3. Potencia efectiva N_e , (kW)

$$N_e = (M_e \times n) / 9555$$

donde: n, número de revoluciones del cigüeñal (rpm)

M_e , momento efectivo (N.m)

4. Consumo específico de combustible g_e , [g/(kW.h)]

$$g_e = (G_c / N_e) \times 10^3$$

donde: G_c , consumo horario de combustible (kg/h)

N_e , potencia efectiva (kW)

Los datos calculados ahora son registrados en la tabla protocolo 5.4 (por ejemplo para la misma carga de la tabla protocolo 5.2), los cuales sirven para graficar las curvas características respectivas y para su análisis respectivo.

Tabla Protocolo 5.4. Parámetros calculados del ensayo con el motor Ricardo.

% h_c	n	ΔV	$\Delta \tau$	F	G_c	M_e	N_e	g_e
(mm)	(rpm)	(cm^3)	(s)	(kg)	(kg/h)	(N.m)	(kW)	[g/(kW.h)]
10% $h_{c_{nom}}$	600	5	τ_1	F_1	G_{c1}	M_{e1}	N_{e1}	g_{e1}
10% $h_{c_{nom}}$	800	5	τ_2	F_2	G_{c2}	M_{e2}	N_{e2}	g_{e2}
10% $h_{c_{nom}}$	1000	5	τ_3	F_3	G_{c3}	M_{e3}	N_{e3}	g_{e3}
10% $h_{c_{nom}}$	1200	5	τ_4	F_4	G_{c4}	M_{e4}	N_{e4}	g_{e4}
10% $h_{c_{nom}}$	1400	5	τ_5	F_5	G_{c5}	M_{e5}	N_{e5}	g_{e5}

Una vez obtenidos los datos instantáneos de la potencia efectiva (N_{ei}) y del consumo específico de combustible (g_{ei}), tanto para el sistema con suministro normal de combustible como para el sistema con RND, se pueden calcular los porcentajes de incremento de la potencia (ΔN_{ei}) y de reducción del consumo específico de combustible (Δg_{ei}) para cada régimen de carga y velocidad:

5. Porcentaje de incremento de la potencia efectiva ΔN_{ei} , (%)

$$\Delta N_{ei} = [(N_{ei_{md}} \times 100) / N_{ei}] - 100$$

donde: $N_{ei_{md}}$, potencia efectiva instantánea del motor con el sistema RND (kW).

N_{ei} , potencia efectiva instantánea del motor (kW).

6. Porcentaje de reducción del consumo específico de combustible Δg_{ei} , (%).

$$\Delta g_{ei} = 100 - [(g_{ei.md} \times 100) / g_{ei}]$$

donde: $g_{ei.md}$, consumo específico de combustible del motor con el sistema RND [g/(kW.h)].

g_{ei} , consumo específico de combustible del motor [g/(kW.h)].

Los resultados calculados de ΔN_{ei} y Δg_{ei} son ahora registrados en la tabla protocolo 5.5, y a partir de éstos graficar sus tendencias y analizar mejor la influencia del sistema RND en los regímenes de bajas cargas.

Tabla Protocolo 5.5. Porcentajes del incremento de la potencia efectiva y de la reducción del consumo de combustible al emplear el sistema RND

% h_c (mm)	n (rpm)	N_{ei} (kW)	$N_{ei.md}$ (kW)	ΔN_{ei} (%)	g_{ei} g/(kW.h)	$g_{ei.md}$ g/(kW.h)	Δg_{ei} (%)
10%	600						
10%	800						
.....
50%	1200						
50%	1400						

5.6. Evaluación de los errores medidos.

En la realización de las investigaciones experimentales se emplean como regla singulares medidas. La exactitud de los resultados depende en gran medida de los errores accidentales del experimento, de los errores de medición y de los dispositivos de registro [29].

Los parámetros que se determinan durante los ensayos en el banco, se establecen en correspondencia con las tareas de ensayo [40].

Las condiciones ambientales presentan los siguientes rangos de error:

1. Presión atmosférica P_o , mm.Hg (kPa): ± 1 (0,2).
2. Temperatura del aire ambiental $T_{amb.}$ ($^{\circ}\text{C}$): ± 1 .
3. Humedad relativa del aire ambiental $H_{rel.}$ (%): ± 5 .

Es de suma importancia mantener las temperaturas de los fluidos de trabajo del sistema de alimentación y también del motor diesel en niveles casi constantes. Las velocidades de rotación de la bomba de inyección y del motor, el consumo de combustible o volumen suministrado presentan los siguientes rangos de error [40]:

1. Frecuencia de rotación, n (rpm): $\pm 0,5\%$ n , pero no más de ± 10 rpm.
2. Consumo de combustible, G_c (kg/h): 0,5% de G_c .
3. Temperatura de entrada del refrigerante, $T_{e.a}$ ($^{\circ}\text{C}$): ± 3 .
4. Temperatura de salida del refrigerante, $T_{s.a}$ ($^{\circ}\text{C}$): ± 3 .
5. Temperatura del aceite de lubricación en el carter, $T_{ac.}$ ($^{\circ}\text{C}$): ± 3 .
6. Temperatura del combustible a la entrada del filtro, T_c ($^{\circ}\text{C}$): ± 3 .

La exactitud de las mediciones de los suministros cíclicos de combustible depende fundamentalmente de las siguientes magnitudes [29]: Las mediciones del volumen de combustible (V_c) en la probeta graduada, de la duración de cada ensayo (τ_{ie}) o número de ciclos (C_i), de la frecuencia de rotaciones (n) y de la densidad del combustible (ρ_c). Por tanto el $g_{sc} = f(V_c, \tau_{ie}, n, \rho_c)$.

Aplicando la desviación estandar, la variación de los errores (Δe) estimados para la experimentación obedece a la siguiente fórmula:

$$\Delta e = \left(\sum_{i=1} [(\partial f(x)/\partial x_i) \Delta x_i]^2 \right)^{1/2}$$

Este parámetro depende de la medición de los errores. Si tenemos la medición de las siguientes magnitudes: x_1, x_2, \dots, x_n , la sumatoria relativa de los errores se puede determinar mediante la correlación siguiente:

$$\delta e = [(\Delta x_1/x_1)^2 + (\Delta x_2/x_2)^2 + \dots + (\Delta x_n/x_n)^2]^{1/2} = [\sum_{i=1}^n (\delta x_i)^2]^{1/2}$$

Los errores de medición de los parámetros no enunciados previamente se designan en función de las tareas de los ensayos y de los aparatos de medición aplicados [35], así tenemos que los rangos de error ΔV_c , $\Delta \tau_{ie}$, Δn y $\Delta \rho_c$ son $\pm 0,5 \text{ mm}^3$, $\pm 0,02 \text{ s.}$, $\pm 10 \text{ rpm}$ y $\pm 0,01 \text{ mg/mm}^3$, respectivamente.

Las magnitudes para los regímenes de bajas cargas y bajas velocidades de rotación son aproximadamente: $V_{c,\text{mín}}$ (9 mm^3), τ_{ie} (15 s), n (400 rpm) y ρ_c ($0,84 \text{ mg/mm}^3$). Entonces sumando relativamente los errores con la fórmula anterior, tenemos el error de medición del suministro cíclico de combustible para el régimen de carga mínima, ($e_{sc,\text{mín}}$):

$$e_{sc,\text{mín.}} = [(\Delta V_c/V_c)^2 + (\Delta \tau_{ie}/\tau_{ie})^2 + (\Delta n/n)^2 + (\Delta \rho_c/\rho_c)^2]^{1/2} = 0,062 = 6,2 \%$$

Para los regímenes nominales de carga y de velocidad, siendo $V_{c,\text{nom}}$ (180 mm^3), τ_{ie} (5 s), n (1200 rpm) y ρ_c ($0,84 \text{ mg/mm}^3$), el $e_{sc,\text{nom}}$ es de $1,53 \%$.

Los métodos utilizados en la investigación y los medios de medición satisfacen la solución de los problemas y el alcance de los objetivos propuestos en el presente trabajo.

CAPITULO VI

PRESENTACION Y ANALISIS COMPARATIVO DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

En el presente capítulo presentamos los resultados experimentales de los ensayos realizados, tanto en el banco para bombas de inyección como en el motor monocilíndrico Ricardo. Los datos experimentales son presentados en protocolos generales de pruebas de acuerdo a las tablas-protocolos mostradas en el capítulo anterior (ver anexos 3 y 4). Los gráficos correspondientes se muestran comparativamente para facilitar el análisis respectivo.

Debido a que los ensayos en el banco Merlin son numerosos (300 en total, sin contar que para cada punto se realizó 3 mediciones), puesto que se ensayó con una bomba de 6 secciones, la presentación y el análisis de los resultados recaen sólo en dos (2) secciones seleccionadas con el fin de observar e interpretarlos mejor (secciones 1 y 6). Los datos experimentales de todas las secciones los presentamos debidamente en el anexo 3.

Los resultados de los ensayos en el motor Ricardo son puntuales y, se muestran y analizan todas las pruebas realizadas. Al igual que los ensayos con el banco Merlin, los datos experimentales los presentamos en el anexo 4.

6.1. Presentación de los resultados experimentales de los ensayos en el banco de pruebas Merlin.

Los ensayos en este banco se basan fundamentalmente en pruebas sobre el suministro cíclico de combustible y, su presentación en forma comparativa de los resultados de los parámetros e índices derivados de los datos experimentales.

Como mencionamos líneas arriba, la presentación de los resultados recaen en la primera (1) y la última sección (6) debido a que la bomba de inyección ensayada es de seis secciones y, las otras presentan un comportamiento similar.

En primer lugar, como se pueden apreciar en los gráficos 6.1 y 6.2, se presentan las características de velocidad del suministro cíclico de combustible (para las cargas cercanas al vacío: 5 y 10%, para las cargas parciales de 30 y 50%) de las dos secciones, respectivamente. Es posible también observar en estos la característica externa de velocidad ($h_{c.gsc.nom}=h_{c.100\%}$) de ambas secciones.

