

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

Facultad de Ingeniería Mecánica



"Estudio experimental de la influencia de la desconexión de cilindros sobre el consumo de combustible del motor diesel marca Perkins modelo C4-236V"

TESIS

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

GERMAN NERIO VALDEZ LUNA

PROMOCION 1989 - I

LIMA - PERU

1993

INDICE

	Pág.
PROLOGO.....	6
CAPITULO 1	
INTRODUCCION.....	8
CAPITULO 2	
CARACTERISTICAS Y DATOS TECNICOS DEL MOTOR	
PERKINS MODELO C4-236V.....	10
2.1. DATOS TECNICOS DEL MOTOR.....	10
2.1.1. PARAMETROS CONSTRUCTIVOS DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.....	10
2.1.1.1. NUMERO DE CILINDROS Y DIAMETRO DE CILINDRO.....	12
2.1.1.2. MASA Y DIMENSIONES DEL MOTOR.....	13
2.1.1.3. VELOCIDAD DEL EMBOLO Y FRECUENCIA DE ROTACION DEL CIGUEÑAL.....	14
2.1.1.4. RELACION CARRERA / DIAMETRO S/D.....	14
2.1.1.5. PARAMETROS CONSTRUCTIVOS DEL MOTOR PERKINS MODELO C4-236V.....	15
2.1.2. PARAMETROS OPERACIONALES DEL MOTOR.....	16
2.1.2.1. COEFICIENTE DE LLENADO.....	17
2.1.2.2. COEFICIENTE DE EXCESO DE AIRE.....	24
2.1.2.3. PARAMETROS OPERACIONALES DEL MOTOR PERKINS MODELO C4-236V.....	25

2.1.3.	PARAMETROS ENERGETICOS Y ECONOMICOS DEL MOTOR.....	26
2.1.3.1.	POTENCIA POR LITRO DE CILINDRADA....	26
2.2.	SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE MEDIANTE BOMBAS DE INYECCION ROTATIVAS.....	27
2.2.1.	GENERALIDADES.....	27
2.2.2.	BOMBA CAV TIPO DPA.....	29
2.2.3.	SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE DEL MOTOR PERKINS MODELO C4-236V.....	47
2.3.	APLICACIONES TIPICAS DEL MOTOR PERKINS MODELO C4-236V.....	48

CAPITULO 3

	METODOS DESARROLLADOS PARA LA DESCONEXION DE CILINDROS EN LOS MOTORES DIESEL.....	49
3.1.	GENERALIDADES.....	49
3.2.	DESCRIPCION DEL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS DIVERSOS METODOS DE DESCONEXION EMPLEADOS ACTUALMENTE.....	50
3.2.1.	INTERRUPCION DEL SUMINISTRO DERIVANDO AL TANQUE DE ALMACENAMIENTO ANTES DE QUE INGRESE A LA BOMBA DE INYECCION.....	50
3.2.2.	INTERRUPCION DEL SUMINISTRO POR POSICION DEL EMBOLO BUZO.....	51
3.2.3.	INTERRUPCION DEL SUMINISTRO POR DESHERMETIZACION DE LA LINEA DE ALTA PRESION (L.A.P.).....	54

3.2.4.	CORTE DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE MEDIANTE LA INMOVILIZACION DE LA AGUJA DEL INYECTOR.....	58
3.3.	METODO DE DESCONEXION DE CILINDROS UTILIZADO EN EL PRESENTE TRABAJO.....	58
3.3.1.	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y DESCRIPCION DEL SISTEMA.....	59
CAPITULO 4		
	DESARROLLO DE LAS PRUEBAS DE DESCONEXION EFECTUADAS EN EL MOTOR PERKINS C4-236V.....	64
4.1.	CARACTERISTICAS DEL BANCO DE PRUEBAS.....	64
4.1.1.	MEDIDOR DEL FLUJO DE AIRE.....	64
4.1.2.	MEDIDOR DEL GASTO HORARIO DE COMBUSTIBLE.....	66
4.1.3.	DISPOSICION DEL ELEMENTO DESCONECTOR EN EL MOTOR.....	68
4.2.	PLANEAMIENTO Y DESARROLLO DE LAS PRUEBAS UTILIZANDO EL DISPOSITIVO DE DESCONEXION.....	69
4.2.1.	FUNDAMENTACION TEORICA DE LA INFLUENCIA DE LA DESCONEXION DE CILINDROS SOBRE η_i Y η_i/α	69
4.2.2.	DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS REALIZADAS....	71
4.2.3.	RELACION DE MATERIALES Y EQUIPOS UTILIZADOS EN LA PRUEBA.....	75

CAPITULO 5

ANALISIS DE LOS RESULTADOS..... 77

5.1. DEFINICIONES DE ALGUNOS TERMINOS UTILIZADOS
EN EL ANALISIS..... 77

5.2. ANALISIS DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS
EFECTUADAS EN EL BANCO MERLIN..... 78

5.2.1. ANALISIS DE LOS RESULTADOS DE LAS
PRUEBAS PRELIMINARES..... 78

5.2.2. ANALISIS DE LOS RESULTADOS DE LAS
PRUEBAS DE DESCONEXION REALIZADOS
EN EL BANCO MERLIN..... 80

5.3. ANALISIS DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS
EN EL MOTOR..... 87

5.3.1. ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE LA
DESCONEXION EN EL CONSUMO DE
COMBUSTIBLE DEL MOTOR..... 87

5.3.2. ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE LA
DESCONEXION DE CILINDROS SOBRE EL
COEFICIENTE DE EXCESO DE AIRE (α)
Y EL COEFICIENTE DE LLENADO (η_v)..... 95

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 106

BIBLIOGRAFIA..... 110

APENDICE..... 111

PROLOGO

El presente trabajo de tesis profesional, es parte del proyecto general de investigación, que se viene desarrollando en el instituto de motores de combustión interna de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional de Ingeniería, denominado:

"Ampliación de las reservas de combustible diesel y mejoramiento de las cualidades económicas y ecológicas de los motores diesel en el Perú".

En este trabajo de investigación, se desarrolla la parte correspondiente a la influencia de la desconexión de cilindros en el consumo de combustible, así como en sus parámetros operacionales de coeficiente de exceso de aire (α) y el coeficiente de llenado (η_v) del motor diesel marca perkins C4-236V, cuando éste funciona en el régimen de vacío. Para esto se ha dividido en seis capítulos, siendo el capítulo inicial la parte introductoria, en el que se da una visión general, así como el objetivo que se desea alcanzar, en el capítulo dos, se hace una descripción de las características del motor diesel (perkins C4-236V), en el que se llevó a cabo las pruebas correspondientes de la desconexión de cilindros, previo a ello, se dan algunas definiciones de los parámetros constructivos, operacionales, energéticos y económicos del motor en general, también se

describen de manera amplia el sistema de alimentación de combustible por bombas rotativas, (sistema utilizado por el motor perkins), en el capítulo tres, se detallan los distintos métodos de desconexión de cilindros existentes actualmente sus características principales y sus limitaciones, además se describe el método de desconexión utilizado en el presente trabajo, detallándose ampliamente su principio de funcionamiento, así como del dispositivo que permite realizar la desconexión, en el capítulo cuatro, se trata la parte correspondiente a las pruebas efectuadas tanto en al banco merlin (probador de bombas), así como en el banco newage con el motor perkins, en el capítulo cinco, se hace el análisis correspondiente de los resultados de las pruebas efectuadas y finalmente en el capítulo seis, se dan algunas conclusiones y recomendaciones.

El dispositivo para realizar la desconexión de cilindros, utilizado en el presente trabajo, es un invento nuevo, hecho por el Dr. N.N. Patrakhaltsev. Actualmente se encuentra en su etapa de desarrollo y perfeccionamiento, razón por la cual aún no se encuentra en el mercado, en el instituto de motores contamos con este dispositivo, gracias al convenio existente entre la Universidad Nacional de Ingeniería y la Universidad de la Amistad de los Pueblos Patricio Lumumba de Rusia.

CAPITULO I

INTRODUCCION

Uno de los principales problemas en la explotación de motores de combustión interna viene a ser la búsqueda del aumento de la efectividad del funcionamiento y, en particular, de la economía de combustible; en este aspecto, dentro del costo operativo por Km. el rubro dedicado a combustible constituye el 33.09%, para un motor gasolinerero de 4 cilindros y de 1.6 litros de cilindrada y el 36.78% para el motor Diesel de un camión Volvo N-12, constituyendo en ambos casos el rubro más importante en la operación de dichos motores en nuestro país.

Se sabe que la economía de los motores alternativos, en gran medida, depende de los regímenes de funcionamiento, si en régimen nominal o cercano a él, los índices de economía alcanzan valores óptimos o muy cercanos a ella, en cargas parciales o marchas en vacío la efectividad del funcionamiento de los motores empeora sustancialmente, lo cual está relacionado con la disminución de la presión de inyección del combustible.

En los últimos años se están desarrollando trabajos orientados a resolver los agudos problemas relacionados con el ahorro del combustible y el mejoramiento del impacto

ecológico; también se busca asegurar el funcionamiento confiable de los motores en regímenes desfavorables (por ejemplo en vacío). Un método eficaz para mejorar la eficiencia (ahorro de combustible) del motor consiste en regular la potencia combinando el número de cilindros de trabajo, cuando se desconecta una parte de los cilindros de trabajo del motor, los otros al seguir funcionando se ven obligados a desarrollar mayor trabajo, debido a que la potencia total desarrollada por el motor en dicho régimen, se distribuye en un menor número de cilindros. El ciclo de trabajo en los cilindros no desconectados mejora gracias al aumento de la presión de inyección y al mejoramiento de la pulverización.

El objetivo del presente trabajo es el estudio del comportamiento del motor perkins C4-236V, al utilizar un dispositivo de desconexión de cilindros como medio para disminuir el consumo específico de combustible durante su funcionamiento en el régimen de vacío.

CAPITULO 2

CARACTERISTICAS Y DATOS TECNICOS DEL MOTOR PERKINS

MODELO C4 - 236V

2.1 DATOS TECNICOS DEL MOTOR

Los datos técnicos de un motor muestra las cualidades constructivas y operacionales de éste, dándonos información acerca de las características de su diseño, su consumo de combustible, la potencia, etc., lo que nos permite apreciar el nivel tecnológico de su desarrollo y que a su vez sirven para comparar entre los diversos modelos y marcas de motores existentes en el mercado.

2.1.1 PARAMETROS CONSTRUCTIVOS DEL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA

Son aquellos que determinan las particularidades del diseño.

El desarrollo (diseño) de un motor de combustión interna empieza con el establecimiento del campo de aplicación y la determinación de sus principales parámetros (potencia, régimen de velocidad, disposición de cilindros, tipo de refrigeración, etc).

Generalmente los fabricantes de motores buscan que su

modelo, recientemente desarrollado, se encuentre en producción hasta 10 o más años. Siguiendo este principio los motores de combustión interna actualmente se proyectan para tener múltiples aplicaciones, con tan sólo hacer variaciones insignificantes en el diseño básico. El diseño básico incluye la sobrealimentación, ya sea mecánica o por turbina de gas (turbo compresor).

En la práctica de diseño de los motores con mayor frecuencia se utilizan los motores en línea y en V; es decir, los motores que tienen esquemas cinemáticos sencillos.

Los motores de combustión interna se diseñan de manera tal, que asegure la alternancia uniforme de las carreras de trabajo, o sea, su reiteración dentro de iguales intervalos angulares, como se sabe, en el motor de cuatro tiempos el ciclo de trabajo se efectúa en dos vueltas completas del cigüenal, o sea, 720° y en el de dos tiempos el ciclo se completa en una vuelta o en 360° . Si el motor tiene "i" cilindros, en este caso las carreras de trabajo en un motor de cilindros múltiples a condición de alternar ellas uniformemente, tendrán lugar dentro de los intervalos angulares iguales a $\phi=720^\circ/i$ en el motor de cuatro tiempos y a $\phi=360^\circ/i$ en los de dos tiempos.

La alternancia uniforme de las carreras de trabajo en el motor se asegura por el diseño adecuado del cigüenal y del árbol de distribución de gases. Con ellos, los cilindros del motor tienen un orden determinado de funcionamiento,

dependiente del número de los cilindros y de la composición del motor.

2.1.1.1 NUMERO DE CILINDROS Y DIAMETRO DEL CILINDRO

El número de cilindros "i" se determina a partir de las dimensiones deseadas del motor, o del compartimiento donde irá ubicado el mismo, del grado de uniformidad del par, de los requerimientos impuestos para el equilibrado de las masas alternativas, de la magnitud de las fuerzas de inercia de dichas masas, además de la potencia requerida, el rendimiento económico, la frecuencia de rotación y de las condiciones de producción de los motores; para el caso de motores que se producen en masa el costo de producción disminuye cuando el número de cilindros es grande y menor el diámetro de los mismos. A una potencia dada, la variación del número de cilindros influye sobre las eficiencias mecánicas e indicada respectivamente. Cuando se aumenta el número de cilindros se consigue disminuir las dimensiones primero del cilindro y luego del motor, así también disminuye la masa de las piezas en movimiento, lo cual permite elevar el número de vueltas del cigüeñal sin sobrepasar las tensiones admisibles en las piezas. Al determinar las dimensiones del cilindro se emplean datos sobre motores existentes y también resultados experimentales llevados a cabo en bancos monocilíndricos. Cuando se aumenta el diámetro del cilindro se eleva la eficiencia efectiva, debido a la disminución de las pérdidas de calor por transferencia al medio refrigerante. Sin

embargo, además de aumentar los esfuerzos en el pistón y culata, crecen las cargas actuantes en el mecanismo de biela-manivela y en los cojinetes. En los motores de encendido por chispa no es conveniente aumentar mucho el diámetro del cilindro para evitar la detonación.

2.1.1.2 MASA Y DIMENSIONES DEL MOTOR

Son parámetros muy importantes, que caracterizan la calidad del diseño del motor. Por lo general para fines comparativos se emplean parámetros específicos como es g_n , es decir la masa del motor por 1kW de potencia.

El valor de g_n depende de muchos factores entre los cuales mencionaremos los siguientes: campo de aplicación del motor, esquema estructural, materiales de las piezas, etc. El valor de g_n oscila en los límites desde 1Kg/kW (para motores ligeros de altas revoluciones) hasta 30-40 Kg/kW (para motores de bajas revoluciones).

Para el motor perkins C4-236V tenemos los siguientes valores de g_n :

Vehicular:	6.652 Kg/kW
Industrial:	
Potencia intermitente:	6.823 Kg/kW
Potencia continua:	8.187 Kg/kW
Agrícola:	6.823 Kg/kW

2.1.1.3 VELOCIDAD DEL EMBOLO Y FRECUENCIA DE ROTACION DEL CIGUEÑAL.

Uno de los principales parámetros, del cual depende el tipo de motor y su aplicación, es la velocidad del émbolo, determina a su vez la rapidez del motor.

Con el crecimiento de la velocidad media del émbolo, aumentan los esfuerzos térmicos de las piezas (en primer lugar del grupo pistón), crecen las fuerzas de inercia actuantes sobre el mecanismo de biela manivela, aumenta también el desgaste de los cojinetes del cigüenal, de los cilindros y finalmente, crece la velocidad de los gases al paso por los órganos de intercambio de gases, originando de este modo, mayor resistencia de ellos. La magnitud de V_{mp} , se elige a partir de la aplicación concreta del motor. Por ejemplo para:

Automóviles:	5 - 16 m/s.
Maquinaria de construcción de obras públicas y carreteras:	7 - 10 m/s.

2.1.1.4 RELACION CARRERA / DIAMETRO (S/D)

La elección de la relación S/D da la posibilidad de influir sobre las dimensiones estructurales y la masa del motor. Además, este parámetro liga tanto la velocidad del émbolo como la potencia del motor. En los motores de altas revoluciones es conveniente hallar la relación S/D que permita obtener : una velocidad moderada del pistón, una alta

eficiencia mecánica, menores dimensiones en la dirección del eje del cilindro (sobre todo en los motores de dos tiempos), finalmente, mayor rigidez del cigüeñal.

2.1.1.5 PARAMETROS CONSTRUCTIVOS DEL MOTOR PERKINS MODELO C4-236V

Número de cilindro:	4
Disposición de los cilindros:	en línea
Diámetro del cilindro:	98.43 mm
Carrera del pistón:	127.0 mm
Relación de compresión:	16:1
Cilindrada:	3.86 lt.
Orden de encendido:	1-3-4-2
Pistones:	
- tipo	cavidad en la cabeza
- altura total (de la falda a la cabeza):	120.94 mm
- diámetro de la cabeza:	97.8/97.85 mm
- diámetro de la falda:	98.022/98.3025mm
- peso del pistón:	1.165 Kg ± 7 g
Casquillo de pie de biela:	
- tipo:	acero recubierto aleación de cobre
- diámetro interior:	38.99/39.01 mm
- longitud:	34.01/34.26 mm

- diámetro interior	
(después de escarear):	34.01/34.62 mm
Bielas:	
- tipo	sección "H"
- longitud de línea de centro de cavidad para cojinete a centro para buje:	219.05/219.1 mm
Cigueñal:	
- longitud total	609.85/610.62 mm
diámetro del muñón principal:	76.16/76.18 mm
Válvula de admisión:	
- diámetro de la cabeza:	44.25/44.36 mm
- ángulo de la cara:	45°
- profundidad de la cabeza:	0.89/1.55 mm
Válvula de escape:	
- diámetro de la cabeza:	36.54/36.64 mm
- ángulo de la cara:	45°
- profundidad de la cabeza:	0.74/1.4 mm

2.1.2 PARAMETROS OPERACIONALES DEL MOTOR

Son aquellas que caracterizan las propiedades explotacionales del motor y la calidad del mismo.

Entre las principales tenemos: el coeficiente de llenado, coeficiente de exceso de aire, etc.

2.1.2.1 COEFICIENTE DE LLENADO η_v

Constituye una relación entre la cantidad de carga fresca que llena el cilindro en el período de admisión y la cantidad de carga fresca que teóricamente podría llenar el volumen de la cilindrada pero con los parámetros correspondientes al estado del aire antes del motor. Para los motores diesel con sobrealimentación, se considera las condiciones del aire después del compresor o después del enfriador.

La expresión del coeficiente de llenado en función de los principales parámetros de funcionamiento del motor se muestra en la siguiente ecuación:

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \frac{1}{e-1} \left(\phi_1 e^{\frac{P_a}{P_k}} - \phi_s \frac{P_r}{P_k} \right) \quad (1)$$

Donde:

P_k - la presión de aire antes del motor Diesel

P_r - presión de los gases residuales al comienzo del llenado.

P_a - presión de la mezcla de aire y gases residuales al final del llenado.

T_k temperatura del aire del motor Diesel.

ΔT - calentamiento del aire por las piezas calientes del motor.

ϕ_1 - coeficiente de recarga.

ϕ_s - coeficiente de soplado o barrido.

$P_k = P_o$ y $T_k = T_o$ para motores sin sobrealimentación P_o y T_o presión y temperatura del medio ambiente y para los motores sobrealimentados la presión P_k y la temperatura T_k después del compresor.

Factores que influyen sobre el coeficiente de llenado:

Sobre el valor del coeficiente de llenado influyen la presión P_a y la temperatura T_a al final de la admisión, el calentamiento de la carga ΔT , el coeficiente de gases residuales, la temperatura T_r y la presión P_r , la relación de compresión, los coeficientes de recarga y de barrido. Al analizar la influencia en η_v , de uno u otro factor, hay que tener en cuenta el efecto de este factor en todos los valores que de él dependen y que forman parte de las expresiones analíticas para determinar η_v .

- Relación de compresión.- De acuerdo a la expresión del coeficiente de llenado, debería de disminuir proporcionalmente al valor de $1/(\epsilon-1)$. En realidad, esta relación es más compleja, puesto que con el crecimiento de la relación de compresión, van disminuyendo el coeficiente de los gases residuales y T_r , así como también cambian algunos otros valores que influyen en η_v . Por lo tanto, como indican los experimentos, como consecuencia del cambio complejo de una serie de valores, el coeficiente η_v prácticamente no depende de ϵ .

- **Resistencia hidráulica en la admisión.**- La pérdida de presión en la admisión $\Delta Pa = P_o - P_a$ ejerce influencia decisiva en el llenado de los cilindros y depende de la resistencia hidráulica en la admisión.

Cuanto mayor sea la pérdida ΔPa , tanto menor será la presión P_a , y por consiguiente será menor la densidad de la carga fresca en el cilindro y el coeficiente de llenado.

La pérdida de presión ΔPa se puede expresar de la siguiente manera:

$$\Delta Pa = (1 + \Sigma \text{ad}) (\rho_{ad} w_{med}^2 / 2); \text{ donde}$$

Σad - es el coeficiente de la resistencia del sistema de admisión referido a la sección típica en la tubería de admisión, por ejemplo, a la sección de paso de la válvula de admisión, w_{med} ; es la velocidad media de la carga en la sección típica de la tubería de admisión. La resistencia del sistema de admisión, en primer término, depende de la resistencia de la válvula de admisión, así como de la existencia de giros, estrechamientos locales y rugosidad de la superficie de los canales.

Dada la influencia importante de ΔPa en el coeficiente η_v , en los motores sin sobrealimentación, corrientemente se tratan en lo posible de ampliar el diámetro de la válvula de admisión, y lo hacen un poco más grande en comparación con la de escape.

- **Presión y temperatura a la entrada del motor.**- La presión de la carga en la entrada ejerce cierta influencia sobre la magnitud de η_v . Al aumentar P_k , sin variar la presión de escape, la relación P_a/P_k crece, lo que conduce al incremento de η_v .

Con el aumento de la temperatura T_k , por efecto de la menor diferencia entre las temperaturas de las paredes y del aire, la intensidad del intercambio de calor y la magnitud ΔT disminuyen mientras que η_{v1} crece.

Según datos experimentales, si se conoce el coeficiente de llenado η_{v1} , a la temperatura T_{k1} , en caso de que ésta varíe hasta T_{k2} el coeficiente η_{v2} puede determinarse conforme a la fórmula:

$$\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} = \sqrt{\frac{T_{k1}}{T_{k2}}}$$

Así, pues, el aumento de la temperatura T_k conduce al crecimiento de η_v , pero con ello baja más la densidad del aire y, por consiguiente, la entrega cíclica de la carga fresca. De ahí se deduce que el aumento de η_v no significa siempre que en el cilindro entra una masa mayor de la carga fresca. Al mismo tiempo, la potencia que puede desarrollar el motor depende precisamente de la masa de carga aérea (siendo la entrega del combustible proporcional). De tal

manera, hay que distinguir la característica relativa del llenado que es el coeficiente η_v , y el llenado de masa, que generalmente se caracteriza por la cantidad absoluta de la carga fresca G_a (Kg/h) que entra en el motor durante una hora:

$$G_a = \frac{120}{\tau} i V_h n \rho_{ad} \eta_v$$

donde: i - es el número de cilindros; V_h - el volumen de la cilindrada, en m^3 ; n - frecuencia de rotación, en RPM, ρ_{ad} - densidad de aire, en Kg/m^3 ; τ - número de tiempos; η_v - coeficiente de llenado.

- **Parámetros de los gases residuales.**- La presión P_r depende de la resistencia hidráulica en el escape y del régimen de trabajo del motor; al aumentar P_r , con T_r constante crecen la densidad y la masa de los gases residuales. En este caso gran parte de la carrera del pistón, desde el P.M.S., se gasta para la expansión de los gases residuales y la admisión comienza mas tarde, como consecuencia de lo cual el coeficiente η_v disminuye. Durante la explotación se necesita comprobar y ajustar oportunamente, las holguras en la trasmisión de las válvulas de escape, puesto que al aumentar dichas holguras por encima de los valores recomendados, podrían disminuir el llenado y la potencia del motor.

La temperatura T_r no influye mucho en el coeficiente de llenado, ya que la mezcla suministrada al calentarse se expande tanto, como se comprimen los gases residuales al ceder el calor a la mezcla admitida o al aire.

- **Calentamiento de la carga.**- En el motor Diesel el combustible se introduce y evapora al final de la compresión, por eso calentar la carga de aire durante la admisión no es conveniente, ya que aumenta ΔT y respectivamente disminuye η_v . En el motor Diesel siempre hay que procurar a disminuir el calentamiento de la carga durante la admisión.

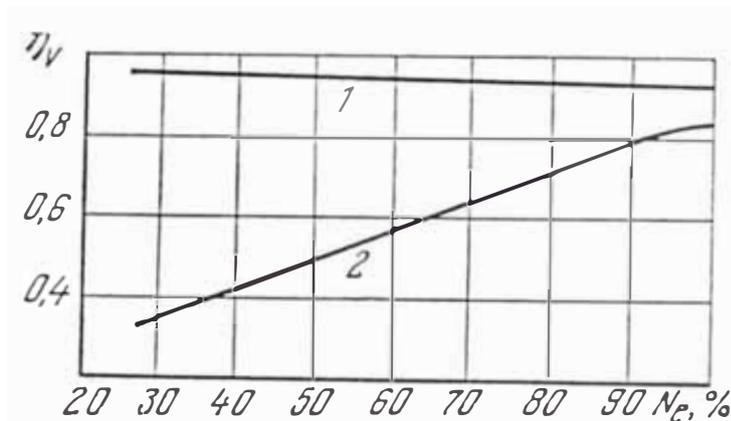


Fig. 1. Variación del coeficiente de llenado en función de la carga:
 1 - motor Diesel de cuatro tiempos (1050 rpm.); 2 - motor de carburador (n=2000 rpm.).

- **Régimen de trabajo.**- En la fig. (1) se muestra la variación de η_v en función de la potencia al trabajar el motor Diesel y de carburador con frecuencia de rotación

constante.

En el motor Diesel, para aumentar la potencia se inyecta más combustible en los cilindros, por lo tanto, el régimen de temperatura de las piezas aumenta, lo que intensifica el calentamiento de la carga fresca en el sistema de admisión y en el cilindro. Por esta razón a pesar de que la resistencia hidráulica es invariable en el sistema de admisión con el crecimiento de la carga, el coeficiente η_v disminuye un poco.

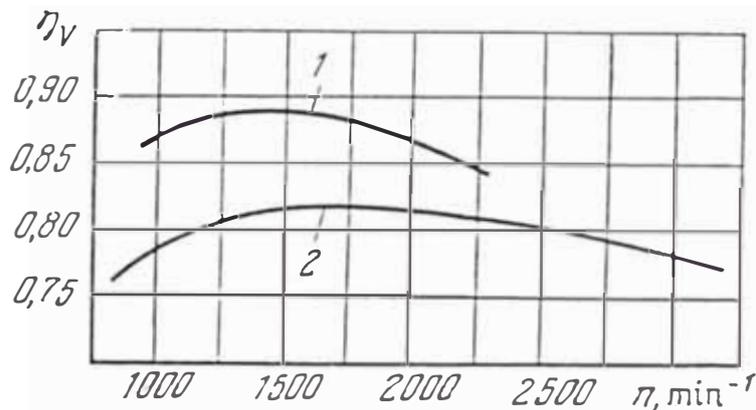


Fig. 2. El coeficiente de llenado en función de la frecuencia de rotación de cigüeñal (plena carga): 1. motor Diesel de cuatro tiempos; 2. motor carburador de cuatro tiempos.

La variación de $\eta_v = f(n)$ se puede apreciar en la fig. 2. El carácter de la variación de $\eta_v = f(n)$ se determina por el efecto de los siguientes factores.

Primero, al aumentar la frecuencia de rotación se incrementa la velocidad de la carga en la admisión, y por

consiguiente la pérdida de presión ΔPa .

Segundo, en la zona de la frecuencia menor de rotación, en el período de la demora del cierre de la válvula de admisión, tiene lugar irrupción inversa de la carga del cilindro en el sistema de admisión.

El ángulo (fases de distribución) más conveniente de cierre de la válvula se determina por vía experimental, tendiendo a lograr el mayor coeficiente η_v en aquellos regímenes de velocidad, en los cuales se requiere obtener el máximo par motor. Para diferentes frecuencias de rotación del cigueñal del motor este ángulo es distinto.

2.1.2.2 COEFICIENTE DE EXCESO DE AIRE (α)

La cantidad de aire que participa en el proceso de combustión puede ser mayor o menor que la cantidad teóricamente necesaria para la combustión completa del combustible.

La relación de la cantidad de aire, que participa en el proceso de combustión a la teóricamente necesaria para la combustión completa de combustible (cantidad estequiométrica) se llama coeficiente de exceso de aire.

$$\alpha = \frac{l}{l_0} = \frac{L}{L_0}$$

$$\alpha = \frac{G_a}{l \cdot G_c} \quad (2)$$

donde: l y L son respectivamente la masa y el número de kilomoles participantes en la combustión de 1 Kg de combustible; G_a es la masa de aire que participa en la combustión de G_c Kg de combustible.

De la ecuación (2) se infiere que, siendo $\alpha > 1.0$ hay más aire de lo que teóricamente se necesita para la combustión completa del combustible. Tal mezcla de combustible con aire se llama pobre (en combustible). La composición de la mezcla siendo $\alpha = 1.0$ se llama estequiométrica. Si la cantidad de aire es insuficiente para la combustión completa, o sea $\alpha < 1.0$, la mezcla se llama rica. En los motores Diesel siempre se utilizan mezclas pobres ($\alpha > 1.0$). En motores con encendido por chispa se utilizan mezclas pobres, ricas y estequiométricas ($\alpha < 1$ y $\alpha > 1$). La fórmula (2) permite estimar la relación de las masas de combustible y de aire en la mezcla $G_c/G_a = 1/(\alpha l_0)$. Si, en un motor Diesel, por ejemplo, siendo $\alpha = 1.4$, la masa de combustible es 20 veces menor que la de aire. El coeficiente de exceso de aire es una de las características más importantes de la mezcla aire-combustible. Del valor de α , depende la composición de los productos de combustión y la cantidad de calor que se libera.

2.1.2.3 PARAMETROS OPERACIONALES DEL MOTOR PERKINS MODELO C4-236V

Tiempo del motor:	4
Tipo de aspiración:	Turbo compensado

Holgura de las válvulas:

- motor frío	0.30 mm (0.012 pulg)
- motor caliente	0.25 mm (0.010 pulg)

Sistema de combustión: Inyección directa

Temperatura del agua en funcionamiento: 78°/95°C

Inicio de inyección*: 22° a 25° APMS

* el inicio de inyección para los motores C4.236V varía según la aplicación.

2.1.3 PARAMETROS ENERGETICOS Y ECONOMICOS DEL MOTOR

Estos son: la relación de compresión, la presión media efectiva, la velocidad media del émbolo, la potencia por litro y potencia por pistón, el consumo específico de combustible, la potencia efectiva y el par motor efectivo.

2.1.3.1 POTENCIA POR LITRO DE CILINDRADA

Representa la relación entre la potencia nominal de un Diesel y su cilindrada:

$$N_l = \frac{N_e}{i V_h} \quad (3)$$

Es un parámetro que, de un modo mas completo, caracteriza el nivel de intensificación de trabajo del motor Diesel.

Los siguientes valores mas característicos de la potencia por litro son:

- sin sobrealimentación $N_1 = 11...18 \text{ CV/l} (8.1..13\text{kW/l})$
- con sobrealimentación $N_1 = 17...22 \text{ CV/l} (20.5...21.3\text{kW/l})$
- y en los modelos con mayor intensificación de trabajo en que se emplea el enfriamiento intermedio, de hasta $28...29 \text{ CV/l} (20.5..21.3\text{kW/l})$.

En el caso del motor Perkins C4-236V la potencia por litro es:

vehicular:	21.50 CV/l	(15.83 kW/l)
Industrial:	20.98 CV/l	(15.44 kW/l)
Agrícola:	17.90 CV/l	(13.16 kW/l)

2.2 SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE MEDIANTE BOMBAS DE INYECCION ROTATIVAS

2.2.1 GENERALIDADES

La tendencia hacia el mayor uso de motores Diesel de pequeña cilindrada, de cuatro y seis cilindros, que giran a grandes velocidades, ha permitido el desarrollo de bombas de inyección de tamaño reducido y bajo costo a lo que debe añadirse cualidades técnicas, que consisten en inyectar pequeños caudales a grandes frecuencias y durante tiempos muy

cortos. La disposición de los racores de impulsión en círculo ha sustituido a la disposición habitual en línea; su tamaño reducido ha facilitado grandemente su montaje en los motores.

Actualmente, existe una variedad de tipos de bombas rotativas como, por ejemplo, las bombas Roosa Master tipos DB y DC, bombas SIGMA tipo PRS; bombas rotativas BOSH tipo EP/VM, bomba CAV roto-Diesel tipo DPA, etc. De los cuáles, a pesar de la diversidad de fórmulas adoptadas alrededor del principio del distribuidor rotativo, puede encontrarse cierta cantidad de puntos comunes como:

- La inyección se obtiene siempre por medio de un sistema de leva y pistón, pero éste a diferencia de las bombas lineales, no es dosificador.
- El número de levas es igual al número de cilindros del motor.

El número de pistones es un múltiplo o un submúltiplo del número de levas.

Si hay más de un pistón éstos actúan simultáneamente para asegurar cada inyección.

- El distribuidor rotativo gira a la misma velocidad que el árbol de levas.

La bomba de alimentación está incorporada a la bomba.

El regulador y los sistemas de avance están incorporados a la bomba.

- La bomba se lubrica con el propio combustible a la presión de alimentación, lo que requiere disponer de un buen filtrado.

Las diferencias que existen entre los modelos de bombas rotativas actualmente conocidos, reside en la disposición adoptada para la dosificación y la regulación.

2.2.2 BOMBA CAV TIPO DPA

Es un tipo de bomba rotativo, que tiene un elemento de bombeo por pistones opuestos, que alimenta el distribuidor rotativo.

Esta bomba no lleva ningún tipo de rodamientos ni engranajes, y el número de piezas en movimiento es el mismo cualquiera sea el número de cilindros a alimentar.

Esta bomba no necesita ningún reglaje de sincronización o equilibrado de caudales; la igualdad de éstos está asegurada por el mismo principio de funcionamiento. Puede funcionar indiferentemente en posición horizontal o vertical.

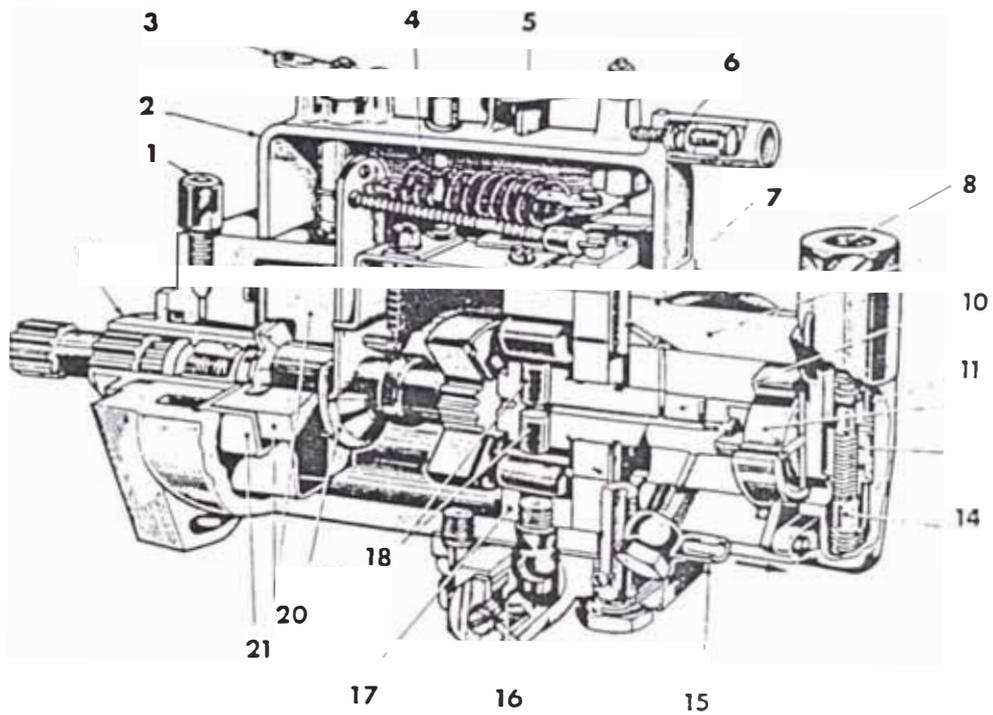


Fig. 3. Sección de la bomba CAV tipo DPA con regulador mecánico: 0- manguito de acoplamiento acanalado; 1- retorno del combustible; 2- tapa del regulador; 3- palanca de parada; 4- muelle del regulador; 5- palanca de mando; 6- tope regulable; 7- válvula de dosificación; 8- llegada del combustible; 9- cabeza hidráulica; 10- rotor; 11- filtro de nylon; 12- bomba de alimentación; 13- camisa de la válvula reguladora; 14- pistón de regulación; 15- racor de salida hacia el inyector; 16- dispositivo automático de avance; 17- anillo de levas; 18- pistones de bombeo; 19- manguito deslizante; 20- contrapesos de regulación; 21- caja.

Disposición del sistema de alimentación de

combustible.- En la fig. 4 se muestra el esquema de los diferentes circuitos que recorre el combustible en una bomba con regulador mecánico.

En él podemos ver el depósito de combustible (1). De él pasa por la tubería de salida hacia la bomba de alimentación general con cebador (3). De esta bomba sale el combustible hacia el filtro (4). En este filtro podemos ver la tubería de entrada, desde la bomba de alimentación, la tubería de salida hacia la bomba de transferencia (6), y dos tuberías más, una de retorno desde la bomba inyectora (9) y otra de salida hacia el depósito (1). Desde el filtro, el combustible pasa a la bomba de transferencia (6), una derivación permite el paso directo por la válvula reguladora (7) para el cebado y el purgado. Esta válvula tiene una doble función.