En los gráficos 6.3 y 6.4 presentamos los coeficientes de corrección (K y K_{rnd}) de la característica de velocidad de la bomba de inyección. En los regímenes de cargas parciales y sobre todo en los cercanos al vacío y a bajas velocidades de rotación, el coeficiente de corrección es siempre menor que la unidad, por tanto estos regímenes son inestables [29].

Obtenidos los coeficientes de corrección K y K_{rnd} , podemos relacionarlos uno al otro y así calcular los coeficientes relativos de corrección de la característica de velocidad K_{rel} , que son índices donde se puede apreciar mejor la influencia del empleo del sistema RND en estudio (ver gráficos 6.5 y 6.6). Estos gráficos se dan tanto en función a las velocidades de rotación como a la carga (posiciones de la cremallera, h_c).

GRAFICO 6.1. CARACTERISTICA DE VELOCIDAD DEL SUMINISTRO CICLICO DE COMBUSTIBLE

CONDICIONES DE ENSAYO:

TIPO DE BANCO DE PRUEBAS	MERLIN M6	COMBUSTIBLE EMPLEADO:	DIESEL 2
MODELO DE BOMBA DE INYECCION:	PE6A80C312LS2044Z	DENSIDAD DEL COMBUSTIBLE (mg/mm ³):	0,84
PRESION DE INYECCION (bar):	150	TEMPERATURA MAXIMA DE COMBUSTIBLE (°C):	40
POSICION DE ALIMENTACION (bar):	1,5	TEMPERATURA AMBIENTE (°C):	24-25
POSICION DE LA CREMALLERA (%):	5 - 100	PRESION ATMOSFERICA (mm.Hg):	755
CARRERA DE LA VALVULA RND (mm):	0,3	SECCION N°:	

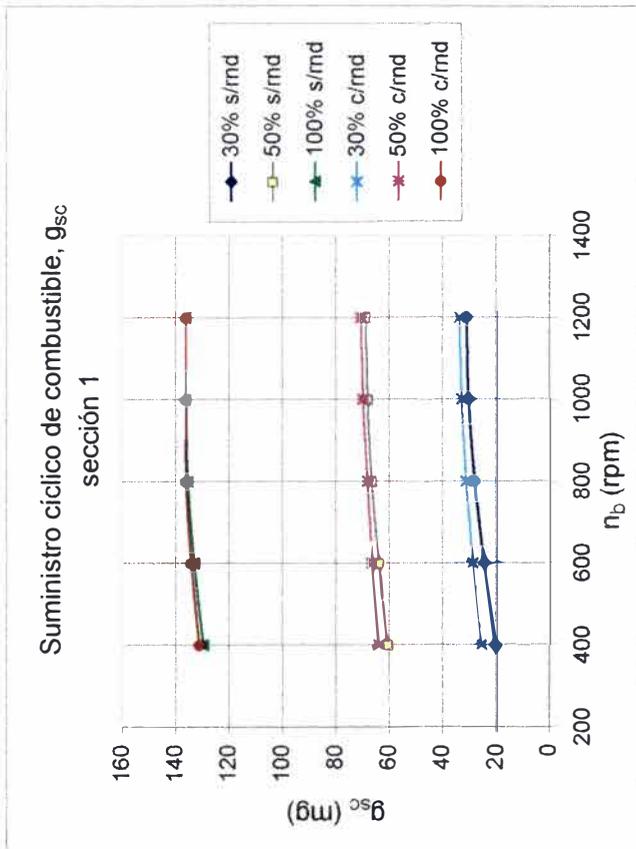
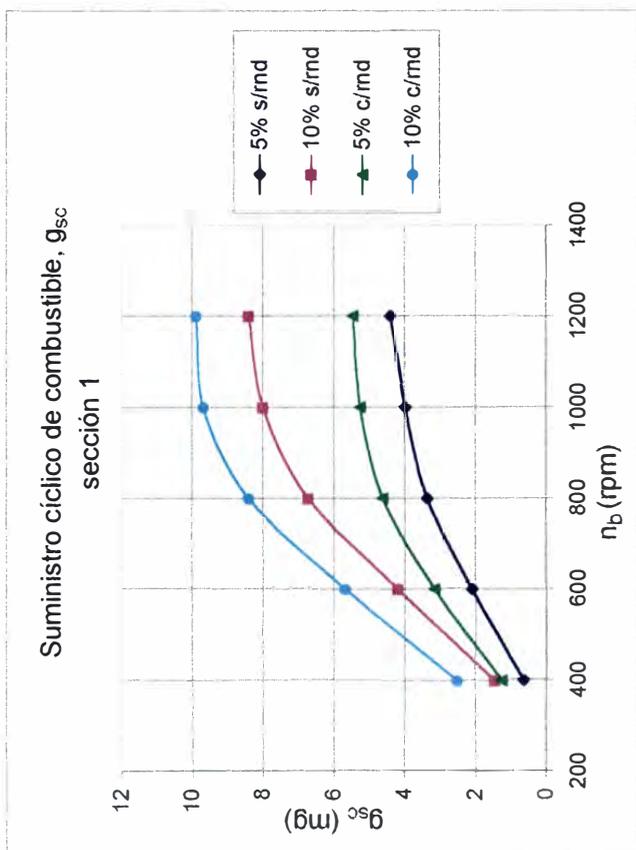


GRAFICO 6.2. CARACTERISTICA DE VELOCIDAD DEL SUMINISTRO CICLICO DE COMBUSTIBLE

CONDICIONES DE ENSAYO:

TIPO DE BANCO DE PRUEBAS:	MERLIN M6	COMBUSTIBLE EMPLEADO:	DIESEL 2
MODELO DE BOMBA DE INYECCION:	PE6A80C312LS2044Z	DENSIDAD DEL COMBUSTIBLE (mg/mm ³):	0,84
PRESION DE INYECCION (bar):	150	TEMPERATURA MAXIMA DE COMBUSTIBLE (°C):	40
PRESION DE ALIMENTACION (bar):	1,5	TEMPERATURA AMBIENTE (°C):	24-25
POSICION DE LA CREMALLERA (%):	5 - 100	PRESION ATMOSFERICA (mm.Hg):	755
CARRERA DE LA VALVULA RND (mm):	0,3	SECCION N°:	6

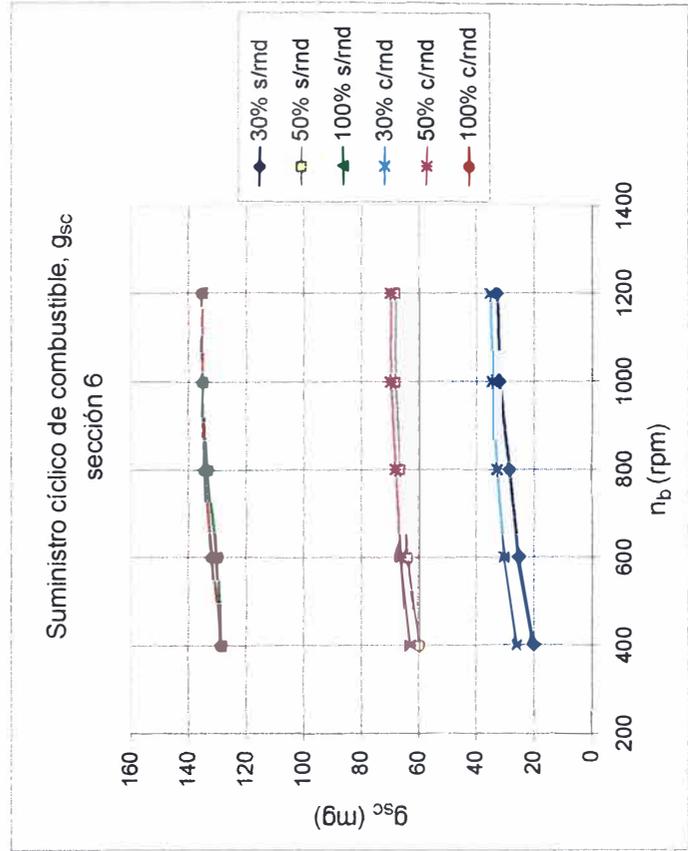
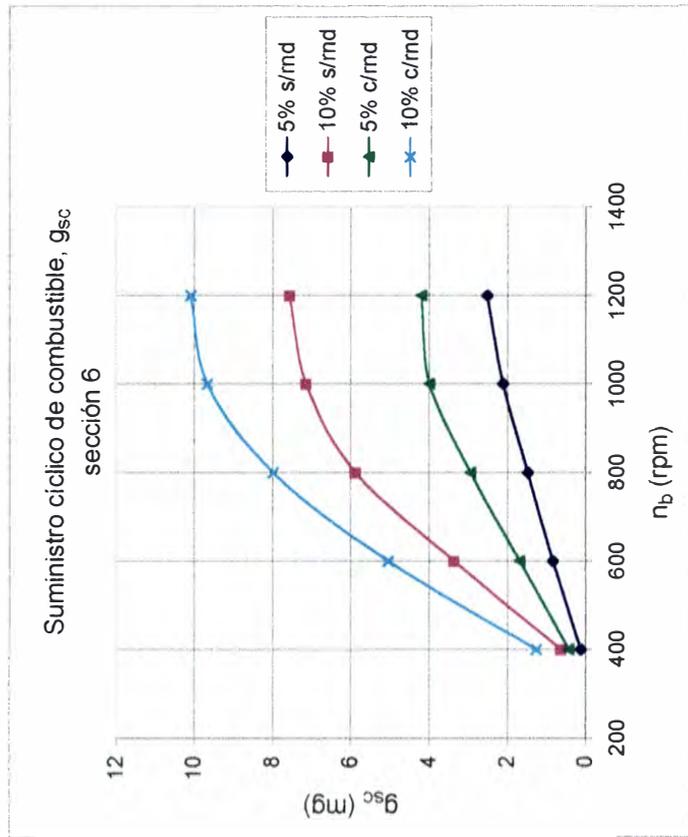
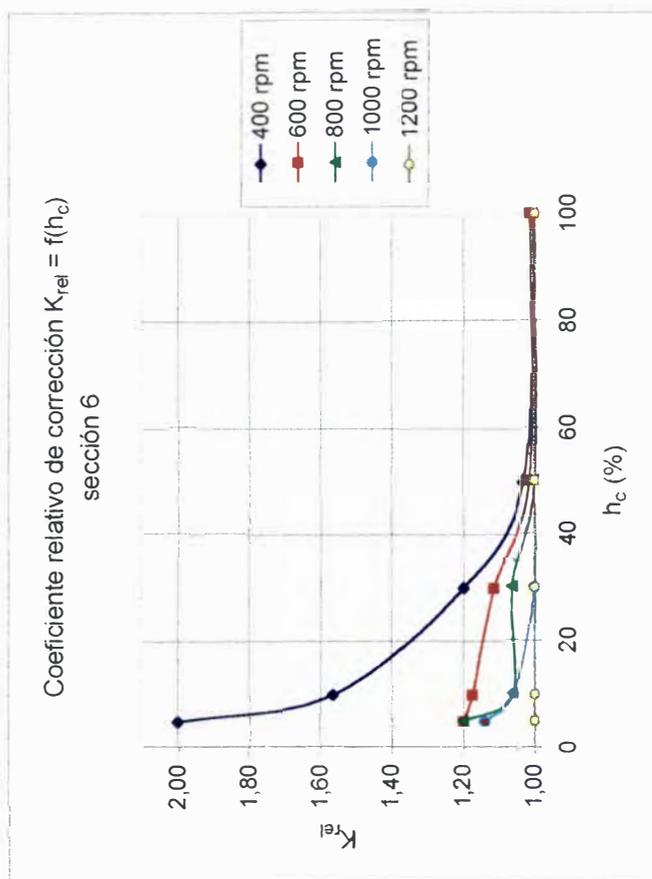
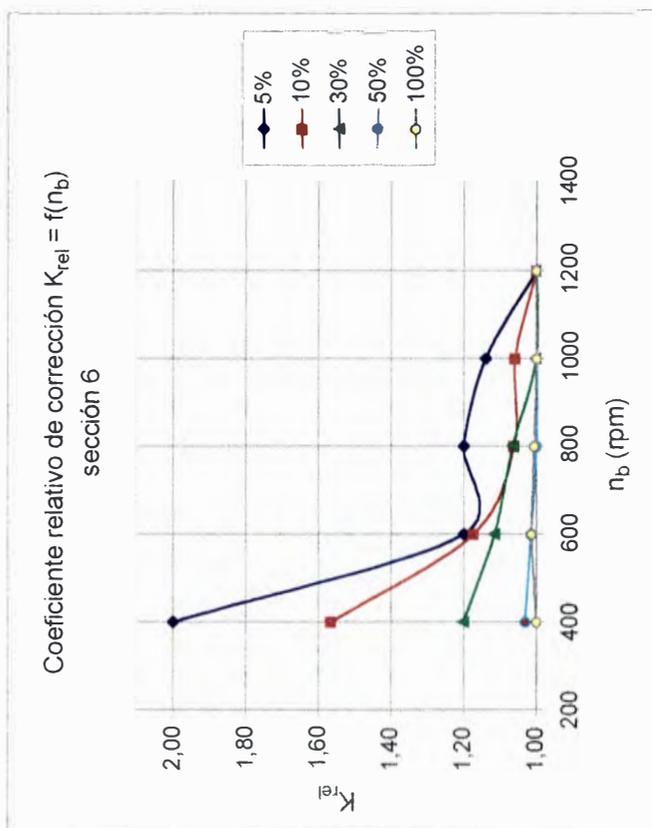


GRAFICO 6.6. COEFICIENTE RELATIVO DE CORRECCION (K_{rel})

CONDICIONES DE ENSAYO:

TIPO DE BANCO DE PRUEBAS	MERLIN M6	COMBUSTIBLE EMPLEADO	DIESEL 2
MODELO DE BOMBA DE INYECCION:	PE6A80C312LS2044Z	DENSIDAD DEL COMBUSTIBLE (mg./mm ³):	0,84
PRESION DE INYECCION (bar):	150	TEMPERATURA MAXIMA DE COMBUSTIBLE (°C):	40
PRESION DE ALIMENTACION (bar):	1,5	TEMPERATURA AMBIENTE (°C)	24-25
POSICION DE LA CREMALLERA (%)	5 - 100	PRESION ATMOSFERICA (mm.Hg):	755
CARRERA DE LA VALVULA RND (mm)	0,3	SECCION N°:	6



Otro coeficiente muy importante para el análisis es el coeficiente de ganancia (K_a) que, como su nombre lo indica, evalúa el porcentaje (o la fracción) de suministro de combustible ganado al emplear el sistema con la regulación de la presión inicial en la línea de alta presión en referencia al de suministro normal. Al igual que los gráficos anteriores, éstos son de velocidad y de carga (ver gráficos 6.7 y 6.8).

La desigualdad de suministro cíclico por secciones es un parámetro muy importante, mediante el cual se evalúa el estado técnico interno de la bomba de inyección y la diferencia de suministro entre cada una de sus secciones. Si la desigualdad de suministro es muy grande, el motor que tiene adosada esta bomba trabaja inestablemente; no pudiendo en ciertos casos mantener el régimen de velocidad de rotación mínimo [29]. Presentamos el gráfico 6.9, donde se puede apreciar claramente la disminución de la desigualdad de suministro con el uso del sistema RND. Finalmente, para analizar mejor la disminución de la desigualdad de suministro, el gráfico 6.10 muestra las tendencias del porcentaje de reducción de la desigualdad de suministro cíclico (ΔDg_{sc}) al adaptar el sistema RND en el sistema normal de suministro de combustible.

6.2. Análisis de los resultados de los ensayos en el banco de pruebas Merlin

Sabemos teóricamente que el grado de influencia de la presión inicial en el proceso de suministro de combustible depende, fundamentalmente, de la relación del volumen de suministro cíclico con el volumen de la línea de impulsión; la efectividad del empleo del sistema RND crece con la disminución de la carga [29]. Observando las tendencias de los gráficos 6.1 y 6.2 podemos

GRAFICO 6.7. COEFICIENTE DE GANANCIA (K_a)

CONDICIONES DE ENSAYO:

TIPO DE BANCO DE PRUEBAS: MERLIN M6
 MODELO DE BOMBA DE INYECCION: PEGA80C312LS2044Z
 PRESION DE INYECCION (bar): 150
 PRESION DE ALIMENTACION (bar): 1.5
 POSICION DE LA CREMALLERA (%): 5 - 100
 CARRERA DE LA VALVULA RND (mm): 0.3

COMBUSTIBLE EMPLEADO: DIESEL 2
 DENSIDAD DEL COMBUSTIBLE (mg/mm^3): 0.84
 TEMPERATURA MAXIMA DE COMBUSTIBLE ($^{\circ}\text{C}$): 40
 TEMPERATURA AMBIENTE ($^{\circ}\text{C}$): 24-25
 PRESION ATMOSFERICA (mm.Hg): 755
 SECCION N $^{\circ}$:

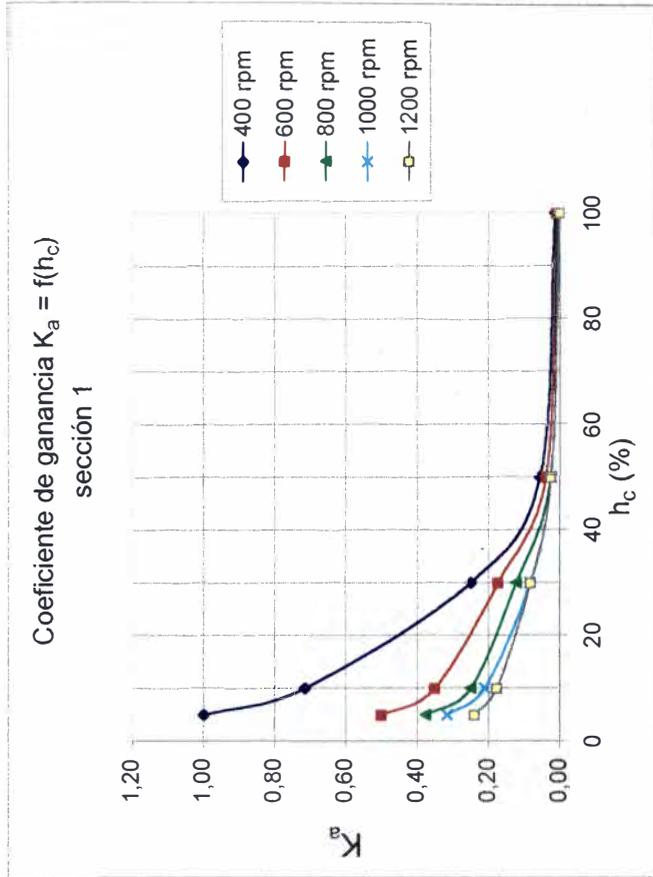
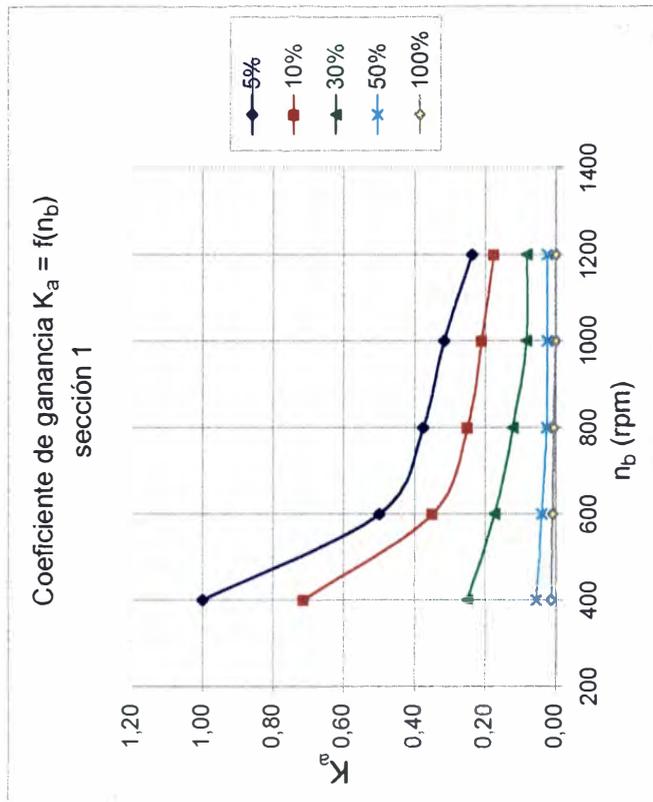
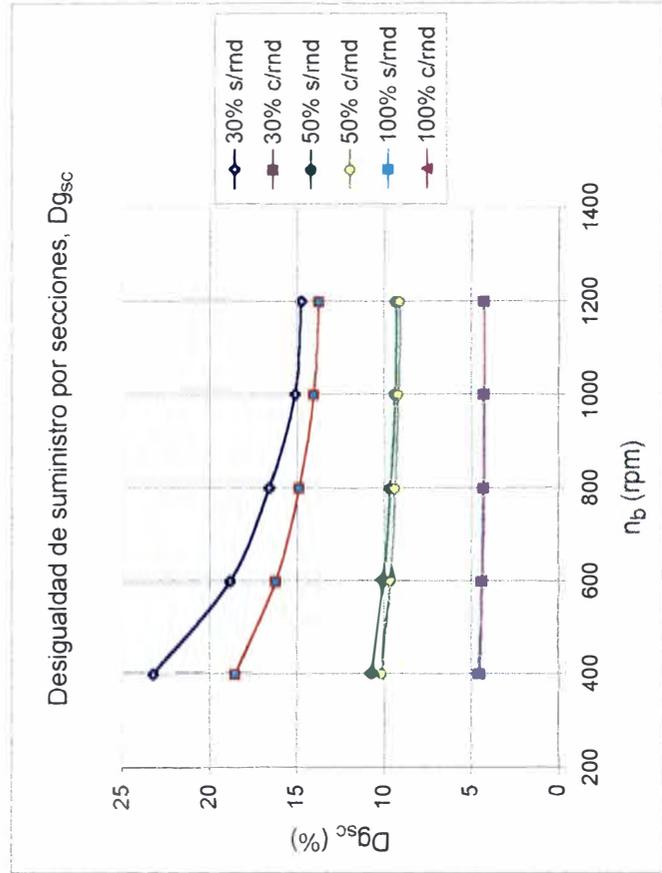
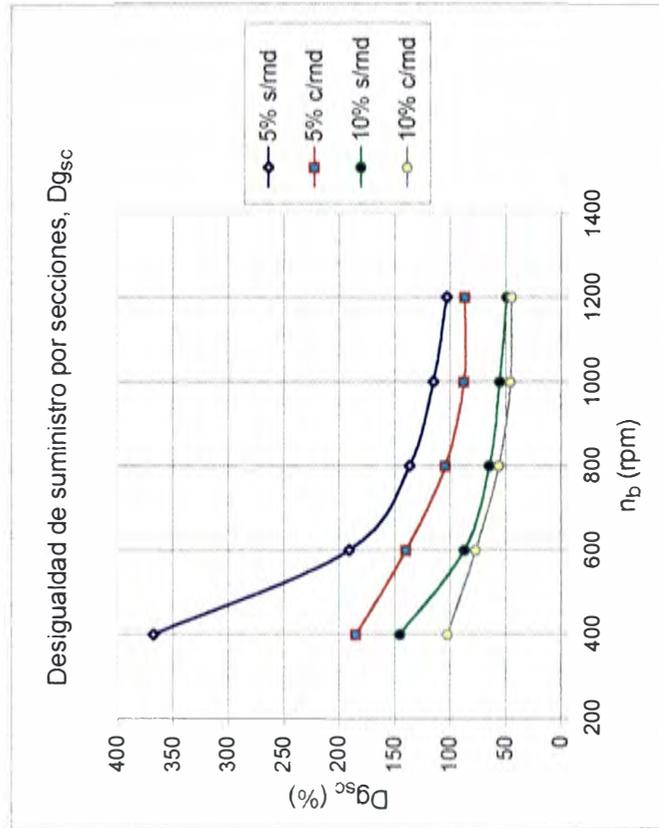


GRAFICO 6.9. DESIGUALDAD DE SUMINISTRO CICLICO POR SECCIONES (Dg_{sc})

CONDICIONES DE ENSAYO:

TIPO DE BANCO DE PRUEBAS: MERLIN M6
 MODELO DE BOMBA DE INYECCION: PE6A80C312LS2044Z
 PRESION DE INYECCION (bar): 150
 PRESION DE ALIMENTACION (bar): 1,5
 POSICION DE LA CREMALLERA (%): 5 - 100
 CARRERA DE LA VALVULA RND (mm): 0,3

COMBUSTIBLE EMPLEADO: DIESEL 2
 DENSIDAD DEL COMBUSTIBLE (mg/mm³): 0,84
 TEMPERATURA MAXIMA DE COMBUSTIBLE (°C): 40
 TEMPERATURA AMBIENTE (°C): 24-25
 PRESION ATMOSFERICA (mm.Hg): 755
 SECCION N°: TODAS



demostrar experimentalmente lo explicado previamente; es decir, que al emplear el sistema RND, y con la disminución de la carga, el suministro cíclico con relación al suministro del sistema normal de inyección aumenta mucho más. También se observa que para todas las cargas y velocidades de rotación, el suministro cíclico de combustible del sistema RND es mayor que el del sistema normal (excepto para el régimen de carga nominal); siendo más notorio a bajas velocidades de rotación.

Observando las tendencias de los gráficos comparativos del coeficiente de corrección de la característica de velocidad (ver gráficos 6.3 y 6.4), podemos señalar que los coeficientes de corrección del sistema RND (K_{rd}) son mayores que los del sistema normal de alimentación de combustible (K); por lo tanto, corrigen mejor la característica de velocidad, estabilizando mejor el funcionamiento de la bomba de inyección y del motor diesel; especialmente a cargas cercanas al vacío y bajas velocidades de rotación.

Para entender mejor lo explicado previamente, presentamos los gráficos 6.5 y 6.6; estos gráficos muestran las tendencias de los coeficientes relativos de corrección (K_{rel}), que relacionan los coeficientes de corrección al emplear el sistema RND con los del sistema normal. Estas tendencias se dan en función tanto de la velocidad de rotación de la bomba como de la posición de la cremallera. Deduciendo de estos gráficos y de los datos que los formaron, podemos mencionar que los valores de los coeficientes relativos de corrección son elevados para los regímenes de carga parciales cercanos al vacío (5%, 10% y 30% de h_c), especialmente si las velocidades de rotación son bajas. Estos valores van disminuyendo a medida que se incrementa la carga y la velocidad de rotación de la bomba. Como es evidente, la influencia del empleo del sistema RND es más efectiva para los regímenes de bajas cargas,

corrigiendo las características de velocidad por todo el rango de velocidades; ver los gráficos 6.5 y 6.6 en $f(n)$. Para cargas mayores al 50% de h_c y cercanos al nominal prácticamente no existe un incremento del coeficiente relativo de corrección; lo que hace, todavía, más atractivo e importante la adaptación de los sistemas RND a los motores diesel; ver los gráficos 6.5 y 6.6 en $f(h_c)$.

Los gráficos 6.7 y 6.8 muestran las tendencias del coeficiente de ganancia (K_a) del suministro de combustible. Este coeficiente evalúa el porcentaje de suministro de combustible ganado mediante el empleo del sistema de regulación de la presión inicial de inyección en comparación al sistema normal de inyección. Observando los gráficos, al igual que los coeficientes relativos de corrección, se evidencia un gran incremento porcentual del coeficiente de ganancia en los regímenes de bajas cargas cercanas al vacío, disminuyendo a medida que se incrementan la carga y la frecuencia de rotación. Así, para las cargas parciales cercanas al vacío y para el rango de velocidades de rotación de 400 hasta 1200 rpm; los coeficientes de ganancia K_a , al emplear el sistema RND, son:

- . Para la carga de 5% de h_c , fluctúa desde 100-230% hasta 25-65%.
- . Para la carga de 10% de h_c , varía desde 50-100% hasta 18-28%
- . Para la carga de 30% de h_c , varía desde 25-30% hasta 8%.

Para cargas mayores que el 50% de h_c , el K_a disminuye considerablemente, evidenciándose sólo para bajas velocidades de rotación y con porcentajes menores que el 5%. En el régimen de carga nominal, el porcentaje del coeficiente de ganancia es prácticamente nulo.

De lo descrito anteriormente, podemos resumir que la influencia del empleo del sistema RND sobre el incremento de suministro de combustible es muy buena en los regímenes de bajas cargas cercanas al vacío, puesto que

este incremento mejora los procesos de inyección y optimiza los índices económicos de los motores diesel.