La bomba de transferencia eleva la presión del combustible a un valor intermedio, presión que se aplica a la válvula de dosificación (10) y al émbolo de la válvula reguladora (7). El caudal de la bomba de transferencia es superior a las necesidades de la bomba de inyección y, por tanto una gran parte de combustible vuelve hasta la válvula reguladora que funciona en by-pass.

Cualquier aumento de velocidad se traduce en un aumento de caudal a través del by-pass; el muelle de éste está regulado y, por tanto, la presión del combustible aumenta en el circuito de impulsión de la bomba.

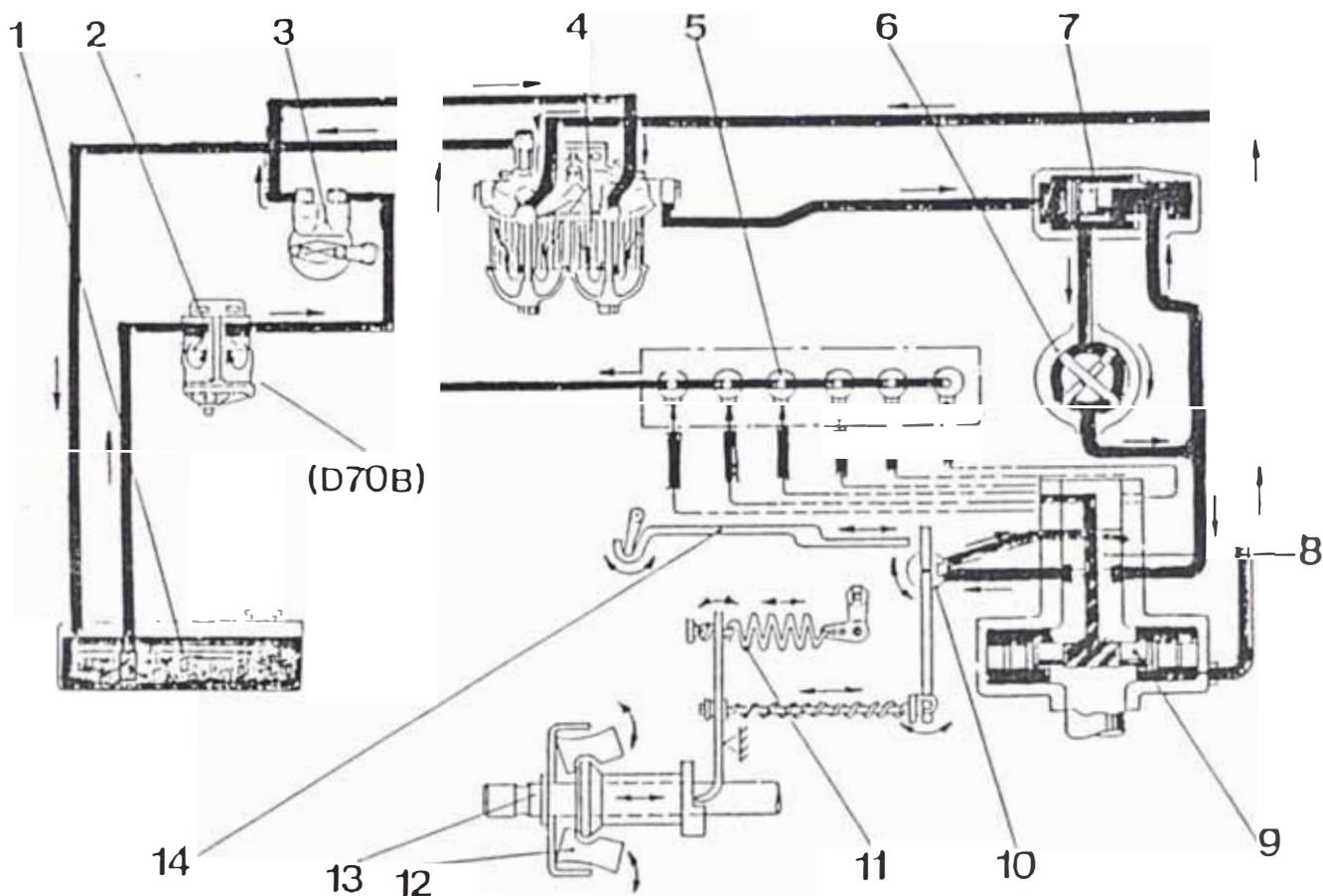


Fig. 4. Circulación y alimentación del combustible (CAV):
 1- Depósito de combustible; 2- Regulador de agua;
 3- Bomba de alimentación; 4- Filtro de combustible;
 5- Inyector; 6- Bomba de presión;
 7- Válvula reguladora de presión 8- Rotor del distribuidor;
 9- Pistones de bomba; 10- Válvula de caudal;
 11- Resorte del regulador; 12- Regulador centrífugo;
 13- Eje propulsor; 14- Brazo de tope.

La válvula de dosificación (10) , a través de unas palancas y de un muelle regulado, se desplaza a medida que aumenta el régimen de velocidad, y su posición depende de la palanca de aceleración que modifica la tensión del muelle que

actúa sobre esta válvula.

Este desplazamiento hacia un lado reduce el orificio de dosificación y, por tanto, la cantidad de combustible admitida en el rotor.

Por el contrario, si hay reducción de la velocidad, la presión de alimentación disminuye, la válvula de dosificación, solicitado por su muelle, se desplaza hacia otro lado y la cantidad de combustible admitida en el rotor aumenta.

A régimen constante el regulador controla la posición de la válvula de dosificación y mantiene este régimen entre límites estrechos.

Cuando el regulador es de tipo centrífugo, la válvula de dosificación es semi rotativa y de ranura recta, la acción de los contrapesos del regulador hace girar entonces la válvula, lo que permite variar la dosificación del combustible en el rotor.

El combustible llega a la bomba inyectora (9), para salir luego hacia los inyectores (5).

Elemento de bombeo.- Hay un elemento único de bombeo constituido por dos pistones opuestos 3 y 7 (fig.5), que está incorporado a un rotor central (2) que asegura igualmente la distribución en el orden deseado de los inyectores por las tuberías de alta presión, conectados radialmente alrededor de la cabeza hidráulica (9) fig.4.

El rotor (2) tiene un canal axial que une el espacio comprendido entre los dos pistones con los canales radiales taladrados en el rotor para admitir e impulsar al combustible.

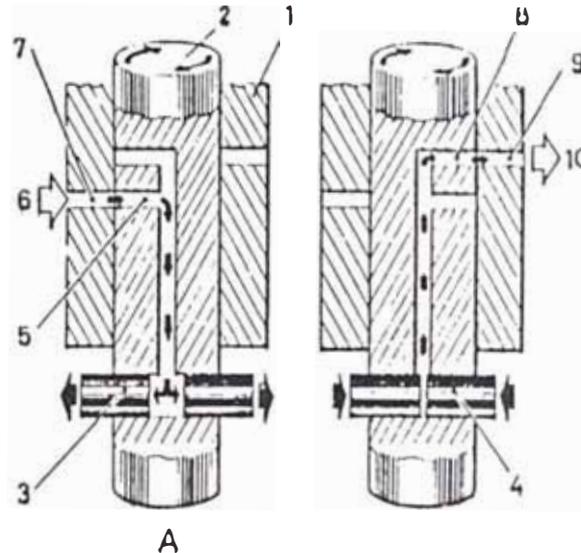


Fig. 5. Esquema de funcionamiento de la bomba inyectora:
 1- Cuerpo de la bomba (cabeza hidráulica);
 2- Rotor; 3 y 4- Embolos; 5- Lumbrera de admisión;
 6- Entrada de combustible; 7- Lumbrera de dosificación;
 8- Lumbrera de distribución; 9- Lumbrera de escape; 10- Salida del combustible hacia el inyector.

En su movimiento de rotación, el rotor alcanza una posición tal como la que se indica en la fig.5-A, y en la que el combustible que viene del canal de dosificación, a media presión, pasa por uno de los canales de alimentación hacia el canal axial para llegar al espacio entre los pistones y actuar sobre ellos separándolos.

El rotor continúa girando fig.5-B, el canal de admisión

se cierra y uno de los de distribución entra en coincidencia con uno de los canales de salida de la cabeza hidráulica. En este preciso momento los pistones solicitados conjuntamente por el anillo de levas, son empujados uno contra otro y el combustible es expulsado hacia las tuberías de inyección.

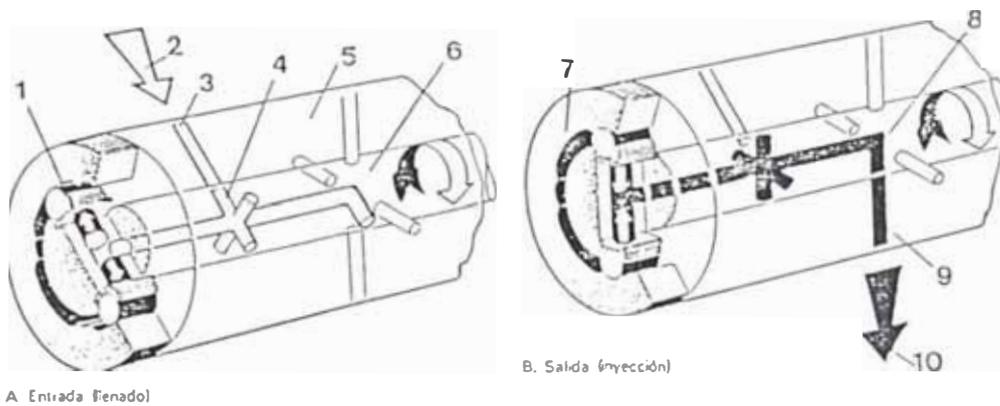


Fig. 6. Proceso de inyección.

Los dibujos de la fig. 6, muestran claramente el proceso de alimentación del rotor y de la distribución del combustible.

Aro de leva.- El aumento de la presión se obtiene cuando los pistones se presionan uno contra otro por la acción de las levas del aro de leva. Las levas están mecanizadas con mucha exactitud, tanto en lo referente a su ubicación como a su diseño.

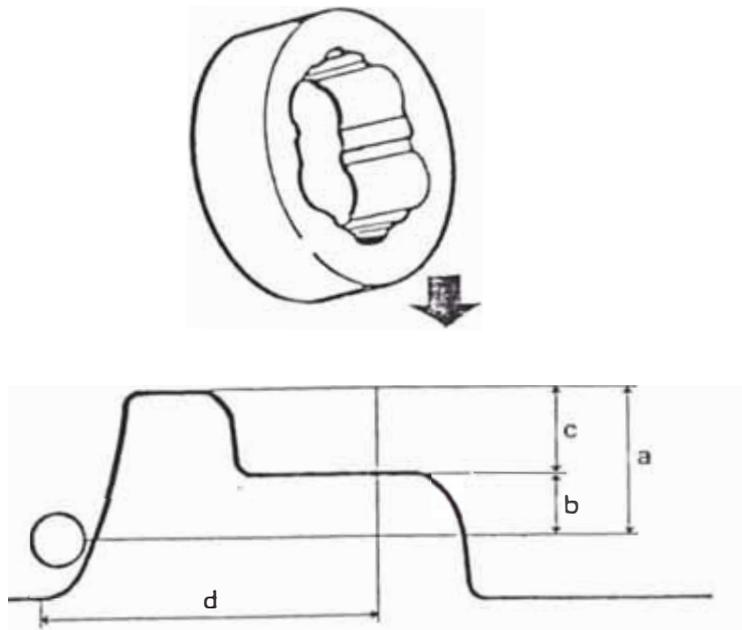


Fig. 7. Curva del aro de levas:
 a- Carrera total de la bomba; b- Carrera de retorno (para la reducción de la presión);
 c- Carrera eficaz de la bomba; d- Tiempo durante el cual están abiertas las toberas.

A una gran cantidad de inyección (plena carga) el movimiento del pistón es de unos 0.8-1.0 mm. Gracias al perfil de leva del aro se obtiene también una disminución de la presión en el tubo de presión e inyectores, una función que en la bomba de elementos en línea corre a cargo de las válvulas de impulsión. Esta bomba rotativa tiene pues, solamente racores corrientes para la conexión de los tubos de presión.

Ajuste del combustible máximo.- Para el ajuste del caudal máximo de combustible se actúa limitando el recorrido

hacia afuera de los pistones cuando los rodillos de éstos se liberan de las levas.

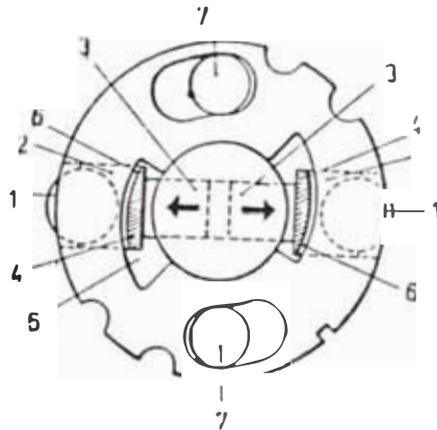


Fig. 8. Disposición del rotor de bombeo:
 1- Rodillos; 2- Zapatas de los rodillos;
 3- Émbolos; 4- orejas de las zapatas;
 5- entallas excéntricas; 6- Holgura entre orejas y entallas; 7- tornillo de fijación de las placas reguladoras del combustible máximo inyectado.

Los rodillos (1) están alojados en las zapatas de los rodillos de leva (2) que se apoyan contra los extremos de los émbolos (3) de la bomba. Las zapatas pueden deslizarse en las entallas del rotor y están provistas de unas orejas salientes (4) y excéntricas. Como estas orejas encajan con sus entallas correspondientes (5) practicadas en las placas ajustadoras superior e inferior, en la holgura (6) existente entre orejas y entallas la que regula el recorrido de los émbolos. Cuando se aprietan los tornillos (7) el conjunto queda fijo. La rotación de las placas al controlar el recorrido de los émbolos fija el límite de combustible máximo inyectado.

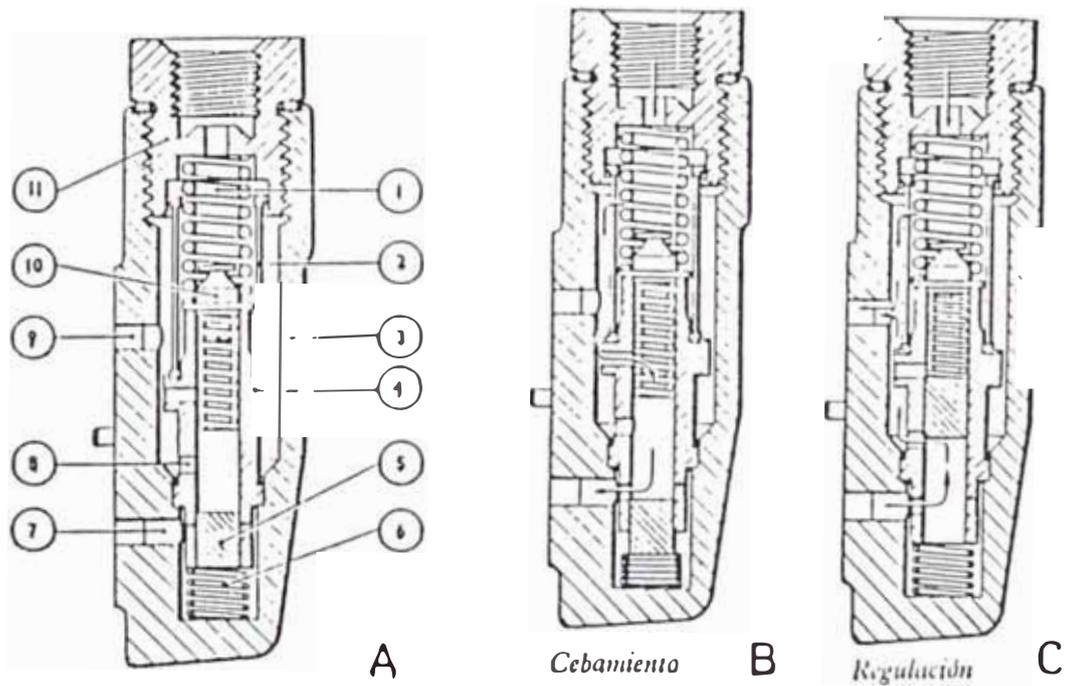


Fig. 9. Válvula de regulación de la bomba CAV tipo DPA:
 A- Detalle de las piezas; B- Posición de cebamiento; C- Posición de regulación; 1- Muelle de retención; 2- filtro de nylon; 3- muelle de regulación; 4- manguito de la válvula; 5- pistón; 6- Muelle de cebar; 7- Conducto de combustible al orificio de salida de la bomba de transferencia; 8- Lumbrera de regulación; 9- Conducto de combustible al orificio de admisión de la bomba de transferencia; 10- Guía de muelle; 11- Conexión al orificio de admisión de combustible.

Válvula de regulación.- Esta válvula (ver fig. 9) controla la presión de la bomba de transferencia, pues ésta al dar más cantidad de combustible líquido con la velocidad aumenta la presión.

En segundo lugar, esta válvula trabaja como by-pass permitiendo derivar el paso del combustible por la bomba de transferencia para cebar la bomba manualmente.

Para esto, hay un pequeño pistón (5) que desliza en el cuerpo de la válvula y, que empujado por la presión de cebado, aprieta un pequeño muelle (6) y descubre un orificio que comunica directamente con la cabeza hidráulica.

Regulador mecánico.- La parte fundamental (ver fig.10) lo constituyen los contrapesos (B) alojados en una caja.

Estos contrapesos pivotan sobre un borde, moviéndose hacia adentro o hacia fuera, según la fuerza centrífuga que depende de la velocidad.

En su movimiento estos contrapesos hacen deslizar, sobre el eje de accionamiento, un manguito (A). El movimiento axial se trasmite por un sistema de palancas a la válvula de ajuste, por la plaquita C.

Esta plaquita está unida a la palanca (M), solidaria de la válvula de dosificación, por una varilla (N) con muelle compensador (R).

El dispositivo de parada esta consituído por la palanca

(G), la excéntrica (F) y la regleta (E), que permiten volver la válvula dosificadora a la posición de caudal nulo, sea cual sea la acción sobre la palanca de aceleración.

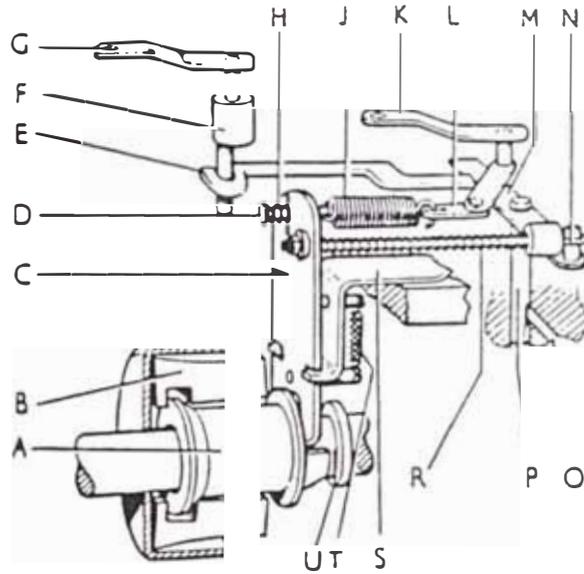


Fig. 10. Mecanismo de mando del regulador mecánico.