De lo observado en los cuatro últimos gráficos, podemos señalar que el empleo del sistema de regulación de la presión inicial influye positivamente sobre el suministro cíclico de combustible, sobre todo en los regímenes de bajas cargas. Este incremento de suministro cíclico, mejora los coeficientes de corrección de la característica de velocidad de la bomba de inyección; puesto que en los regímenes de cargas parciales el coeficiente de corrección se hace menor que la unidad [18], el sistema RND mejora la capacidad de corrección del sistema de inyección.

El incremento del suministro cíclico de combustible eleva la presión de inyección, esta elevación conlleva a mejorar la pulverización del combustible, permitiendo optimizar los procesos de formación de la mezcla y, por tanto, los de la combustión. Además, también, el incremento del suministro de combustible recupera la capacidad de bombeo de la bomba de inyección desgastada; logrando intensificar la inyección de combustible, mejorando la uniformidad y la estabilidad del suministro por ciclos y por secciones [25]. Así, observando el gráfico 6.9, la desigualdad de suministro cíclico por secciones se puede disminuir mediante el empleo del sistema RND, especialmente a pequeñas cargas y bajas revoluciones. Esta disminución conlleva a que el funcionamiento de la bomba de inyección y del motor diesel sea uniforme, permitiendo una buena estabilidad de suministro cíclico por ciclos y por cilindros.

Analizando las tendencias de las curvas de desigualdad podemos señalar que la desigualdad de suministro por secciones, en el sistema de suministro normal, es muy grande en los regímenes de cargas parciales cercanas al

vacío. Esta desigualdad puede reducirse empleando el sistema con regulación de la presión inicial; así podemos, numéricamente, comparar la desigualdad de suministro cíclico (Dg_{sc}) en ambos sistemas, para un rango de velocidades de rotación desde 400 hasta 1200 rpm. Entonces, la Dg_{sc} :

- . Para la carga de 5% de h_c (sin RND), varía de 366% hasta 102%.
- . Para la carga de 5% de h_c (con RND), varía de 184% hasta 86%.
- . Para la carga de 10% de h_c (sin RND), varía de 144% hasta 48%.
- . Para la carga de 10% de h_c (con RND), varía de 101% hasta 44%.
- . Para la carga de 30% de h_c (sin RND), varía de 23% hasta 15%.
- . Para la carga de 30% de h_c (con RND), varía de 19% hasta 14%.
- . Para la carga de 50% de h_c (sin RND), varía de 10,7% hasta 9,3%.
- . Para la carga de 50% de h_c (con RND), varía de 10,1% hasta 9,1%.
- . Para el régimen de carga nominal, la desigualdad de suministro es pequeña y, fluctúa entre 4 y 5% con ambos sistemas.

Con los datos resumidos previamente es posible, ahora, estimar el porcentaje de reducción de la desigualdad de suministro cíclico (ΔDg_{sc}), al emplear el sistema RND (ver el gráfico 6.10); así, para las diferentes cargas y para el mismo rango de velocidades de rotación (400 - 1200 rpm), el ΔDg_{sc} varía:

- . Para el 5% de carga, aproximadamente desde 50% hasta 15%.
- . Para el 10% de carga, aproximadamente desde 30% hasta 8%.
- . Para el 30% de carga, aproximadamente desde 20% hasta 7%.
- . Para el 50% de carga, aproximadamente desde 5% hasta 2%.

Para los regímenes de carga mayores que 50% y cercanos al nominal, el sistema RND no tiene influencia notoria sobre la desigualdad de suministro cíclico de combustible, permaneciendo prácticamente la misma desigualdad de

suministro del sistema normal de alimentación de combustible. Por tanto, analizando estos resultados, apreciamos una notable influencia de la regulación de la presión inicial para disminuir drásticamente la desigualdad de suministro cíclico en los regímenes cercanos al vacío y, también para las cargas parciales medianas.

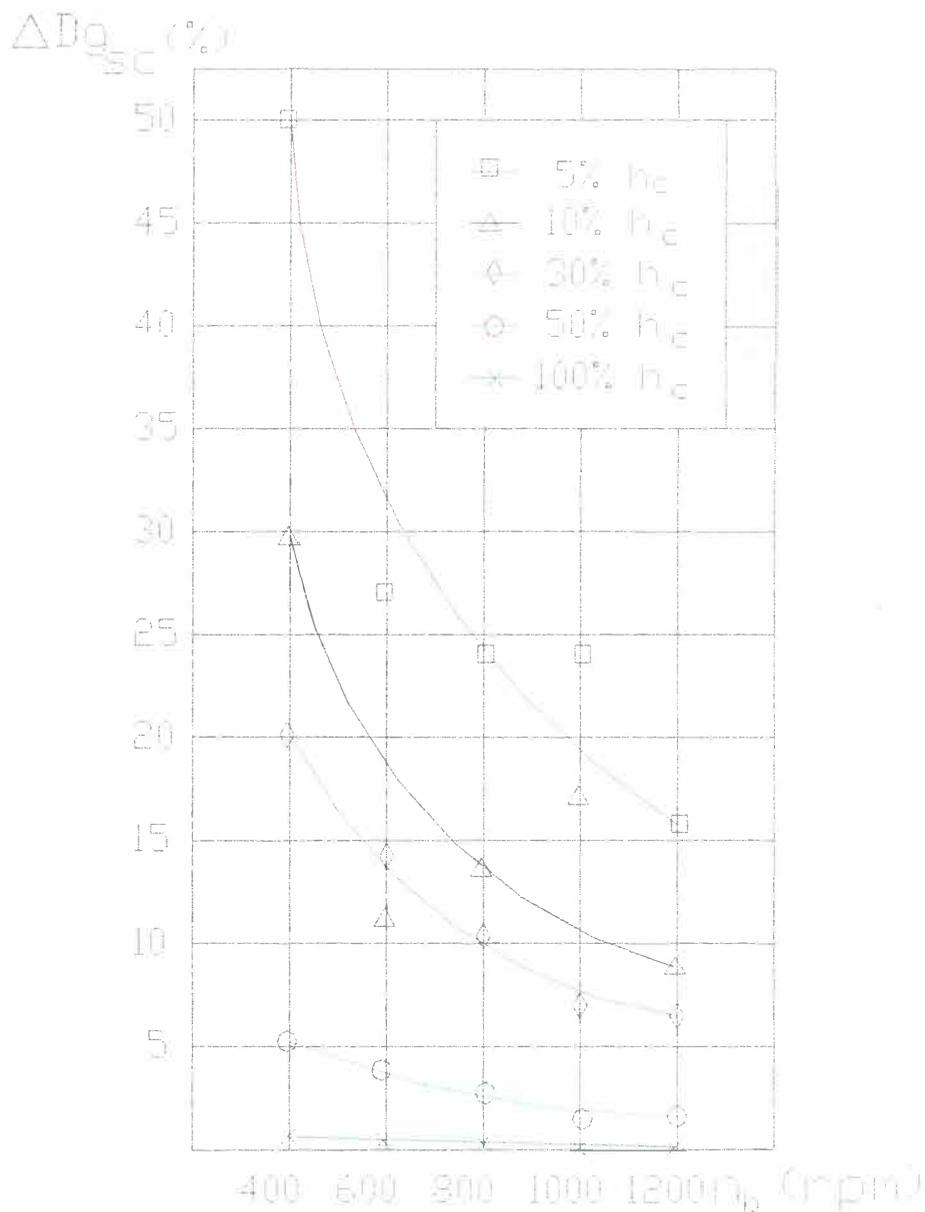


GRAFICO 6.10. Variación del porcentaje de reducción de la desigualdad de suministro cíclico de combustible (ΔDg_{sc}) al emplear el sistema RND.

6.3. Presentación de resultados en el banco de pruebas Cussons-Ricardo.

Los ensayos realizados en el banco de pruebas Cussons, con motor monocilíndrico de compresión variable Ricardo modelo E6/TS, se basan fundamentalmente en pruebas comparativas del consumo específico de combustible (g_e) y de potencia efectiva (N_e) de los sistemas en estudio (el de suministro normal y el con RND). En el gráfico 6.11 presentamos la característica externa de velocidad (100% $h_{c, nom}$) para ambos sistemas de suministro de combustible.

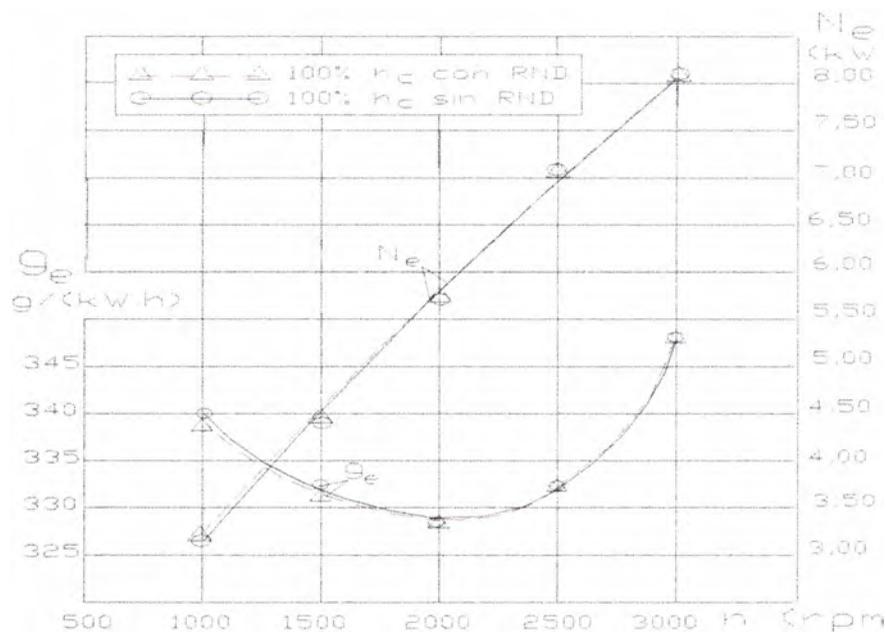


Gráfico 6.11. Característica externa de velocidad (régimen de carga nominal) para el sistema de suministro normal de combustible y para el sistema RND.