El régimen del motor está controlado por la palanca de aceleración K; esta palanca está unida al regulador por una regleta (L) en cuyo extremo está enganchado el muelle del regulador (J).

Este muelle está unido, en su otro extremo, a la plaquita (C) por el eje (D) que es el guía del muelle de ralentí. Están previstas tres posiciones de este eje, que vienen impuestas por los distintos reglajes.

Lo mismo ocurre para la unión del resorte con la plaquita de unión (C).



Fig. 11. Válvula de dosificación:
 1- De la bomba de presión; 2- Ranura de regulación; 3- Válvula de caudal; 4- Canal de regulación.

La válvula de dosificación (P), alojada en una cámara de la cabeza hidráulica, es semirotativa, obteniéndose la dosificación por una ranura que descubre más o menos el orificio del canal de dosificación.

Sistemas de avance automático.- En la fig.(12) podemos ver el mecanismo que varía la sincronización de inyección. El aro de levas (C), puede moverse en giro dentro del cuerpo de la bomba (D), mandado por la palanca en bola (A), que es acción por el pistón (B), que puede deslizarse dentro del cilindro mecanizado del cuerpo (E).

La presión de alimentación (transferencia) entra por detrás del pistón a través de un orificio que tiene la bomba. Esta presión tiende a hacer desplazar el pistón en el cilindro hacia la derecha, lo cual hace girar el anillo portalevas hacia la posición de avance máximo.

Este desplazamiento es proporcional a la presión de alimentación y, por tanto a la velocidad de rotación.

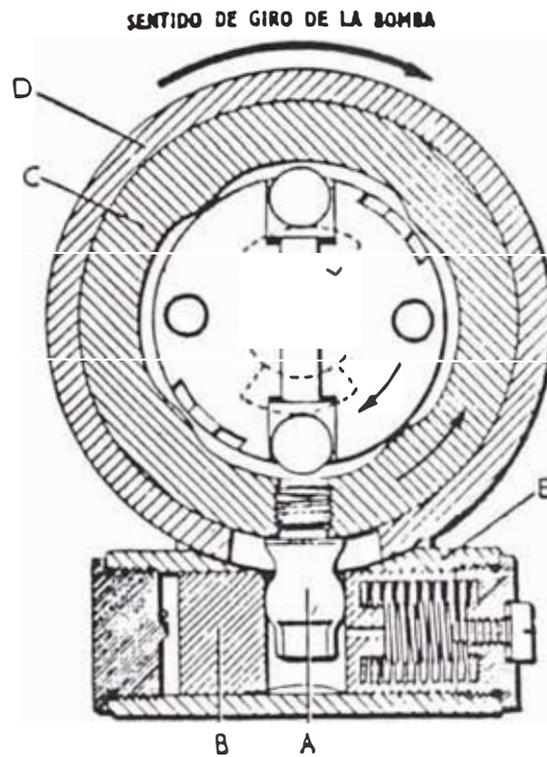


Fig. 12. Mecanismo de avance automático.

Una válvula antirretorno, sobre el circuito de llegada de la presión de alimentación (transferencia) en el cilindro, evita el retorno hacia atrás del pistón.

La fuga entre el pistón y el cilindro permite que éste vuelva a la posición de retraso al disminuir la velocidad del motor.

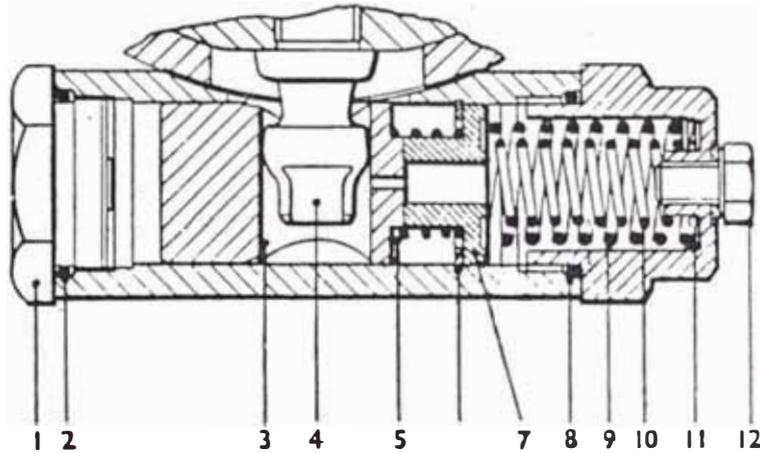


Fig.13. Dispositivo de retraso de puesta en marcha automática:
 1- Tapón; 2- Aro de hermeticidad; 3- Embolo;
 4- Tornillo de avance de leva; 5, Muelle; 6, Aro de retención; 7, Placa de muelle; 8- Aro de hermeticidad; 9- Muelle de émbolo (exterior); 10- Muelle de émbolo (interior); 11- Suplemento; 12- Tornillo de capuchón de émbolo.

Retraso de puesta en marcha automático con avance de velocidad.- Es una combinación en dos etapas (fig.13) el retraso es accionado por el muelle blando (5), y el avance es regulado por los muelles más pesados (9 y 10). Al estar la bomba estacionaria, el arco de levas se mantiene en retraso total por la presión del muelle (5). Al ponerse en marcha, la presión de transferencia actúa sobre el pistón, venciendo la presión del muelle (5), y girando el aro de levas hasta el avance normal de ralentí. En este momento el pistón se apoya en los muelles (9 y 10). Si aumenta la velocidad aumenta también la presión de transferencia cediendo los muelles (9 y 10), obteniéndose así un progresivo avance según la velocidad.

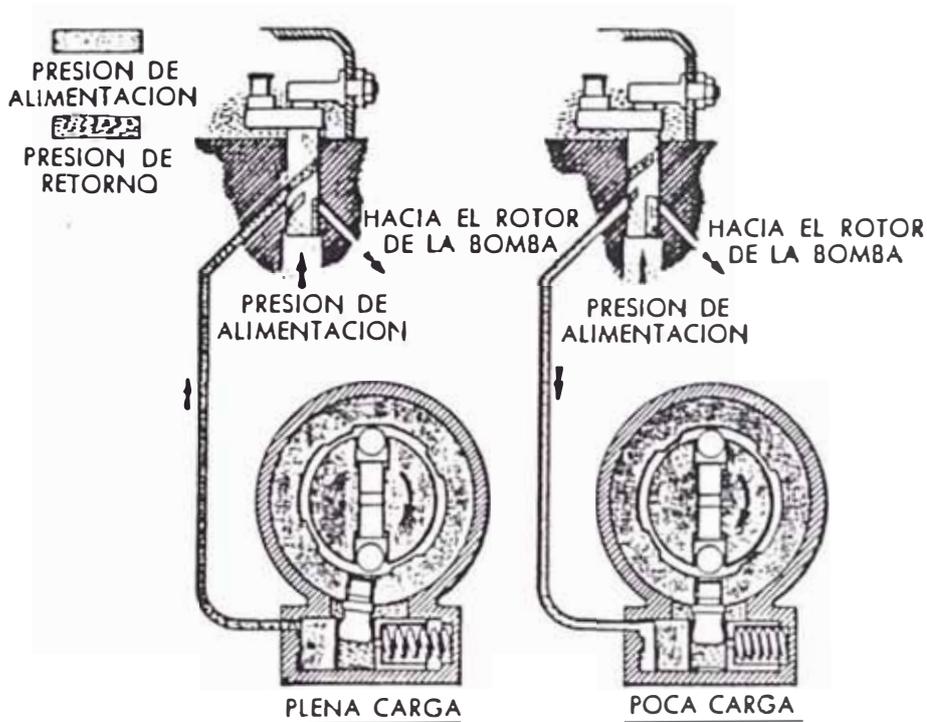


Fig. 14. Avance de carga ligera.

Avance automático según la carga..- Si se observa el giro del rotor en la fig 14, se verá que funcionando a plena carga están los pistones separados totalmente y los rodillos empiezan a actuar al principio de la leva.

Por el contrario cuando la carga es mínima los rodillos están separados del arco de levas y en su giro sólo tocan en la leva en la punta y por lo tanto más tarde. Ello significa que con carga ligera el encendido funciona más atrasado si

no hay un dispositivo que lo corrija.

Un dispositivo apropiado para ello es el de la fig.14 en la superficie la válvula clasificadora tiene dos ranuras espirales que segun su posición comunican la presión al pistón de regulación.

Avance de velocidad y carga combinados.- En la fig. 15, el sistema proporciona un avance de sincronización progresivo, de acuerdo con la velocidad del motor y una compensación que anula el retraso resultante de la reducción de carga.

Pueden observarse dos pistones concéntricos el uno dentro del otro, en el interior del grupo de avance. El exterior accionado por la presión de transferencia es sensible a la velocidad y tiene en oposición un resorte. El giro del aro de levas se aumenta cuando se aumenta el suministro de combustible y viceversa. El movimiento del pistón pequeño está amortiguado por la acción del compensador y está controlado por las medidas de las platinas mecanizadas en el pistón. La medida de estas platinas y la holgura de trabajo del pistón interior afectan los grados de avance de carga y características de inyección. Funcionando sin carga y a marcha lenta, la presión de transferencia es mínima y el pistón exterior se mantiene en posición de retraso por medio del muelle. El suministro de combustible es mínimo, la torsión del aro de levas es mínima y el pistón interior se mantiene en posición de avance por la presión de su muelle. Al aumentar la carga, aumenta el suministro de combustible

con lo que aumenta la torsión del aro de levas que se transmite al pistón interior; éste se mueve hasta encontrarse en el tope del pistón exterior, en cuyo momento el muelle entre ambos está comprimido. Como se observa, este atraso es de un valor aproximado al valor del avance por el aumento de presión de combustible, lo que nos dice que prácticamente no se habrá modificado el sincronismo.

Al aumentar la velocidad, aumenta también la presión de transferencia y ambos pistones se desplazan como un solo cuerpo, avanzando así, el aro de levas.

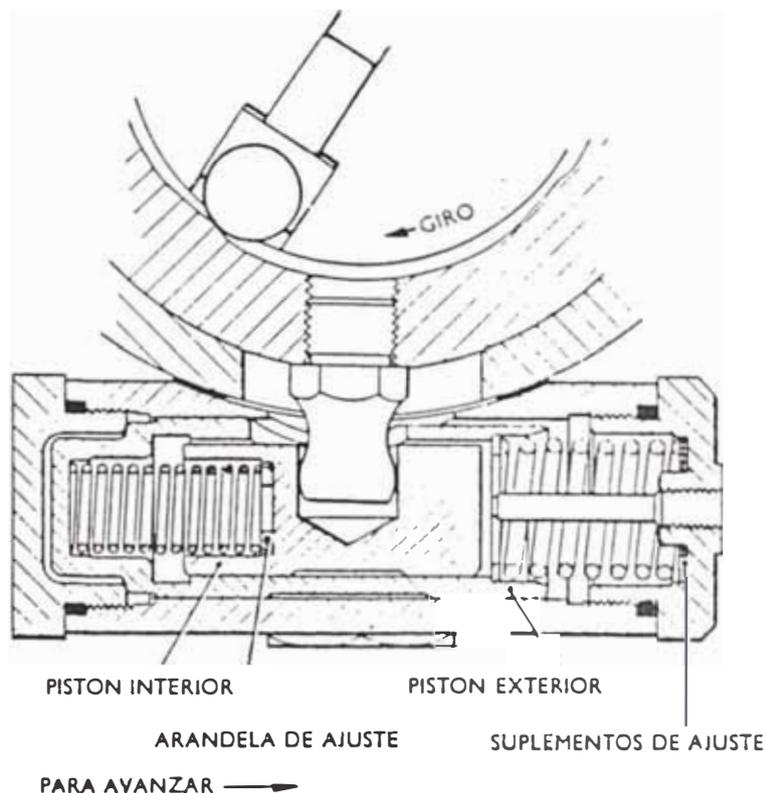


Fig. 15. Dispositivo de avance de velocidad y carga combinado.

Al reducirse la carga, sea cual fuere la velocidad, se

reduce el suministro de combustible con una reducción de la tensión del aro de levas.

El pistón interior avanza el aro de levas y compensa el retraso que se produce al reducirse el suministro de combustible.

En algunas bombas se dispone de una membrana que absorbe las fluctuaciones de la presión de transferencia, lo que estabiliza el dispositivo de avance cuando se prueba o ajusta la bomba.

2.2.3 SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE DEL MOTOR PERKINS C4-236V

Bomba de inyección de combustible:

Marca:	CAV
Tipo:	DPA
Rotación de la bomba:	Sentido horario
Diámetro del émbolo:	8.5 mm
Letra de reglaje (hidráulico):	"A"
Letra de reglaje (mecánico):	"C"

Inyectores:

Marca:	CAV
Cuerpo del inyector:	BKBL 6755151
Tabera del inyector:	BDLL 150S6435
Presión de Trabajo:	170 atmósferas
Presión de reglaje:	175 atmósferas

2.3 APLICACIONES TÍPICAS

El motor Perkins modelo CA-236V se aplica en ómnibus de pasajeros de capacidad mediana y como máquina motriz en grupos estacionarios (generadores motobombas, etc). En la agroindustria se emplea como motor de tractores medianos a rueda.

CAPITULO 3
METODOS DESARROLLADOS PARA LA DESCONEXION DE CILINDROS
EN LOS MOTORES DIESEL

3.1 GENERALIDADES

Los distintos métodos de desconexión de cilindros, hasta hoy desarrollados, se pueden agrupar aproximadamente en 4 grupos:

Por derivación desde la línea de baja presión al tanque de combustible.

- Por posición del émbolo buzo.
- Por deshermetización de la LAP.

No desplazamiento de la aguja del inyector.

Este agrupamiento se ha hecho en base a la diferencia del modo de ejecución de la desconexión y de los mecanismos utilizados para tal efecto, los que a su vez reflejan de alguna manera el progresivo avance en este empeño.

3.2 DESCRIPCION DEL PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LOS DIVERSOS METODOS DE DESCONEXION EMPLEADOS ACTUALMENTE

3.2.1 INTERRUPCION DEL SUMINISTRO DERIVANDO AL TANQUE DE ALMACENAMIENTO ANTES DE QUE INGRESE A LA BOMBA DE INYECCION

Como se muestra en la figura 16-a, en la línea de baja presión, al estar la válvula de derivación (9) abierta el combustible es retornado nuevamente al tanque (8), y por lo tanto, no se efectúa el suministro de combustible al cilindro del motor através del inyector (7). Este sistema es bastante sencillo, sin embargo, es posible sólo cuando se procede con bombas individuales, cilindro por cilindro, esto es, cuando cada sección de la bomba posee suministro propio, esto no ocurre en los motores para automóviles y tractores que, como regla general, posee un sistema común de suministro y de descarga.

Este método es aplicable solamente en aquellos motores que poseen bombas individuales para cada cilindro, como es el caso de los motores para barcos y ferroviarios.

La desventaja de este sistema es el desgaste prematuro de la bomba de inyección, debido a la fricción en seco como consecuencia de la falta de lubricación debido a la ausencia del combustible, que sirve a la vez como lubricante.

3.2.2 INTERRUPCION DEL SUMINISTRO POR POSICION DEL EMBOLO BUZO

METODO 1 (fig 16-b). Este método utiliza la desconexión de un grupo de cilindros mediante la construcción especial de los émbolos buzo, el cual para cargas parciales deriva el combustible a través de una lumbrera de corte especial 13, evitándose así la inyección de combustible.

Este sistema posee dos secciones de suministro; por ejemplo, para un motor de 8 cilindros, 4 émbolos buzo van a trabajar en forma convencional, como se aprecia en el lado izquierdo de la fig.16-b, y 4 secciones van a trabajar con la hélice complementaria 13 en el émbolo buzo (lado derecho del esquema).

Cuando el émbolo buzo de la izquierda, se encuentra en la posición de corte de suministro, después de haberse cumplido éste, al mismo tiempo el émbolo buzo de la derecha se encuentra en la posición de ausencia de suministro por no existir el recorrido (carrera) efectivo de suministro de combustible, debido a que la ranura 13 tan pronto como ingresa combustible a la bomba lo descarga, logrando así, que el combustible no llegue al inyector 7'.

Cuando la cremallera convencional 12 está en la posición correspondiente a pequeñas cargas y de marcha en vacío a través del inyector 7' no se produce el suministro de combustible al cilindro correspondiente, logrando de esta manera, que dicho cilindro deje de trabajar.

Con este sistema de desconexión es imposible realizar el corte por ciclos y en forma alternada; en consecuencia, en el grupo de cilindros, que continuamente están trabajando, se producirá un mayor desgaste con respecto al grupo de cilindros en el que se realiza la desconexión.

Además la ausencia del suministro de combustible por un periodo prolongado, en los cilindros donde se realiza la desconexión, provoca que el lubricante se acumule en la cámara de combustión; en los motores sobrealimentados por turbo-compresor, cuando se conecta nuevamente estos cilindros se produce una combustión violenta del aceite acumulado, que puede producir la destrucción de la turbina; en un motor de aspiración natural este fenómeno provoca la formación de carbonilla.

METODO 2. (fig. 16-c) Se basa en órganos de mando separados para dos bloques de secciones, que suministra combustible a los cilindros, permitiéndose así, la desconexión alternada de cada bloque de cilindros.

Los mecanismos de accionamiento de las cremalleras son individuales. Por ejemplo, la cremallera (14) en la figura 16-c, es accionada por su mecanismo correspondiente 16, la cremallera (15) tiene su propio mecanismo independiente (17), de esta manera, en caso de necesidad de corte de suministro, existe un mecanismo especial de control y ejecuta el desplazamiento de una de las cremalleras. Mientras que la otra, por acción de un regulador, se ubica en una posición determinada de acuerdo a la potencia del motor.

Los órganos de mando manuales son más sencillos para el accionamiento del segundo mecanismo de corte de suministro de combustible (derecha fig 16-c); ejecutarlo en forma automática es complicado, no se presenta la posibilidad de la desconexión de cilindros en un tiempo corto y limitado, más aún, si es desconexión por ciclos.

Mediante este método de desconexión como en el caso anterior no hay posibilidad de seleccionar el número de cilindros a desconectar, en el mejor de los casos solamente tenemos la posibilidad de desconectar alternativamente pero en bloques y no por ciclo y con cada cilindro, manteniéndose por lo tanto el problema de acumulación de aceite en los cilindros desconectados y el consecuente peligro para el turbocompresor si el motor es sobrealimentado, el desgaste desigual en los cilindros, la formación de carbonilla, etc.

METODO 3. (fig. 16-d) Este método consiste en inmovilizar el émbolo buzo mediante el tope 20, que actúa sobre la ranura practicada sobre el émbolo, evitando de este modo, el suministro de combustible al cilindro respectivo como se aprecia en la fig.16-d.

El detenimiento del émbolo buzo se realiza cuando éste se encuentra en el P.M.S. (punto muerto superior) cortando de este modo, el suministro de combustible; el mecanismo de accionamiento 19 del émbolo buzo es una leva convencional, que está moviéndose continuamente, la detención del émbolo se cumple con la ayuda del tope 20, la cual actúa en la ranura 18 del émbolo. Este tipo de dispositivo sólo se puede

instalar en bombas de baja velocidad; por ejemplo, en motores marinos. En los motores Diesel rápidos, este sistema es casi imposible de usar, debido a la gran velocidad y por ende a su gran inercia, que produce choques bruscos entre el tope y la ranura del émbolo originándose deformaciones y desgastes en ambas partes. Si se quisiera realizar la desconexión alternada de los cilindros se tendría que contar con topes y su correspondiente sistema de accionamiento independientes lo que complica todo el sistema además de incrementar el tamaño de la bomba de inyección.

3.2.3 INTERRUPCION DEL SUMINISTRO POR DESHERMETIZACION DE LA LINEA DE ALTA PRESION (L.A.P.)

METODO 1. (fig. 16'-e) Se basa en la derivación del combustible desde la línea de alta presión a la de baja, mediante un dispositivo de pistón, el cual se acciona, según los requerimientos de desconexión.

Para llevar a cabo la desconexión del suministro del combustible al cilindro, se acciona la válvula 22 con ayuda del mecanismo 25, el cual lo desplaza hacia la derecha, permitiendo que se comuniquen los canales 23 y 24 a través del cuello de la válvula, y se produce así, la descarga del combustible de la L.A.P. al depósito de combustible 8.

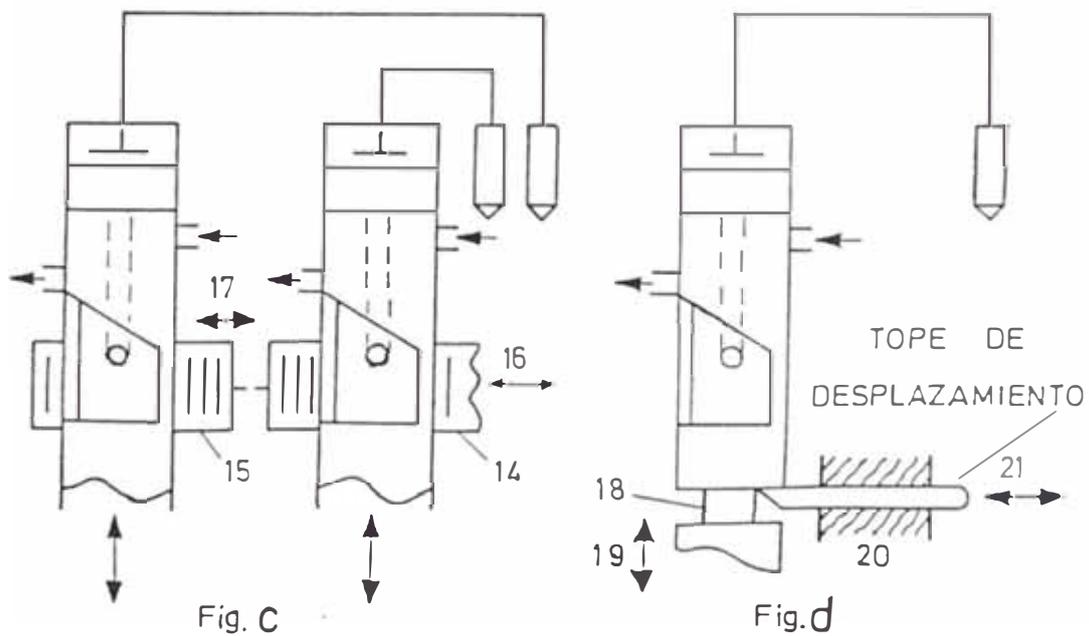
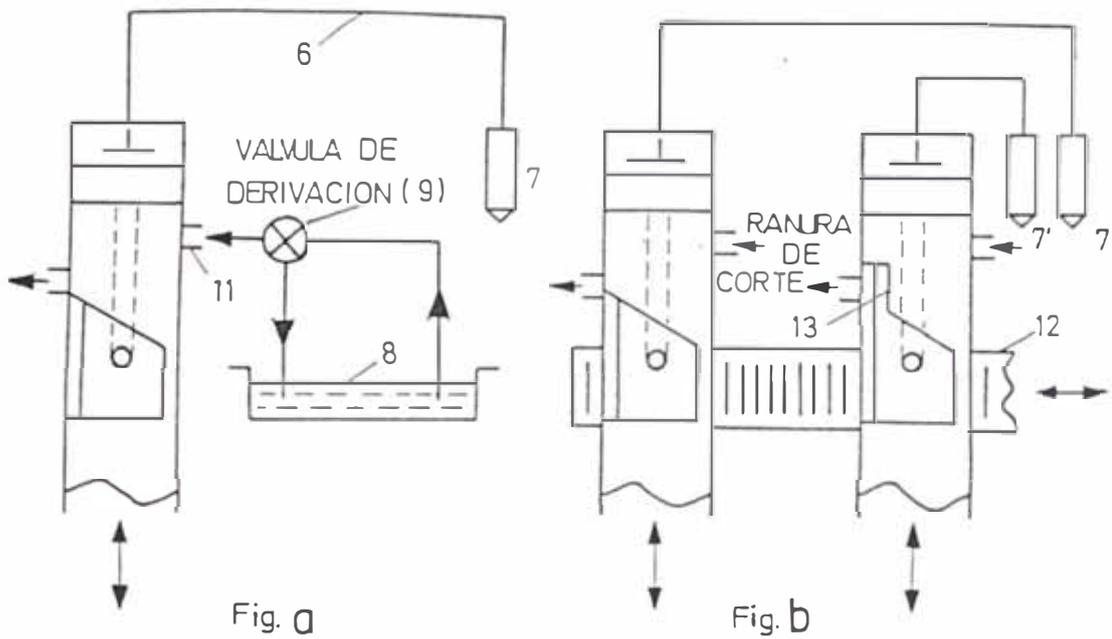


Fig. 16. Diversos métodos de desconexión empleados actualmente.
 a- Derivando al tanque de almacenamiento;
 b,c,d- Por posición del embolo buzo.

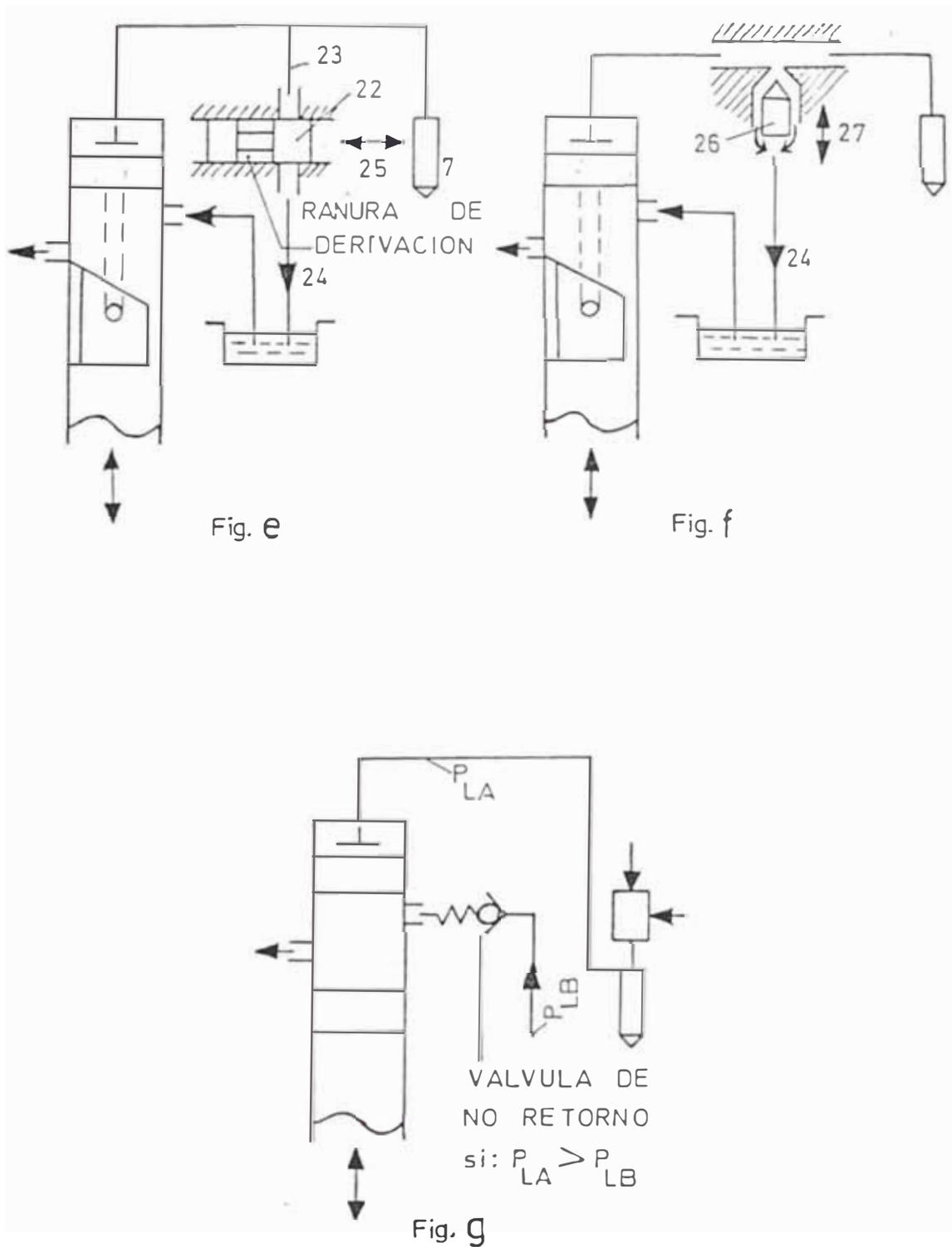


Fig. 16'. Diversos métodos de desconexión empleados actualmente.
 e,f- Deshermetización de la L.A.P.;
 g- Inmovilización de la aguja del inyector.

Debido a que este sistema tiene su válvula de corte 22, con su respectivo sistema de accionamiento para cada línea de alta presión, entonces se puede llevar a cabo la desconexión de cilindros en un pequeño período de tiempo, sin importar las dimensiones del motor, ni el número de cilindros; esto va a depender de la inercia de la regulación de la válvula de corte y del mecanismo de accionamiento 25.

Debido a que la válvula posee una gran inercia y, además a que está sujeta a una alta presión hidráulica, para el accionamiento de ésta se requiere de una potencia muy grande, que lo hace inaplicable en los motores para automóviles y tractores, además de las dificultades para su instalación en cuanto a espacio y maniobrabilidad.

METODO 2. (fig. 16'-f) Este método se basa en la deshermetización de la línea de alta presión, derivando el combustible a través de una válvula tipo aguja hacia el tanque de combustible.

Se sabe que durante el proceso de inyección del combustible se debe garantizar una buena hermeticidad en la L.A.P., pero debido a la presencia de la válvula en la L.A.P. no ocurre aquello, lo que quebranta las condiciones para el proceso de suministro de combustible; además, se requiere de una potencia elevada para la sujección de la válvula en su posición cerrada, en el momento de la inyección de combustible.

3.2.4 CORTE DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE MEDIANTE LA INMOVILIZACION DE LA AGUJA DEL INYECTOR

Este sistema, mostrado en la fig.16'-g, se fundamenta en la acción directa sobre el inyector, evitando así, la inyección de combustible a través del mismo. El inconveniente de este sistema de desconexión es que se requiere para su ejecución de una potencia grande de accionamiento, es necesario tener un acumulador, para evitar danos en el sistema.

3.3 METODO DE DESCONEXION DE CILINDROS UTILIZADO EN EL PRESENTE TRABAJO

Dado los inconvenientes, inherentes a los sistemas de desconexión descritos, se desarrolló un método de desconexión para superar los mismos:

Primero.- se eliminan los efectos negativos de la falta de lubricación en la bomba de inyección.

Segundo.- permite la desconexión alternada y por ciclos de los cilindros, evitando de este modo, las acumulaciones de aceite en los cilindros desconectados permanentemente.

Tercero.- potencias menores de accionamiento, cuyo principio de funcionamiento se explica luego.

Cuarto.- se puede utilizar en todo tipo de motores Diesel fabricados actualmente.

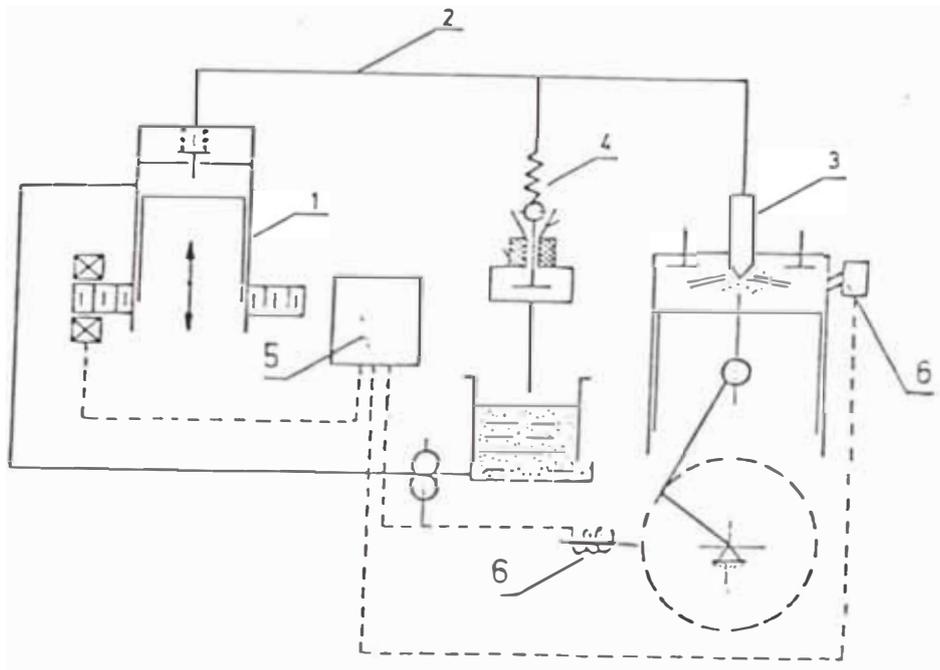


Fig. 17. Esquema del sistema de desconexión de cilindros y ciclos:
 1- Bomba de inyección; 2- Línea de baja presión;
 3- Inyector; 4- Dispositivo desconector de cilindros y ciclos; 5- Bloque de comando; 6- Sensores.

3.3.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO Y DESCRIPCION DEL SISTEMA

En la fig.18 se presenta un oscilograma, donde se muestran la variación de la presión P_{iny} . en la línea de alta presión (L.A.P), en función del ángulo de giro del cigueñal (ϕ).

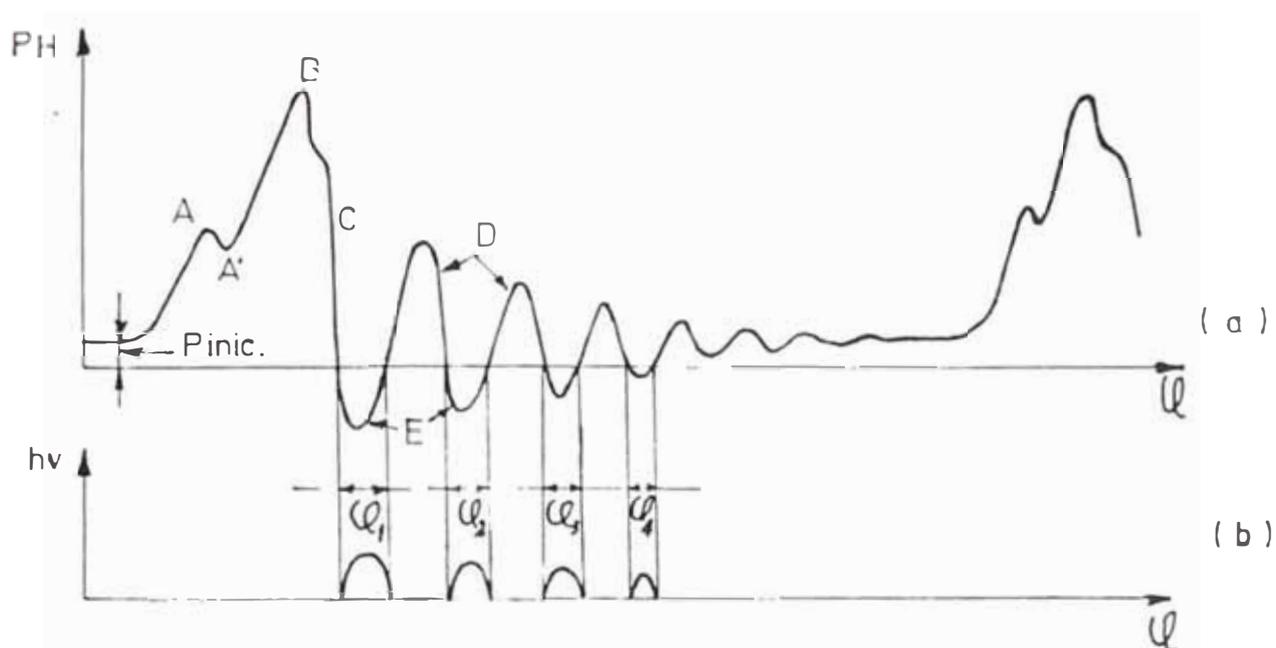


Fig. 18. Oscilogramas:
 a- Presión de inyección (sin desconexión)
 b- Desplazamiento de la válvula de retención (de no retorno)

La presión en la línea, antes de la inyección, tiene el valor inicial de Pinic. (Presión inicial de inyección); el punto A del oscilograma fig.18-a representa el momento en que la aguja comienza a desplazarse la pequeña caída de presión AA' es el resultado del incremento del volumen en el pulverizador por efecto del levantamiento de la aguja y de la salida del combustible desde el inyector; el punto B representa la máxima presión de inyección; el punto C el inicio del descenso de la aguja del inyector y los puntos D el período ondulatorio en la L.A.P. después del corte de suministro. Las zonas E representan zonas de depresión que se forma cuando la válvula cae en su asiento, estos períodos

son representados sólo en forma esquemática puesto que el osciloscopio no los registra.