En el gráfico 6.12 se muestran las características parciales de velocidad para bajas cargas parciales (30% y 50% de $h_{c, nom}$). Los resultados obtenidos muestran claramente la influencia positiva del sistema RND en parámetros de potencia e índices económicos, principalmente para cargas parciales cercanas al vacío y así, en el gráfico 6.13 presentamos la característica de velocidad

para una carga mínima, prácticamente el régimen de vacío (10% de $h_{c\text{ nom}}$) y, a bajas velocidades de rotación (desde 600 hasta 1400 rpm).

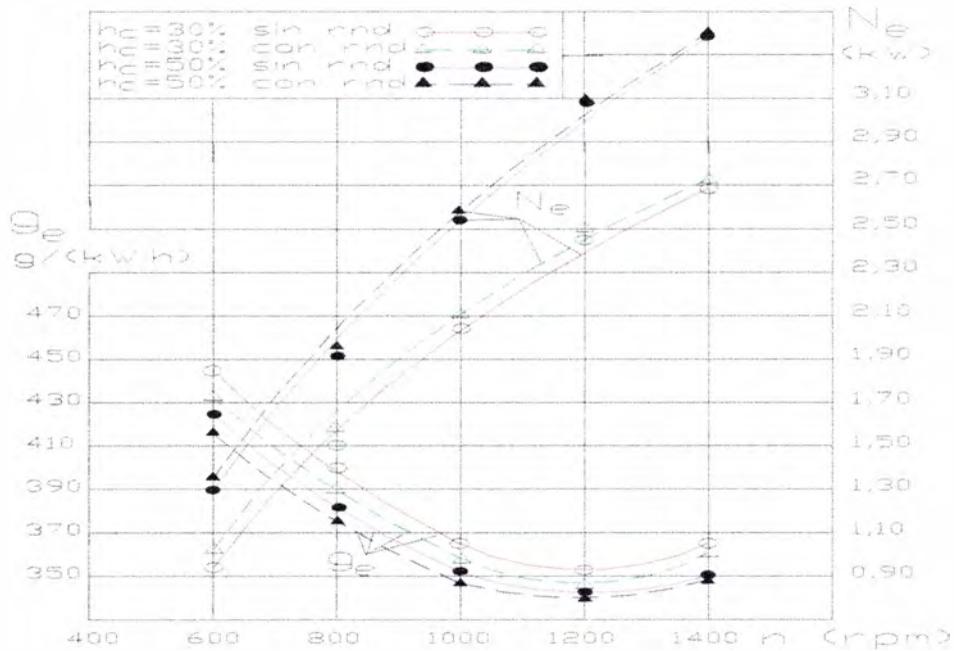


Gráfico 6.12. Características parciales de velocidad para bajas cargas, para el sistema de suministro normal de combustible y el sistema RND.

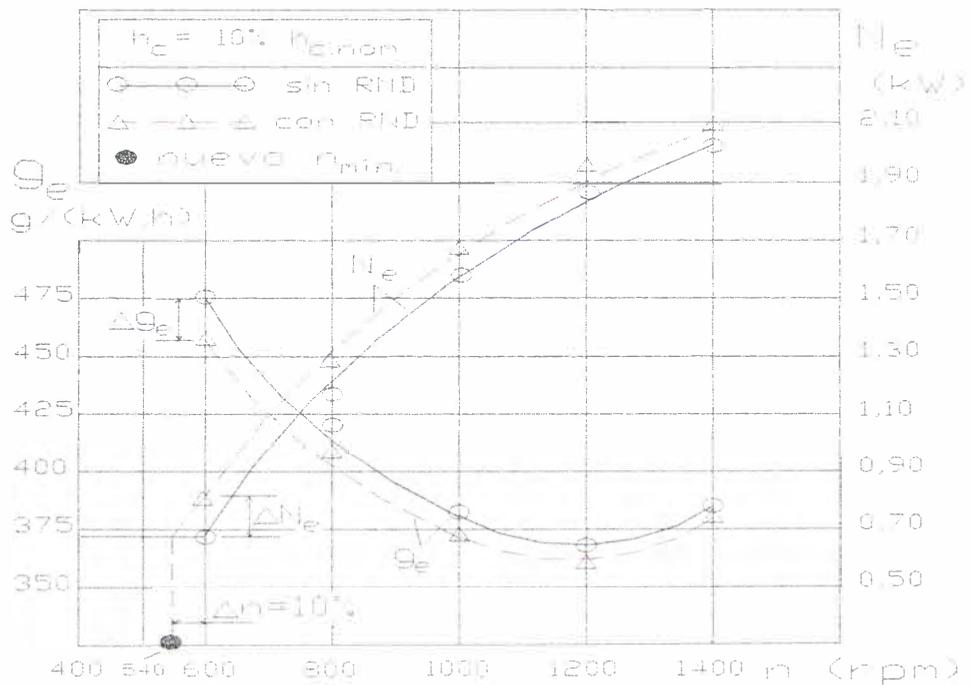


Gráfico 6.13. Característica de velocidad para el régimen de carga cercano al vacío, para el sistema de suministro normal y el sistema RND.

Uno de nuestros objetivos en este trabajo es el de la disminución del consumo de combustible en los regímenes de bajas cargas, el cual se puede apreciar claramente en el gráfico 6.13; pero este consumo puede aún disminuir mucho más, si se disminuyen las revoluciones mínimas estables del motor [29] (ver gráfico 6.13).

Para un mejor entendimiento de la influencia del sistema RND sobre los parámetros de potencia e índices económicos de los motores diesel, en los regímenes de cargas parciales y de vacío, presentamos el gráfico 6.14; el cual esboza las tendencias de los porcentajes incrementados de potencia (ΔN_e) y los porcentajes reducidos de consumo específico de combustible (Δg_e) del motor diesel, al emplear el mencionado sistema con relación al sistema normal de suministro de combustible.

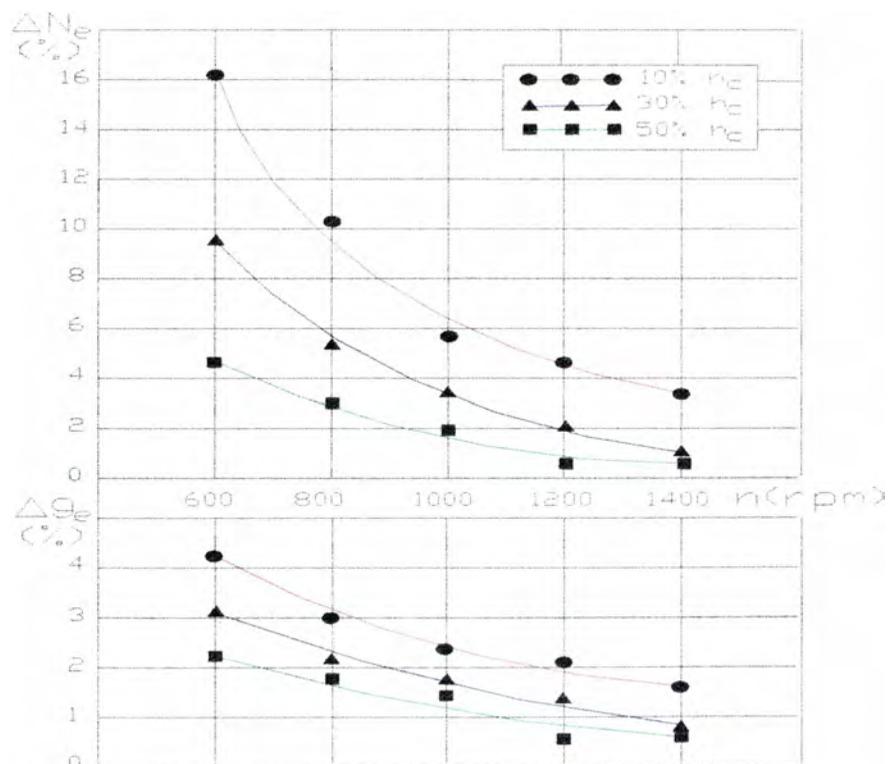


Gráfico 6.14. Variación de los porcentajes de reducción del consumo específico de combustible (Δg_e) y de incremento de la potencia efectiva (ΔN_e) al emplear el sistema RND, en los regímenes de cargas parciales.

6.4. Análisis de los resultados experimentales de los ensayos en el banco de pruebas Cussons con motor Ricardo.

Los resultados de los ensayos en el motor Ricardo son, al igual que los realizados en el banco Merlin, comparativos entre los sistemas normal y con regulación de la presión inicial de combustible. Los resultados experimentales se fundamentan en los índices específicos del consumo de combustible g_e [g/(kW.h)] y de la potencia efectiva N_e (kW).

Es preciso señalar que para los ensayos en los que el sistema de inyección de combustible es modificado por el sistema con regulación de la presión inicial, la carrera de la válvula RND no es ya de 3 mm, sino de 3,5 mm, puesto que fue otra vez regulada para obtener una mejor efectividad en los regímenes de cargas parciales cercanas al vacío (debido a que se trata de otra bomba de inyección).

Los resultados según la característica externa de velocidad con ambos sistemas muestran que, prácticamente, el sistema RND no modifica el comportamiento de las características del consumo específico de combustible (g_e) ni de la potencia efectiva (N_e); es decir, que al emplear el sistema RND con altas cargas, los parámetros de funcionamiento del motor diesel varían insignificativamente (ver el gráfico 6.11). Esto es muy importante, ya que el empleo de este sistema permite trabajar normalmente al motor diesel en el régimen nominal o próximos a él, manteniendo los mismos índices económicos, de potencia y de toxicidad.

Pero, tal no es el caso para los regímenes de cargas parciales, ya que en éstos si existe una influencia positiva de la aplicación del sistema RND y, consecuentemente, aumenta la economía de combustible (disminución de g_e) y

también la potencia efectiva del motor (N_e), ver el gráfico 6.12 (características parciales de velocidad para bajas cargas: 30% y 50% $h_{c\text{ nom}}$). En éste se puede comprobar que si la carga es menor, mayor es el aumento de la economía de combustible y también mayor el incremento de la potencia efectiva; por lo tanto, podemos señalar que en los regímenes de cargas parciales es posible la disminución del consumo específico de combustible y el incremento de la potencia, empleando el sistema de regulación de la presión inicial en la línea de impulsión (sistema RND).

Una atención muy especial merece el gráfico 6.13, donde se muestra la característica de velocidad para la carga mínima de funcionamiento (10% $h_{c\text{ nom}}$, prácticamente el régimen de vacío). Las tendencias de las características en este gráfico demuestran notoriamente la influencia positiva del sistema RND en el motor diesel, optimizando los índices económicos y la potencia efectiva; tal es así que para la velocidad de rotación mínima (600 rpm), el porcentaje reducido del consumo específico de combustible (Δg_e) es de 4,3% y, el porcentaje de incremento de la potencia efectiva (ΔN_e) es de 16,2%. Este último valor es realmente considerable por que lo podemos utilizar como potencia de reserva y, de esta manera, disminuir la velocidad de rotación mínima estable en un 10%, es decir desde 600 hasta 540 rpm (en este gráfico, si extrapolamos la tendencia de la N_e con el sistema RND hasta un valor igual al de la potencia consumida para mantener una n_{min} estable, ésta disminuye desde 600 hasta 540 rpm). Esto es doblemente importante, puesto que empleando el sistema RND es posible la disminución del consumo específico de combustible (g_e); y si la velocidad de rotación mínima estable (n_{min}) también se reduce, la economía de combustible se incrementará mucho más (disminución del consumo horario de combustible G_c). Además, la disminución

del n_{\min} permite ampliar el rango útil de velocidades de rotación y, también, aumentar la vida útil (duración) del motor.

Para un mejor entendimiento de los porcentajes de reducción del consumo de combustible (Δg_e) y del porcentaje de incremento de la potencia efectiva (ΔN_e), al emplear el sistema RND descrito en el presente trabajo, presentamos el gráfico 6.14, donde se esbozan las tendencias de estos porcentajes en función de la velocidad de rotación, para las cargas parciales ensayadas (10%, 30% y 50% de $h_{c,nom}$). El análisis general de estas características muestran una tendencia ascendente de los porcentajes de reducción del consumo específico de combustible (Δg_e) y de incremento de la potencia efectiva (ΔN_e) al disminuir la velocidad de rotación del motor (n), siendo más pronunciada con cargas cercanas al vacío. Estos porcentajes van disminuyendo a medida que aumenta la velocidad de rotaciones y, especialmente, al aumentar la carga. Así, específicamente, para cada carga parcial y un rango de velocidad de 600 hasta 1400 rpm, podemos señalar:

Para el 10% de $h_{c,nom}$: El Δg_e varía desde 4,3% hasta 1,6% y
el ΔN_e fluctúa desde 16,2% hasta 3,5%.

Para el 30% de $h_{c,nom}$: El Δg_e varía desde 3,2% hasta 0,8% y
el ΔN_e fluctúa desde 9,6% hasta 1,1%.

Para el 50% de $h_{c,nom}$: El Δg_e varía desde 2,2% hasta 0,7% y
el ΔN_e fluctúa desde 4,7% hasta 0,9%.

Para el régimen de carga nominal (100% h_c), los Δg_e y ΔN_e son menores que la unidad y, por consiguiente, son despreciables. En los regímenes de altas cargas y elevadas velocidades de rotación, el sistema RND se adapta perfectamente y obedece a los procesos de inyección del sistema normal de suministro de combustible.

Finalmente, es preciso señalar que el presente trabajo apuntaba también a obtener datos electrónicamente, mediante la automatización del banco de pruebas Merlin y; así, poder visualizar la desigualdad de suministro por ciclos de inyección. Se dieron los primeros pasos, algunos intentos de automatizar el banco de pruebas, logrando cierto avance pero, no muy satisfactorio; debido tal vez a nuestra inexperiencia en automatización y la falta de real asesoramiento electrónico. Por lo tanto, recomendamos continuar con lo iniciado, a fin de perfeccionar los resultados.

CAPITULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

El presente estudio teórico-experimental: Empleo de la regulación de la presión inicial de inyección para mejorar los índices económicos de los motores diesel automotrices en los regímenes de cargas parciales cercanas al vacío, permite enunciar las siguientes importantes conclusiones:

1. El estudio teórico realizado es de suma importancia para el conocimiento del comportamiento de los sistemas de inyección de combustible y de los motores de combustión interna en los regímenes de cargas parciales, puesto que normalmente los libros especializados y la literatura correspondiente se dan para el régimen de carga nominal de funcionamiento.
2. Se ha difundido los conocimientos básicos teóricos de los métodos de aumento de la economía en el trabajo de los motores diesel, para los regímenes de cargas parciales.
3. El sistema experimental ensayado, el cual toma el combustible complementario desde la línea de baja presión (alimentación) a una presión de 1,5 bar, ha resultado ser el más simple y muy efectivo. La simplicidad, por

la forma de tomar el combustible complementario y, la efectividad por que suministra el combustible a la línea de impulsión a una presión igual a la de la alimentación de combustible, mejorando simplemente la carga de la línea de alta presión.

4. Se ha demostrado experimentalmente que el sistema con regulación de la presión inicial de inyección permite trabajar al sistema de alimentación de combustible con procesos de inyección estables, permitiendo a la vez disminuir la desigualdad de suministro cíclico por secciones para todas las cargas (excepto para la carga nominal).
5. Los elevados coeficientes relativos de corrección (K_{rel}) y de ganancia (K_a) en los regímenes de cargas parciales cercanos al vacío y medianos, hacen que el sistema RND sea realmente aplicable a los motores diesel con sistema de inyección de tipo separado.
6. Si a un motor diesel automotriz con sistema de inyección de tipo separado se adapta el sistema RND desde la línea de baja presión a la línea de impulsión, la presión de inyección aumenta, mejorando así los procesos de pulverización, formación de la mezcla y combustión. Esto último permitirá en el motor diesel, un incremento de la potencia y, más aún, la disminución del consumo específico de combustible a cargas parciales.
7. El empleo del sistema RND hace disminuir el consumo específico de combustible en los regímenes de cargas parciales, especialmente en los cercanos al vacío. Los porcentajes relativos de reducción del consumo

específico (Δg_e) son apreciables y varían desde 4,3% (para 10% h_c y n_{\min}) hasta porcentajes menores que van disminuyendo gradualmente al acercarse a los regímenes de altas cargas.

8. El porcentaje relativo de incremento de la potencia efectiva al emplear el sistema con RND es importantísimo debido a que este porcentaje puede ser utilizado como una potencia de reserva y, así poder reducir la velocidad de rotación mínima estable del motor. Las pruebas en el motor Ricardo E6/TS muestran que el porcentaje relativo de incremento de la potencia (ΔN_e) es de 16,2% en el régimen de carga mínima (10% h_c) y n_{\min} (600 rpm). Al extrapolar la característica de la potencia efectiva con RND hasta llegar al nivel de potencia para vencer las pérdidas mecánicas y mantener un régimen de velocidad de rotación mínima estable, podemos disminuir la n_{\min} en un 10%, es decir desde 600 hasta 540 rpm.

Como una conclusión general podemos señalar que: El diseño de este método de regular la presión inicial en la línea de impulsión o, la adaptación de éste en los motores diesel con el sistema de alimentación de combustible de tipo separado, crea un sistema cuyos procesos de inyección son estables y con una capacidad de corrección óptima. Este sistema permite aumentar la potencia efectiva y disminuir los consumos específico y horario de combustible, en los regímenes de cargas parciales y especialmente en los cercanos al vacío. También es posible la reducción de la frecuencia de rotación mínima estable, lo que conlleva, aún más, a la disminución del consumo de combustible; la disminución de la velocidad de rotación mínima, además, amplía el rango útil de velocidades de rotación del motor e incrementa su vida

útil. Para los regímenes de carga nominal y altas velocidades de rotación no presenta problema alguno, ni en parámetros económicos, de potencia, ni de toxicidad; puesto que se adapta perfectamente y obedece a los procesos de inyección del sistema normal de suministro de combustible.

7.2. Recomendaciones

El presente trabajo de investigación se llevó a cabo bajo una determinada metodología; la cual, al igual que otras, presentó ciertos errores y algunas faltas, los cuales fueron descubriéndose en el transcurso o al final de los ensayos. Algunos se corrigieron y otros se derivaron, por lo tanto, podemos ahora hacer las siguientes recomendaciones:

1. Nuestro sistema RND toma el combustible complementario desde la línea de baja presión (alimentación) de combustible hacia la línea de impulsión, entonces no pudimos medir el volumen de combustible tomado desde la línea de alimentación. Sería recomendable medir este volumen, para comparar el porcentaje real de este suministro con el volumen suministrado en las probetas de medición, al emplear el sistema RND.
2. Los ensayos realizados en el motor monocilíndrico Ricardo versión diesel muestran resultados satisfactorios, pero estos resultados podrían ser mejorados si se ensayara en un motor diesel multicilíndrico, cuyo equilibrado es mejor que el monocilíndrico.

3. La toma del combustible complementario se da con una presión igual a la de la alimentación de combustible (1,5 bar); ensayamos con algunas presiones mayores y observamos que el suministro de combustible aumenta. Para optimizar este sistema, se podría alimentar a presiones mayores desde otra fuente de combustible y así, intensificar los procesos de inyección.