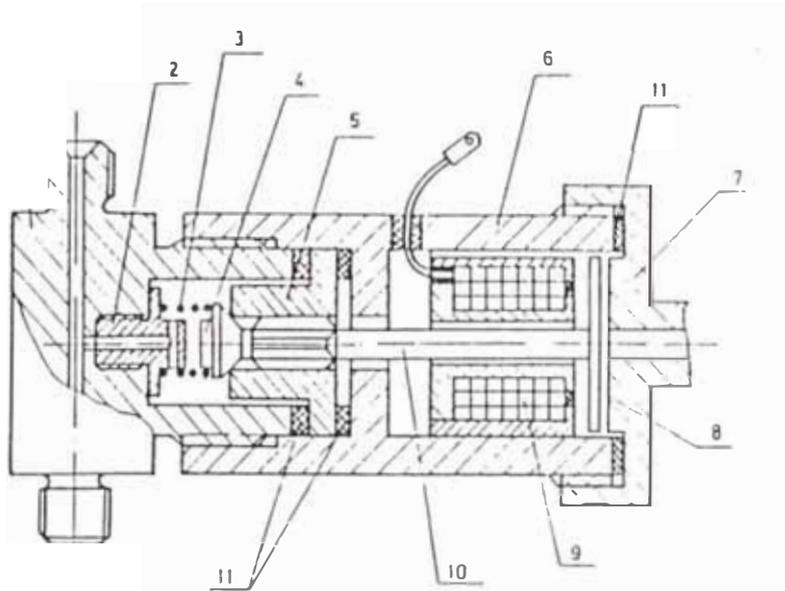


Fig. 19. Desconector de cilindros:
 1- Cuerpo de la válvula; 2- Tope; 3- Resorte recuperador; 4- Válvula de no retorno;
 5- Asiento de la válvula; 6- Cuerpo del solenoide;
 7- Tapa; 8- Plato magnético; 9- Bobina del electroimán; 10- Vástago; 11- Empaquetadura.

En la fig. 18-b se muestra el trabajo de la válvula de no retorno (hv vs ϕ), cuando no es exitado la bobina electromagnética de accionamiento 9 (fig. 19), donde, como resultado de las oscilaciones de la presión en la L.A.P. (caída y aumento) se produce la apertura o cierre de la válvula de no retorno.

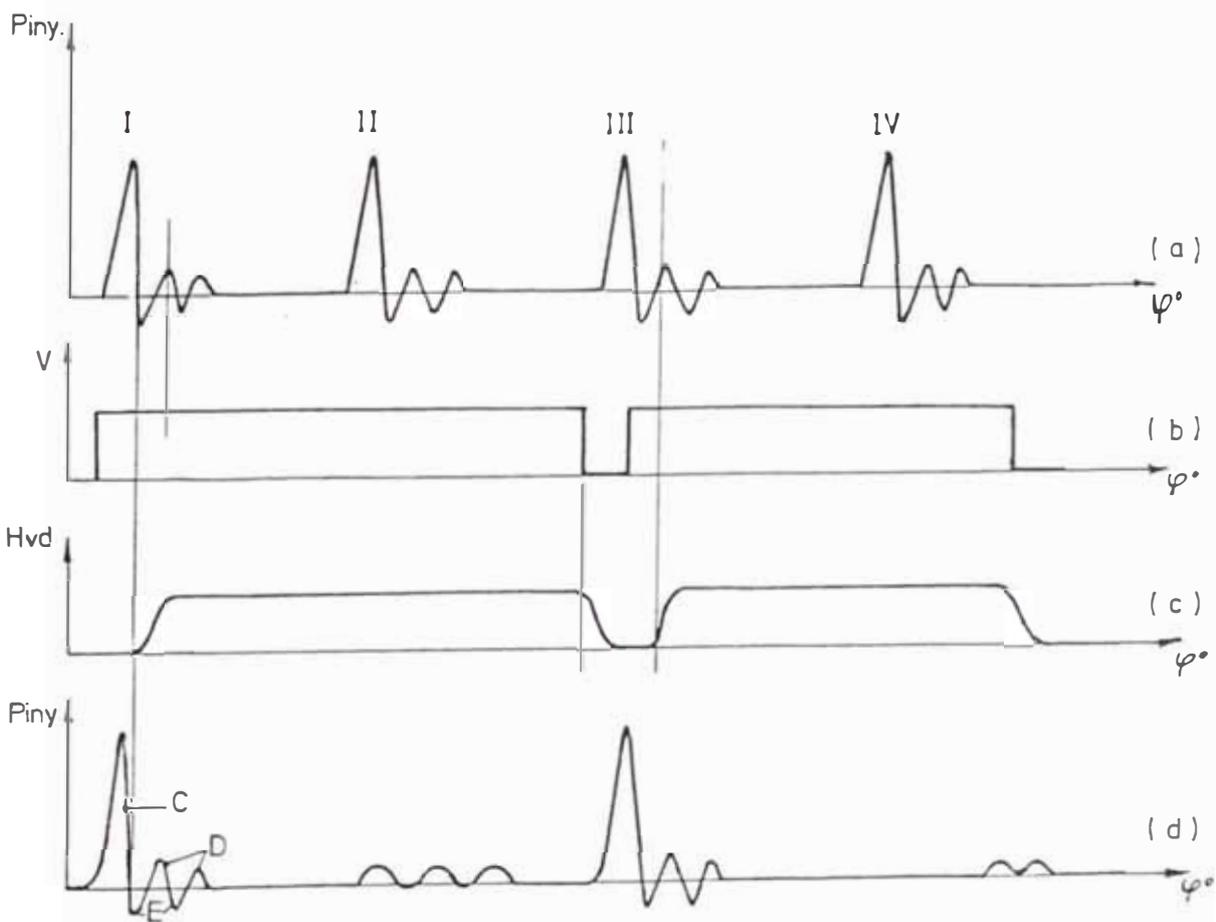


Fig. 20. Oscilogramas:

- a- Presión de inyección sin (desconexión)
- b- Tensión de suministro del electroimán
- c- Desplazamiento de válvula de no retorno
- d- Presión de inyección (con desconexión)

La fig. 20 muestra el oscilograma de trabajo del sistema de desconexión de cilindros y ciclos, cuando este proceso es manejado por un comando 5 (fig. 17). La fig.20-a corresponde a los procesos de inyección I, II, III y IV, cuando estos se desarrollan en forma normal. En la fig. 20-d, en el punto C se produce el corte de suministro de combustible y se forma las oscilaciones de la presión D, con sus respectivas zonas de depresión E, si en ese instante es excitado la bobina electromagnética 9 (fig.19) como se representa en el diagrama V vs ϕ (fig 20-b). En el momento

de la aparición de la depresión E la válvula de no retorno 4 (fig.19) se abre y se mantiene en esa posición mientras se mantenga el voltaje V en dicha; bobina como resultado del cual la presión en la L.A.P. 2 (fig.17) no se puede elevar hasta el nivel requerido para desplazar la aguja del inyector, mas bién el combustible se deriva a través de esta válvula hacia el tanque, logrando de este modo que el ciclo II no se lleve a cabo. En el oscilograma se observa un pequeño crecimiento de la presión.

Si después del ciclo II se corta el voltaje V de la bobina 9 (fig. 19) y la fuerza electromagnética deja de actuar a través del vástago 10 (fig.19), sobre la válvula de no retorno, volviendo ésta a su asiento por acción del resorte 3(fig.19), quedando de este modo cerrado herméticamente la L.A.P. y apto para poder llevarse a cabo el nuevo proceso de inyección III, el cual se realiza con toda normalidad, al final del cual la válvula de no retorno se vuelve a abrir y, al haber excitación (fig.20-b) en la bobina electromagnética, el siguiente ciclo no se llevará a cabo. De este modo se puede efectuar la desconexión de un ciclo o de varios ciclos; esto dependerá de las condiciones y del régimen de funcionamiento del motor en un instante determinado.

CAPITULO 4

DESARROLLO DE LAS PRUEBAS DE DESCONEXION EFECTUADAS EN EL MOTOR PERKINS C4-236V

4.1 CARACTERISTICAS DEL BANCO DE PRUEBAS

El banco de pruebas está constituido por una base de estructura metálica soportado por elementos antivibración, todo esto colocado sobre el piso sin ningún tipo de anclaje, facilitando de esta manera su transportabilidad.

Cuenta con un freno hidráulico Froude tipo DPX-2. EL agua necesaria tanto para el sistema de enfriamiento, como para el freno hidráulico es suministrado desde un tanque elevado, el cual a su vez es surtido desde una cisterna ubicado en el sótano por medio de una bomba, constituyendo estos elementos y la torre enfriamiento un circuito cerrado. Las características de alguno de los dispositivos utilizados con mayor frecuencia en las pruebas correspondientes al presente trabajo se presentan a continuación.

4.1.1 MEDIDOR DEL FLUJO DE AIRE

Es una placa metálica de espesor 1.5 mm, con un orificio de diámetro 54.2 mm (19/16") el cuál está fijado

en el tanque de estancamiento por el lado del ingreso del aire, su coeficiente de descarga es 0.622.

4.1.2 MEDIDOR DEL GASTO HORARIO DE COMBUSTIBLE

Segun el esquema mostrado en la fig.(22), el medidor del gasto horario de combustible está constituido por una bureta en "U" formado por dos tubos de acrílico en uno de los cuáles está la escala de medición en cm^3 , ambos tubos se comunican por su parte inferior a través del conducto que tiene el soporte metálico.

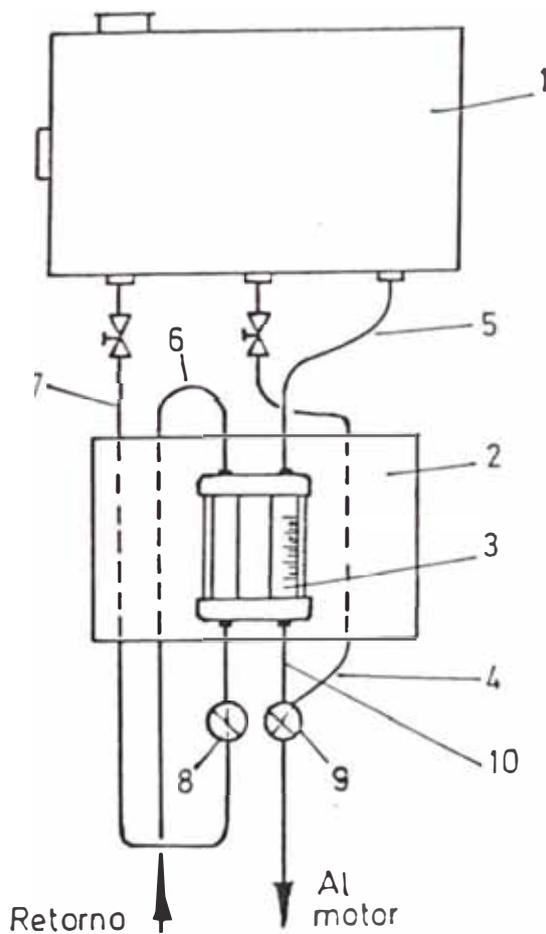


Fig. 22. Medidor del gasto de combustible:

- 1, Depósito de combustible
- 2, Soporte de madera
- 3, Medidor (bureta)
- 4; 5; 6; 7 y 10 Tuberías
- 8; 9, Valvula de control de tres vias.

De acuerdo a la disposición mostrada en la fig. (22), la tubería (7) conduce el combustible del tanque, hacia la bureta para su llenado, al cuál ingresa por su parte inferior. Esto a su vez es controlado por la válvula (8) que no permite el ingreso del combustible a la bureta en el instante de la medición del consumo del combustible.

En el momento de la lectura, cuando el combustible está fluyendo de la bureta al motor através de la tubería 10, la válvula 9 de tres vías colocada en una posición determinada mantiene cerrada al paso del combustible del tanque al motor a través de la tubería 4.

Cuando no se realiza mediciones, el combustible proveniente del tanque, llega directamente al motor a través de la tubería 4, con la válvula 9 de tres vías en otra posición.

El combustible de retorno del motor, al que se a unido el combustible derivado a través de los dispositivos de desconexión, llega a las buretas por su parte superior a través de la tubería 6, permitiendo de este modo que la lectura en la bureta sea de la cantidad neta consumida en los cilindros del motor, facilitando de esta manera la evaluación del consumo de combustible del motor cuando funciona sin desconectar y desconectando sus cilindros.

En el momento de la lectura el valor indicado en la escala de la bureta se debe duplicar, para tomar en cuenta el combustible descendido en la otra rama del mismo.

4.1.3 DISPOSICION DEL ELEMENTO DECONECTOR EN EL MOTOR

En el esquema de la fig (23) se muestra el elemento desconector 3 instalado en serie entre el inyector 4 y la tubería de alta presión 2; se eligió esta disposición principalmente por la comodidad para realizar el trabajo de instalación, así como por la facilidad para la realización de las pruebas de desconexión.

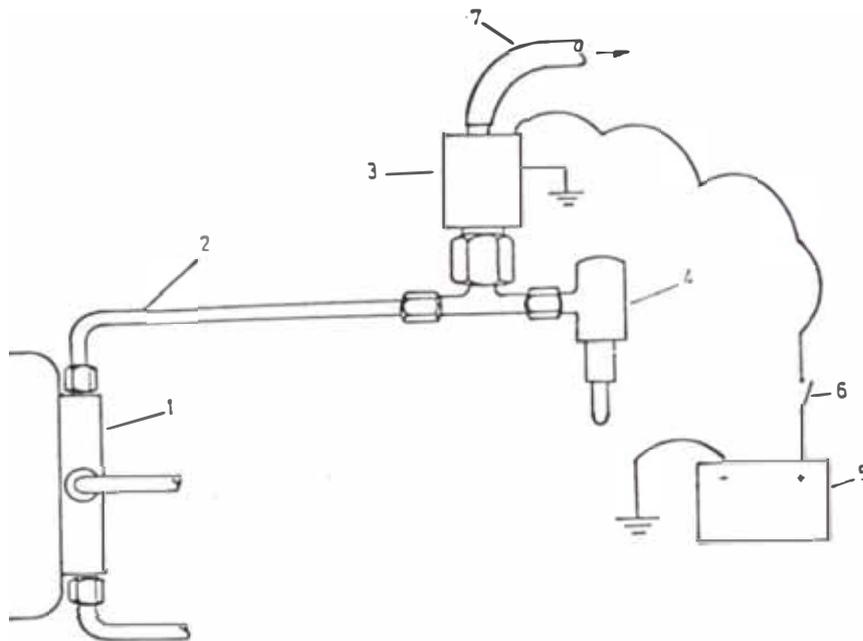


Fig. 23. Esquema de la instalación del dispositivo de desconexión:
 1- Bomba de combustible; 2- Tubería de alta presión; 3- Dispositivo de desconexión;
 4- inyector; 5- Batería; 6- Interruptor;
 7- Manguera de derivación.

La energía eléctrica, necesaria para la excitación de la bobina electromagnética, es suministrado desde la batería (5) (la misma que se utiliza para el arranque del motor) a

12 V y con una intensidad de corriente máxima de 300 mA.

Para realizar la desconexión del cilindro correspondiente se cierra el interruptor (6) para alimentar la bobina electromagnética del dispositivo desconector, el cuál acciona la válvula de no retorno a través de un vástago, deshermetizando de esta forma la L.A.P. y consecuentemente produciendo la salida del combustible a través del dispositivo 3 a la línea de retorno de combustible del motor.

4.2 PLANEAMIENTO Y DESARROLLO DE LAS PRUEBAS UTILIZANDO EL SISTEMA DE DE DESCONEJION.

El planeamiento y desarrollo de las pruebas se hizo para obtener resultados que nos permitan apreciar la influencia de la desconexión de los cilindros en el consumo de combustible en el régimen de vacío del motor, así como en algunos parámetros operacionales; tales como el coeficiente de llenado, coeficiente de exeso de aire y también sobre el funcionamiento de la bomba de inyección de combustible del motor.

4.2.1 FUNDAMENTACION TEORICA DE LA INFLUENCIA DE LA DESCONEJION DE CILINDROS SOBRE η_i Y η_i/α

La fig 24, muestra la variación de la eficiencia indicada η_i y de η_i/α en función del coeficiente de exeso de aire (α).

Como se sabe en regímenes de vacío α alcanza valores altos debido a la disminución del suministro de combustible. Además en estos regímenes la combustión y el trabajo del motor empeoran debido a la disminución del nivel de temperaturas del mismo y de la calidad del pulverizado del combustible durante la inyección.

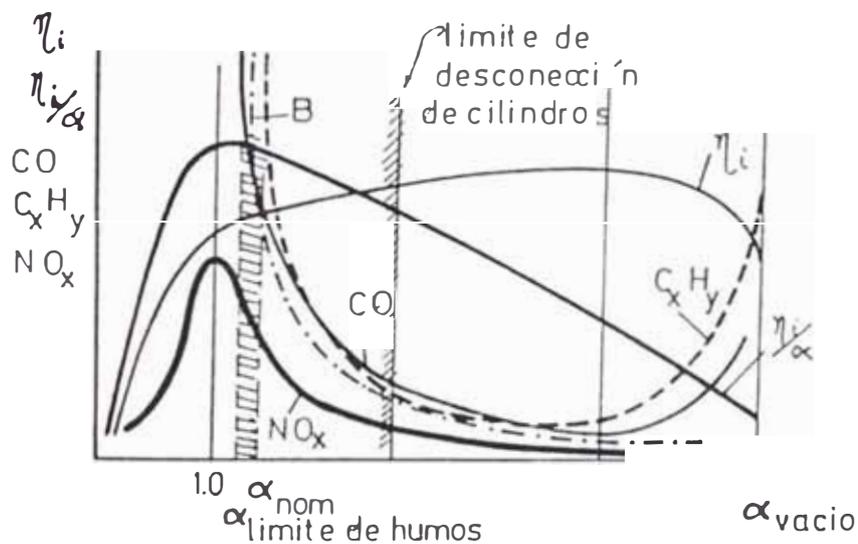


Fig. 24. Variación de los parámetros: η_i , η_i/α y de los índices de toxicidad, en función del coeficiente de exceso de aire.

El objetivo de la desconexión es mejorar el ciclo de trabajo en los cilindros no desconectados, como resultado de tener que desarrollar un mayor trabajo, debido a que la potencia total desarrollada por el motor en dicho régimen se distribuye en menor número de cilindros, lo cuál implica que α debe disminuir y de acuerdo a la fig.24 a medida que α disminuye (a mayor número de cilindros desconectados el valor de α es cada vez menor) los parámetros, η_i y η_i/α se

incrementa, lo que significa que tanto la economía y el trabajo del motor mejora al realizar la desconexión, lo cuál se refleja en la reducción del consumo del combustible por una parte, y por otra en el mejoramiento de las cualidades ecológicas.

Como se aprecia en la misma figura el mejoramiento de los parámetros mencionados tiene un límite; esto es, dependiendo del número de cilindros que pueda tener un motor, habrá un número óptimo de los mismos que se puede desconectar, los cuales a su vez se puede determinar experimentalmente con informaciones acerca de los valores de parámetros η_i , η_i/α .

4.2.2. DESCRIPCION DE LAS PRUEBAS REALIZADAS

Pruebas en el banco Merlin.- A traves de estas pruebas se obtuvieron las características del suministro de combustible vs la frecuencia de giro del eje de la bomba para distinta posición del órgano de comando de suministro de combustible (25%, 50%, 100% de suministro), inicialmente sin el dispositivo de desconexión y luego instalándose dicho dispositivo en el racor de la bomba, esto para verificar la influencia del dispositivo en el funcionamiento de la bomba, obteniéndose los resultados que se muestran en la fig.25.