4. En primera instancia, nuestro trabajo experimental apuntaba también a obtener datos electrónicamente y así, poder visualizar, por ejemplo, la desigualdad de suministro por ciclos. Se logró cierto avance pero, no muy satisfactorio; debido tal vez a nuestra inexperiencia. Recomendamos, por lo tanto, persistir en los intentos para perfeccionar los resultados.

BIBLIOGRAFIA

1. COSTIN A. C., PUGACHIEV B. P., COCHINEV Y. N. *Trabajo de los motores diesel en condiciones de explotación*. Editorial Construcción de máquinas, Leningrado-Rusia. 1989, 284 pág.
2. COVAL I. A., SIMSON A. E., LUSHICHKI Y. V. "Disminución del consumo de combustible en explotación". *Construcción de motores Nº 1*, Moscú-Rusia. 1980, pág. 31-39.
3. CURMANOV V. V., CORNILOV G. O., PATRAKHALTSEV N. N. "Aumento de la economía del motor diesel con la desconexión de los cilindros y ciclos". *Construcción de motores*, Moscú-Rusia, 1981.
4. CHIKVENDU J. I., IVANOV V. K., PATRAKHALTSEV N. N. "Aumento de la capacidad de corrección del sistema de suministro de combustible de los motores diesel bajo el influjo de la presión inicial". In: *Aumento de la economía de los motores de émbolos y de turbinas de gas*. Universidad de la amistad entre los pueblos, Moscú-Rusia. 1984, pág. 24-31.
5. FERRARI, Giancarlo. *Motori a combustione interna*. Edizione il capitulo, Torino-Italia. 1995, 672 pág.
6. FOMIN A. V., PIRAGOVA T. F., PATRAKHALTSEV N. N. "Cuestionario sobre la corrección de las características de velocidad de las bombas de combustible de alta presión". *Motores de combustión interna (publicación 34)*. Escuela Jarcov - Vitsa, Rusia. 1982, pág. 63-64.
7. GIACOSA, Dante. *Motores endotérmicos*. Editorial Dossat S.A. Madrid-España. 1979, 758 pág.

8. GUSAKOV S. V., PATRAKHALTSEV N. N. "Programas alternativos de regulación del ángulo de avance de la inyección de combustible, optimización de la economía y de la toxicidad de los gases de escape". In: *Investigación de motores y máquinas*. Universidad de la amistad entre los pueblos, Moscú-Rusia. 1980, pág. 18-21.
9. HEYWOOD, John B. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill, Inc. USA. 1988, 930 pág.
10. IVANCHENKO N. N., SEMIONOV B. N. *Procesos del trabajo del motor diesel con cámaras en el pistón*. Editorial Construcción de máquinas, Leningrado-Rusia. 1972, 230 pág.
11. JEGALIN O. I., CUTSEVALOV V. A., PATRAKHALTSEV N. N. "Perfeccionamiento de los procesos de suministro de combustible, en el amplio diapason de regímenes, mediante la regulación de la presión inicial". *Construcción de motores N° 1*, Moscú-Rusia. 1987, pág. 21-24.
12. JOMAN A. Z. *Efectividad del combustible y regímenes complementarios en los motores diesel de locomotoras. Máquinas de transporte*. Moscú-Rusia, 1987, 270 pág.
13. JOVAJ M. S. *Motores de automóviles*. Editorial MIR, Moscú-Rusia. 1982, 655 pág.
14. JUTSIEV A. I., SHIRAKIJ E. V. "Mejoramiento del arranque de ciertos motores diesel de dos cámaras". *Construcción de motores N° 1*, Moscú-Rusia. 1983, pág. 7-8.
15. LASTRA ESPINOZA, Luis. *Estudio de métodos alternativos para la organización de los procesos de trabajo de los motores diesel en condiciones de altura con el fin de incrementar la efectividad, la economía y mejorar las cualidades*

- ecológicas de la máquina*. Tesis doctoral en ciencias técnicas. Moscú-Rusia, 1993, 208 pág.
16. LIJANOV V. A., SAIKIN A. M. *Disminución de la toxicidad de los motores diesel para automóviles y tractores. Máquinas agroindustriales*. Moscú-Rusia, 1991, 209 pág.
 17. LIRA CACHO, Juan G. "Inyección de gas licuado de petróleo en los motores diesel". *Tecnia* Vol. 6, IGI-UNI, Lima-Perú. 1996, pág. 41-47.
 18. LIRA CACHO, Juan G., VALENZUELA O. D. "Influencia de la regulación de la presión inicial de inyección sobre los parámetros de funcionamiento de las bombas de inyección lineales". In: *Tópicos selectos de motores de combustión interna*. IMCI - UNI, Lima-Perú. 1991, pág. 41-71.
 19. OBERT, Edward F. *Motores de combustión interna, análisis y aplicaciones*. Cía. Editorial Continental S.A., Distrito Federal, México. 1974, 764 pág.
 20. ORLIN A. S. *Procesos de trabajo en los motores y sus complementos. Motores de combustión interna*. Editorial Construcción de máquinas, Moscú-Rusia. 1987, 394 pág.
 21. ORLIN A. S., KRUGLOV M. G. *Sistemas de motores de émbolos y combinados. Motores de combustión interna*. Editorial Construcción de máquinas, Moscú-Rusia. 1985, 456 pág.
 22. PATRAKHALTSEV N. N. "Análisis de la influencia de la regulación de la presión inicial de inyección en los motores diesel". In: *Procesos en los motores térmicos*. Universidad de la amistad entre los pueblos, Moscú-Rusia. 1985, pág. 51-57.
 23. PATRAKHALTSEV N. N. *Aumento de la efectividad de trabajo del motor diesel*. Universidad de la amistad entre los pueblos, Moscú-Rusia. 1988, 75 pág.
 24. PATRAKHALTSEV N. N. "Aumento de la estabilidad de trabajo del motor diesel en regímenes equiponderantes". In: *Aumento de la economía y de la efectividad*

- de los motores de émbolos y de turbinas*. Universidad de la amistad entre los pueblos, Moscú-Rusia. 1981, pág. 55-60.
25. PATRAKHALTSEV N. N. "Desarrollo de motores diesel de alto rendimiento y bajo nivel de toxicidad". In: *Tópicos selectos de motores de combustión interna*. IMCI-UNI, Lima-Perú. 1991, pág. 73-74.
 26. PATRAKHALTSEV N. N. "Diseño del sistema de alimentación de combustible con regulación de la presión inicial". *Construcción de motores N° 10*, Moscú-Rusia, 1980, pág. 33-38.
 27. PATRAKHALTSEV N. N., CULINKOV V. I., LUGALIV P. D., CAMISHNIKOV O. V. "Economía y efectividad del empleo del gas licuado en los tractores MTZ 80/82". *Tractores y máquinas rurales N° 9*, Moscú-Rusia, 1990, pág. 8-9.
 28. PATRAKHALTSEV N. N.; GORBUNOV V. *Toxicidad de los motores de combustión interna*. IMCI-UNI, Lima-Perú. 1993, 183 pág.
 29. PATRAKHALTSEV Nicolai N., Doctor en Ciencias Técnicas. Tópicos selectos sobre los regímenes de cargas parciales y de vacío. Sección de Posgrado, FIM-UNI, Lima-Perú, 1996 -1998.
 30. PORTNOV D. A. *Motores de turbo émbolos rápidos con inflamación por compresión*. Editorial Construcción de máquinas, Moscú-Rusia. 1963, 640 pág.
 31. SHKALICOVA V. P., SANCHEZ L. A., PATRAKHALTSEV N. N. "Sobre las posibilidades de ampliación de los recursos de combustibles diesel y la regulación del proceso de trabajo del motor diesel con la variación de la composición del combustible". *Motores de combustión interna (publicación 48)*. Escuela Jarcov - Bitsa, Rusia. 1988, pág. 73-79.
 32. SIMSON A. E., EROSHENCOV S. A., LINNIK A. B. y otros. "Sobre la explotación en medios de transporte, con la desconexión de la mitad del número de cilindros". *Construcción de motores N° 11*, Moscú-Rusia. 1985, pág. 39,76.

33. SLETIM E. CH. "Particularidades del trabajo de los motores diesel de transporte empleados en condiciones climáticas severas". In: *Informe de la primera conferencia MADI*, Rusia. 1986, 181 pág.
34. STJANIT R. R., PATRAKHALTSEV N. N. "Posibilidades de estabilizar la intensificación de la inyección de combustible en el motor diesel, con la regulación de la presión inicial en la línea impelente". *Primera reunión de trabajo, Universidad de la amistad entre los pueblos*, Moscú-Rusia. 1988, pág. 44-49.
35. TAYLOR C. Fayette; TAYLOR Edward S. *The internal combustion engine*. International Textbook Company, Pennsylvania - USA. 1961, 668 pág.
36. TOLMIN V. I. *Forzamiento del motor diesel en regímenes transitorios, regulación*. Editorial construcción de máquinas, Moscú-Rusia. 1994, 199 pág.
37. VALDERRAMA ROMERO, Andrés. *Aumento de la economía del motor diesel en condiciones de explotación mediante el método de desconexión de los cilindros y ciclos*. Tesis doctoral en ciencias técnicas. Moscú-Rusia, 1995, 189 pág.
38. VALIEV D. I., GERGENREDER V. A., OLESOV I. Y., PATRAKHALTSEV N. N. "Posibilidades de mejorar la economía y las propiedades ecológicas del motor diesel Kamaz-740, desconectando los cilindros y ciclos en los regímenes de vacío y de bajas cargas". *Construcción de motores N° 8-9*, Moscú-Rusia. 1991, pág. 62-69.
39. VANSHENDTA V. A. *Manual de los motores diesel. Construcción de máquinas*, Moscú-Rusia. 1964, 598 pág.
40. VSOROV B. A. *Manual de motores diesel para tractores*. Editorial Mir, Moscú-Rusia. 1986, 684 pág.