Luego se llevó a cabo las pruebas de desconexión consistente en lo siguiente, con 25% de la carrera del órgano de comando y para una frecuencia de giro del eje de 350 RPM, se realiza la desconexión del cilindro número uno,

procediendo enseguida a accionar la palanca de control del número de emboladas del banco Merlín.

Luego tomamos lectura de los volúmenes de combustible suministrado a las probetas a través de los tres inyectores, correspondientes a los cilindros no desconectados, y el volumen del combustible desalojado a través del dispositivo desconector.

Al término de la lectura restablecemos el normal funcionamiento de la bomba (esto es funcionamiento sin desconexión alguna), para luego desconectar el cilindro número dos, procediéndose a efectuar las mediciones de igual manera que en el caso anterior. El procedimiento descrito se repite al desconectar los cilindros número 3 y 4.

Finalizada la desconexión de los cilindros de uno en uno, se continúa esta vez desconectando de dos en dos, cubriendo todas las combinaciones posibles (1 y 4; 2 y 3; 1 y 3; 2 y 4; 3 y 4; 2 y 1), finalmente de tres en tres, también para todas las combinaciones posibles (2,3 y 4; 1,3 y 4; 1,2 y 4; 1,2 y 3).

Una vez concluído el paso anterior, que corresponde a 350 RPM y el órgano de regulación del suministro fijo en 25% de su carrera, manteniendo siempre dicho órgano fijo en el mismo punto se repite las mismas pruebas descritas para cada una de las siguientes frecuencias de giro del eje de la bomba: 500; 750; 1000; 1200; 1250; 1300 rpm. (siempre que el regulador lo permita).

Se vuelve a realizar todas las pruebas anteriores para cada una de las siguientes posiciones del organo de regulación del suministro: 50%; 75% y 100% de su carrera.

Estas se hicieron con el fin de observar y evaluar el trabajo de la bomba rotativa al realizar la desconexión de los cilindros, y de esta manera tener una mayor información cuando se lleven a cabo las pruebas en el motor.

Pruebas en el motor.- Debido a la disminución de la frecuencia de giro del eje cigüeñal como consecuencia de la desconexión de los cilindros, las pruebas en el motor se realizaron bajo dos modalidades:

a) Desconexión de cilindros con restitución de la frecuencia de giro del eje cigüeñal al valor que tenía antes de realizar dicha desconexión.

b) Desconexión de cilindros sin restituir la frecuencia de giro del eje cigüeñal.

Inicialmente se realizó una prueba para obtener la característica de vacío sin realizar aún ninguna desconexión de cilindros, con la finalidad de realizar las comparaciones respectivas del consumo de combustible y de algunos otros parámetros del motor cuando se realice la desconexión de los cilindros.

Las pruebas correspondientes a la desconexión de cilindros se llevó a cabo de la siguiente manera:

a) Desconexión con restitución de la frecuencia de

rotación del eje cigüenal. El procedimiento es similar al caso anterior, esto es, desconectamos un cilindro en forma alternada, luego dos cilindros y finalmente tres cilindros con sus combinaciones ya indicadas.

En este caso, la disminución de la frecuencia de rotación del cigüenal, como consecuencia de la desconexión de cilindros, se compensa desplazando el órgano de comando en el sentido de mayor suministro de combustible, hasta restablecer la frecuencia de rotación que el motor tenía antes de realizar la desconexión correspondiente. Una vez logrado esto se procede a la lectura de los parámetros para cada uno de los casos.

b) Desconexión sin restituir la frecuencia de rotación del eje cigüeñal.- Para una velocidad determinada, fijada por la posición del órgano de comando del suministro de combustible, se lleva a cabo la desconexión de un cilindro, el cual se realiza en forma alternada, esto es, primero se desconecta el cilindro número uno, luego el dos, enseguida el tres y finalmente el cuatro, tomando la lectura en cada caso, de los siguientes parámetros: altura de agua en el manómetro en U, frecuencia de rotación del eje cigüenal, volúmen del combustible consumido y el tiempo correspondiente a dicho volúmen. Luego se procede con la desconexión de dos cilindros lo que se realiza en las siguientes combinaciones: cilindros 1 y 4 ; 2 y 3 ; 1 y 3 ; 2 y 4 ; 3 y 4 ; 2 y 1, tomando en cada caso las lecturas respectivas de los parámetros ya señalados. Finalmente se lleva a cabo la

desconexión de tres cilindros, los cuales se realiza en la siguiente combinación: cilindros 2 , 3 y 4 ; 1 , 3 y 4 ; 1 , 2 y 4 1 , 2 y 3, tomando siempre las lecturas correspondientes para cada caso.

4.2.3 RELACION DE MATERIALES Y EQUIPOS UTILIZADOS EN LA PRUEBA

- 1.- Tanque de estancamiento.
- 2.- Filtro de aire.
- 3.- Motor.
- 4.- Tanque auxiliar de aire.
- 5.- Tanque de combustible (diesel-2).
- 6.- Bureta de medición
- 8.- Válvula de doble vía para el control en el momento de la medición del combustible que ingresa al motor.
- 9.- Línea de alimentación de combustible.
- 15.- Medidor del nivel de humos.
- 16.- Ingreso del agua de refrigeración.
- 17.- Termómetro.
- 18.- Radiador.
- 19.- Tablero de control.
- 23.- Bateria.
- 24.- Interruptor (para efectuar la desconexión de cilindros).
- 25.- Línea de alimentación de energía eléctrica a los dispositivos de desconexión.
- 26.- Dispositivos de desconexión de cilindros.

- 27.- Línea de descarga del combustible derivado por desconectores.
- 28.- Sistema de amortiguación del banco.
- 29.- Manómetro para la medición del caudal de aire.
- 30.- Tacómetro digital.
- 31.- Cronómetro.

CAPITULO 5

ANALISIS DE LOS RESULTADOS

5.1 DEFINICIONES DE ALGUNOS TERMINOS UTILIZADOS EN EL ANALISIS

Desconexión de cilindro.- Es aquella operación, que permite derivar el combustible de la L.A.P., al tanque de almacenamiento, mediante el uso de un dispositivo, evitándose de esta manera el suministro a través del inyector al cilindro correspondiente.

Desconexión de cilindro con restitución de la velocidad de giro del cigüeñal (desconexión con restitución).- Es aquella en el que la disminución de la velocidad de giro del cigüeñal, que se origina como consecuencia de la desconexión de cilindro del motor, es restablecida al valor que tenía antes de realizar dicha desconexión, mediante el desplazamiento del órgano de comando, en el sentido de mayor suministro de combustible.

Desconexión de cilindro sin restitución de la velocidad de giro del cigüeñal (desconexión sin restitución).- Es aquella en el que la disminución de la velocidad de giro del cigüeñal, originado por la desconexión de cilindro del motor, no es restablecido al valor que tenía antes de realizar dicha desconexión

Consumo de combustible por cilindro.- Resulta de dividir el consumo total de combustible, entre el número de cilindros que realizan trabajo (cilindros no desconectados) del motor.

consumo de aire por cilindro.- Resulta de dividir el flujo total de aire que ingresa al motor entre el número de cilindros del motor (se realice o no la desconexión de cilindros).

5.2 ANALISIS DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS EFECTUADAS EN EL BANCO MERLIN.

5.2.1 ANALISIS DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS PRELIMINARES

La influencia del dispositivo de desconexión durante el funcionamiento de la bomba se muestra en la fig. (25), en el que se ve la característica de variación del suministro cíclico de combustible en función de la frecuencia de giro del eje de la bomba.

La curva con línea llena corresponde a la bomba funcionando sin habersele instalado aún el dispositivo de desconexión, y la curva con línea discontinua con dicho dispositivo ya instalado en el racor de la bomba. Como puede apreciarse el volumen del suministro cíclico disminuye en todo el rango de velocidades de operación de la bomba, funcionando ésta con el dispositivo instalado en ella, esta disminución se hace progresivamente mayor a medida que la frecuencia de giro aumenta, salvo para la velocidad máxima,

donde por acción del regulador esta variación se reduce.

Esta influencia del dispositivo, en cuanto al suministro cíclico es debido a la falta de hermeticidad en el cierre de la válvula (4) (fig. 19) del dispositivo desconector que provoca pequeñas fugas de combustible, el cual afecta tanto a la dosificación de éste, como a la presión inicial de inyección.

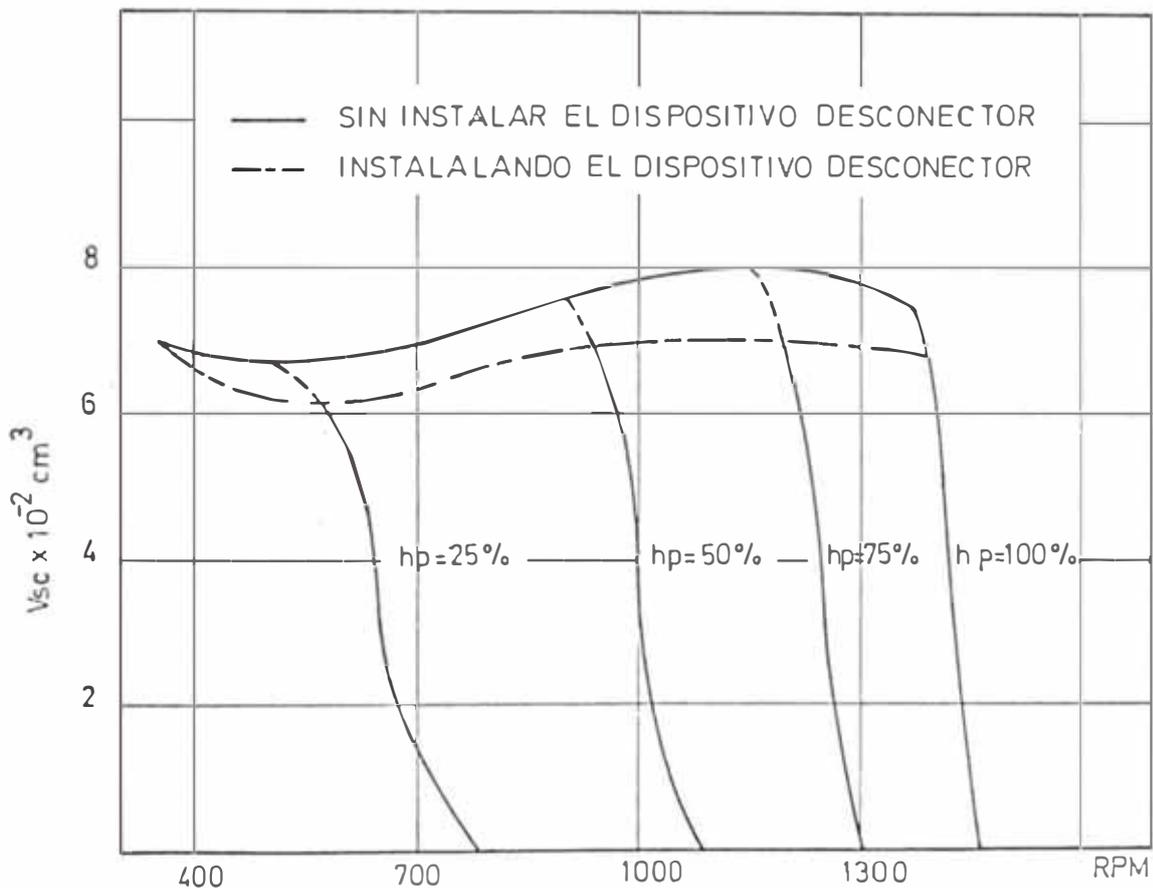


Fig. 25. Variación del suministro con respecto de la velocidad de giro del eje de la bomba, para distintas posiciones del órgano de comando del suministro de combustible.

Como éstas fugas no son uniformes en cada uno de los

dispositivos, o en otros simplemente no las hay, también se produce un ligero aumento en la desigualdad de suministro, las que se aprecian en las fig. 27; 28 y 29, donde además puede observarse que en la zona de actuación del regulador la desigualdad en el suministro se incrementa notablemente tanto si la bomba opera con el dispositivo desconector instalado o sin ella. Esto, debido a la característica de funcionamiento de la bomba rotativa CAV-DPA que como se sabe, admite combustible en el canal axial y el espacio entre los pistones, en el momento en que coinciden el canal de alimentación con el que proviene del dosificador, que luego se cierra debido al giro del rotor, y enseguida entra en coincidencia el canal de salida del rotor, hacia la tubería que conduce a los inyectores, desalojándose el combustible por acción de los pistones opuestos, en la siguiente alimentación de combustible al canal axial del rotor (de la bomba), para luego ser suministrado a otro cilindro (del motor), se habrá producido una variación en la cantidad de combustible con respecto al anterior, como consecuencia del cambio de posición del dosificador por acción del regulador, produciéndose como consecuencia la desigualdad observada.

5.2.2 ANALISIS DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE DESCONEXION REALIZADAS EN EL BANCO MERLIN

La característica del suministro de combustible, en función de la frecuencia de giro del eje de la bomba obtenida durante la desconexión de cilindros (fig. 26), es completamente diferente a la característica sin realizar aún

la desconexión fig (25).

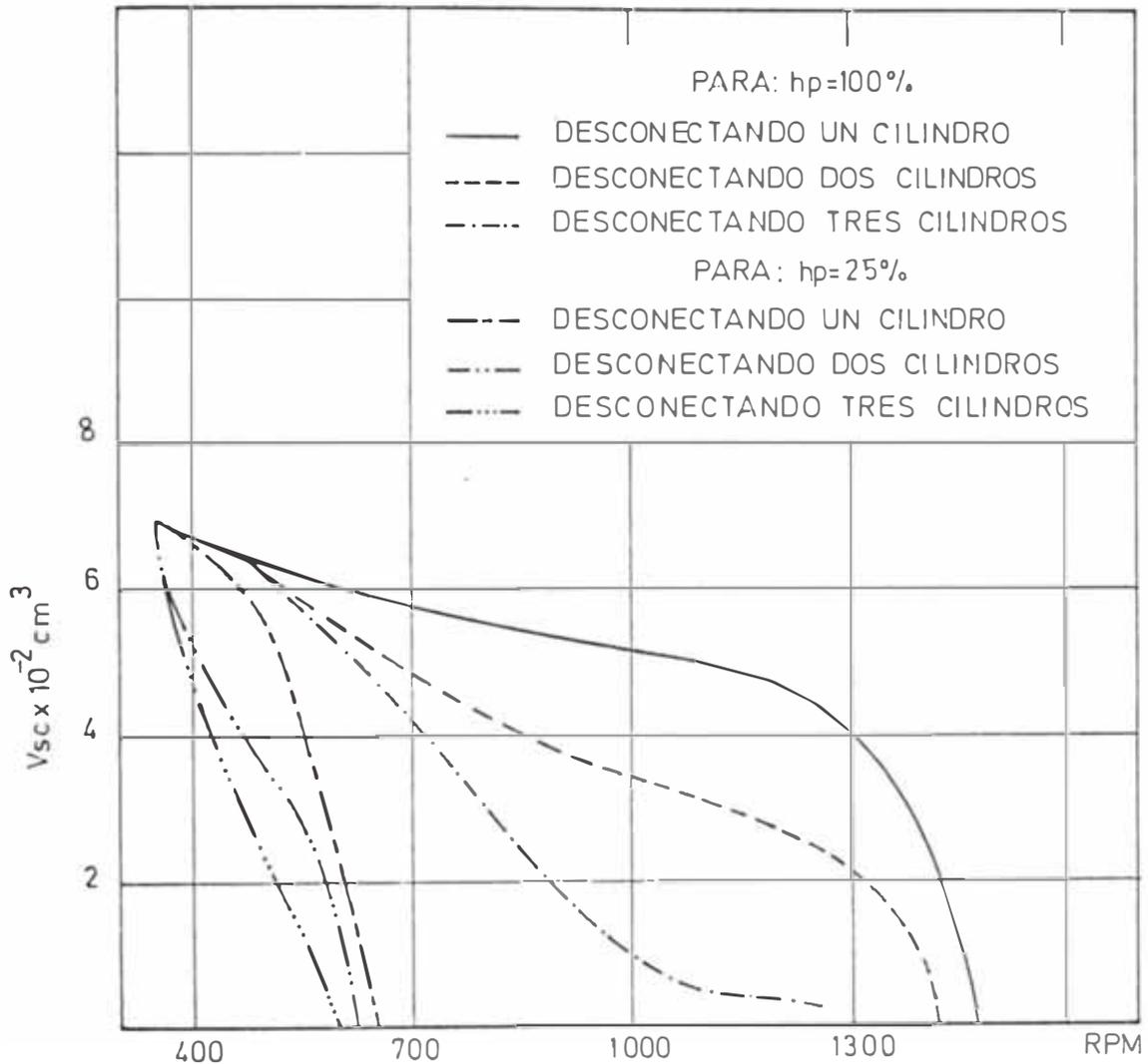


Fig. 26. Variación del suministro de combustible con respecto a la velocidad de giro del eje de la bomba, realizando la desconexión de cilindros, para dos posiciones del órgano de comando del suministro.

Donde a mayor número de cilindros desconectados cada vez es menor al suministro cíclico de combustible, además el corte del suministro por acción del regulador se realiza a una velocidad cada vez menor según el número de cilindros desconectados.

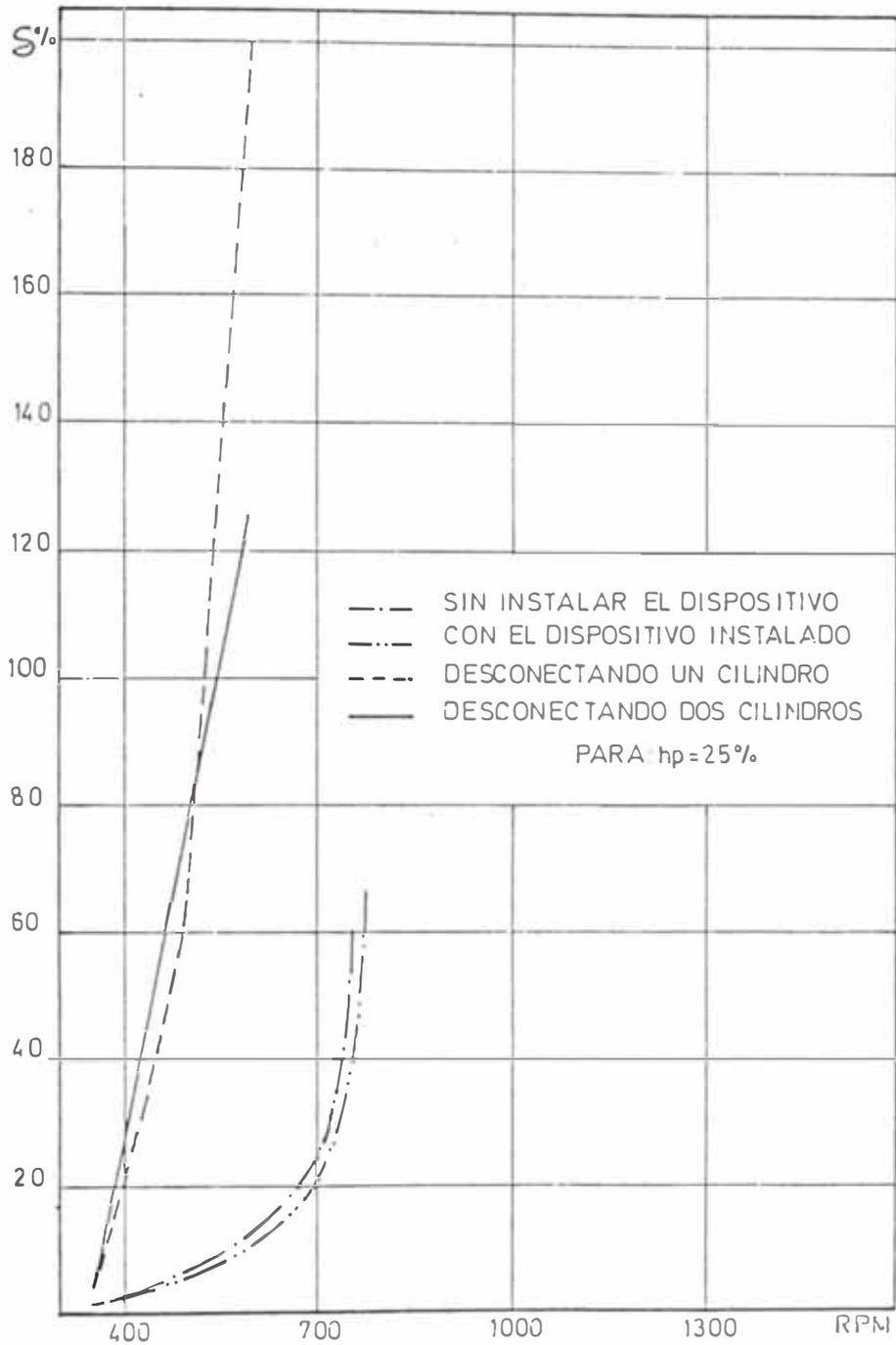


Fig.27. Variación de la desigualdad del suministro (δ) con respecto a la velocidad de giro del eje de la bomba para $h_p = 25\%$.

En cuanto a la desigualdad de suministro durante la desconexión se puede apreciar que para la posición del

órgano de regulación en 50% y 100% de su carrera (figuras 28 y 29), en el tramo comprendido entre 350 y 500 RPM la variación con respecto a la desigualdad sin realizar aún la desconexión es insignificante. Pero a partir de 500 RPM hacia adelante esta desigualdad crece muy rápidamente, llegando en el caso de la desconexión de un cilindro a $\delta=196\%$ para 1250 RPM, y para esta misma velocidad a $\delta=136.1\%$ al desconectar dos cilindros.

Además se pueden observar que la pendiente de la curva de crecimiento de δ para $h_p=50\%$ es más pronunciada que la correspondiente a $h_p=100\%$, como consecuencia de la suma de los efectos de la desconexión y la acción del regulador que en el caso de $h_p=50\%$ actúa antes que para $h_p=100\%$, esto es para $h_p=50\%$ a partir de 900 a 950 RPM y para $h_p=100\%$ a partir de 1400 a 1450 RPM.

Esta tendencia del crecimiento de δ con pendientes más pronunciadas para h_p cercanos al tope mínimo se verifica para $h_p=25\%$ fig (27) donde δ crece rápidamente desde las cercanías de 350 RPM. En este caso el regulador actúa a partir de 500 - 550 RPM.

Estas informaciones nos permiten conocer la posición del órgano de regulación de suministro y el rango de las velocidades del eje de la bomba adecuados donde se puede llevar a cabo la desconexión que garantice un normal funcionamiento del motor y así lograr el objetivo buscado a través de la desconexión de cilindros.

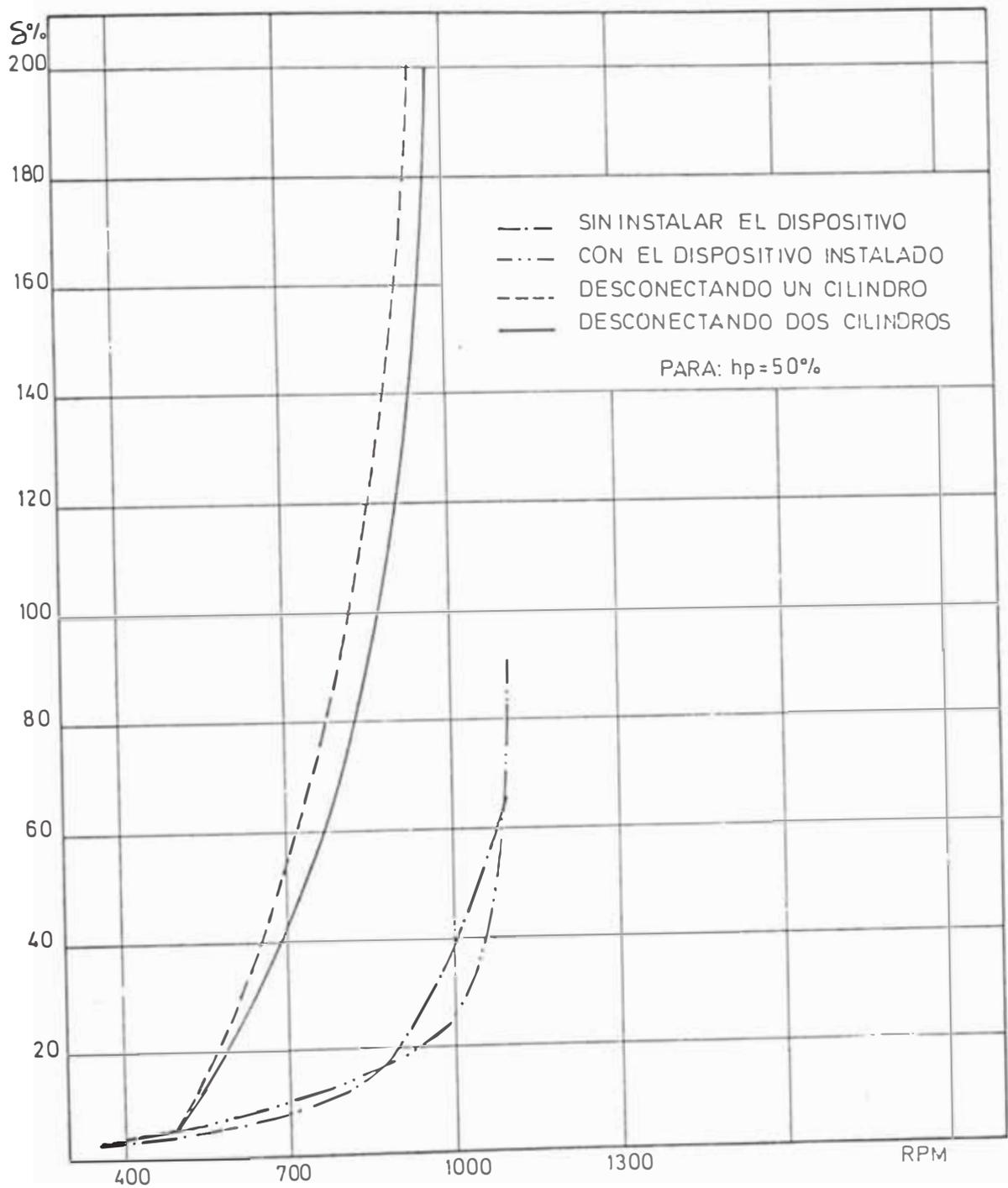


Fig. 28. Variación de la desigualdad de suministro (δ) con respecto a la velocidad de giro del eje de la bomba para $h_p = 50\%$.

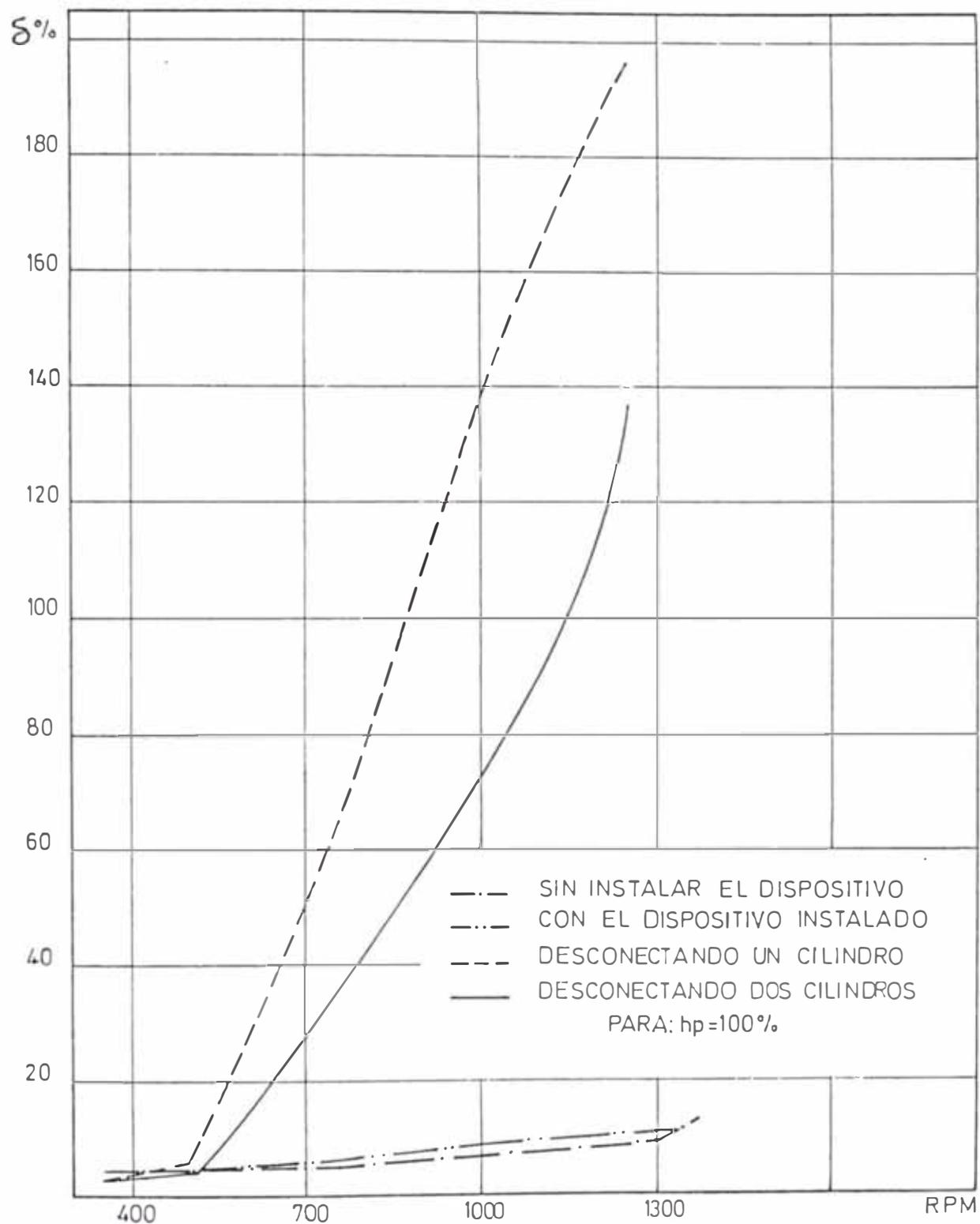


Fig. 29. Variación de la desigualdad de suministro (δ) con respecto a la velocidad de giro del eje de la bomba para $h_p=100\%$.

Cabe señalar que estas grandes desigualdades en el suministro de combustible, en el momento de realizar la desconexión, es debido a la forma de operación de la bomba rotativa que como se señaló anteriormente está compuesto por un solo elemento elevador de presión (de pistones opuestos) común para todos los cilindros. En el momento en que el combustible (a elevada presión) sale a través del distribuidor, en el que, justamente, se encuentra el dispositivo desconector, en posición de desconectado, el combustible a presión no encuentra mayor resistencia a su paso por éste, y como consecuencia, es desalojado un mayor volumen que si lo haría a través del inyector, originándose como consecuencia un vacío mayor en los canales del rotor y el espacio entre los pistones, que a mayores velocidades del eje de la bomba no tiene el tiempo suficiente para ser llenado adecuadamente, produciéndose por lo tanto un menor suministro para el siguiente cilindro. Esto se aprecia en los cuadros del protocolo 3.

En algunos casos, como consecuencia del vacío, no se llega a obtener la presión necesaria para levantar la aguja del inyector y en este caso no se produce la inyección correspondiente.

5.3 ANALISIS DE LOS RESULTADOS DE LAS PRUEBAS EN EL MOTOR.

5.3.1 ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE LA DESCONEXION EN EL CONSUMO DE COMBUSTIBLE DEL MOTOR

En la fig. 30 se muestra la característica de vacío, correspondiente a la prueba con restitución de la velocidad de giro del cigüeñal; en ella la curva con trazo lleno corresponde al consumo de combustible sin realizar aún ninguna desconexión de cilindros del motor.

Las curvas de trazo discontinuo corresponden al consumo de combustible desconectando uno, dos y tres cilindros respectivamente, apreciándose en el caso de la desconexión de uno y dos cilindros una disminución del consumo de combustible en todo el rango de velocidades de funcionamiento del motor, y en el caso de la desconexión de 3 cilindros hay una disminución del consumo en el rango de 700 a 850 RPM, para velocidades mayores a este rango el consumo se hace mayor.

Esta disminución del consumo de combustible, al realizar la desconexión de cilindros en el régimen de vacío, se muestra en la fig (31) como ahorro de combustible, en porcentaje, cuyos valores se obtuvo mediante la siguiente expresión:

$$\% \text{Ahorro} = \frac{(GC_{sd} - GC_{cd}) * 100}{GC_{sd}} \quad (3)$$

donde: GC_{sd} : consumo de combustible sin relizar la desconexión de cilindros.

GC_{cd} : consumo de combustible realizando la desconexión de cilindros.

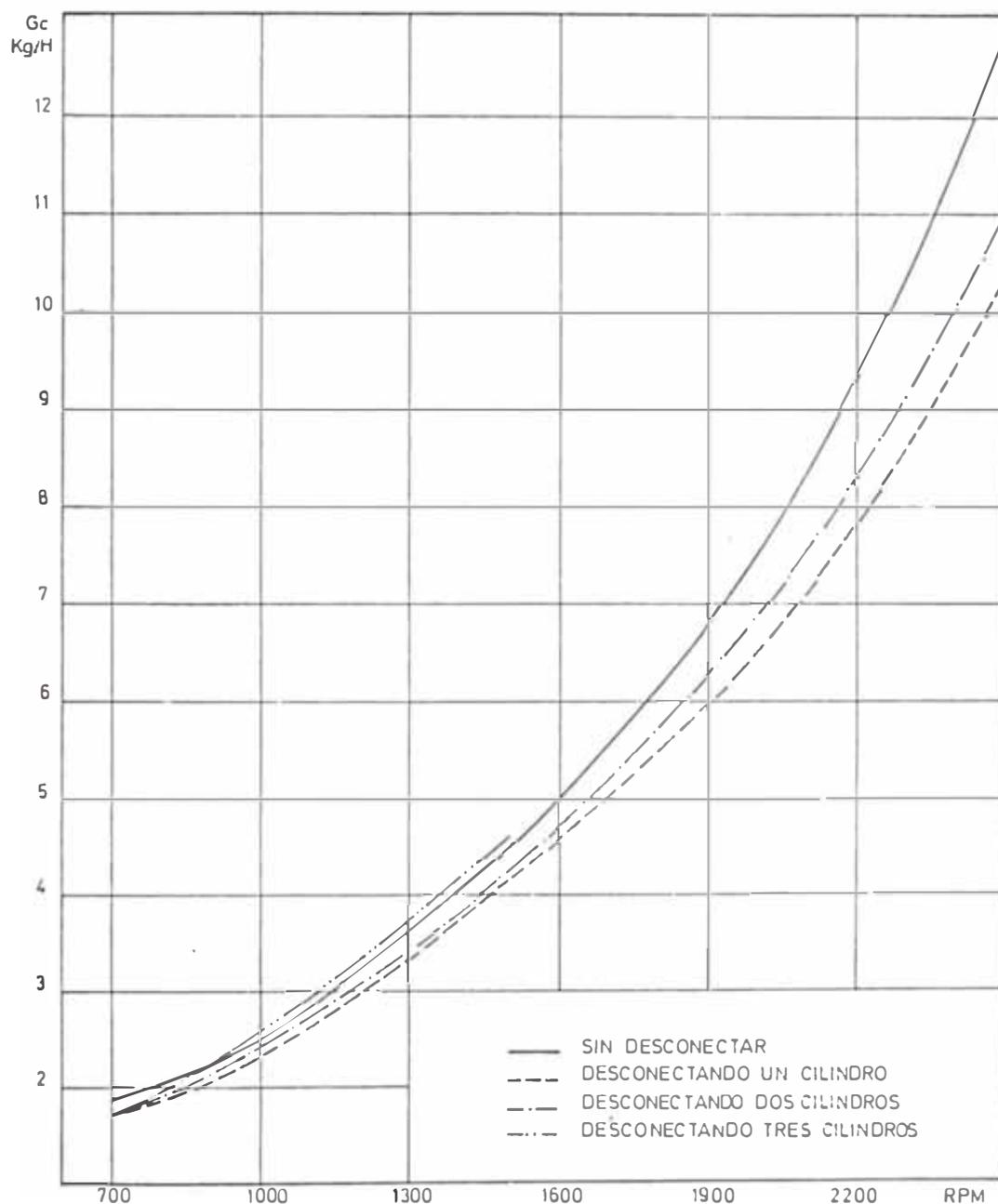


Fig. 30. Característica del consumo de combustible con respecto a la velocidad de giro del cigüenal, realizando la desconexión con restitución.

Se observa que al desconectar dos cilindros a 700 RPM se logra un ahorro de 8.56%, continuando una tendencia de disminución de dicho ahorro hasta un valor de 1.63% para 1000 RPM, a partir de este punto nuevamente el ahorro se incrementa lográndose un máximo de 13.69% a 2500 RPM. Al desconectar un cilindro se tiene un ahorro de 7.49% a 700 RPM, disminuyendo enseguida ligeramente hasta 6.9% a 1000 RPM, a apartir del cual se incrementa, obteniéndose un máximo de 18.65% a 2500 RPM. Al desconectar tres cilindros se tiene 9.09% de ahorro a 700 RPM, a partir del cual la disminución es constante hasta 850 RPM, donde no se logra ningún ahorro y a paritr del cual mas bién se inicia un mayor consumo de combustible, con estas informaciones se puede decir que:

- La desconexión de 3 cilindros en un motor de 4 cilindros de las características del motor Perkins C4-236V, no es recomendable realizar, debido principalmente a lo inestable del funcionamiento del motor en estas condiciones, además el valor de α llega a valores cercano a 1, que de acuerdo a la fig. 24 nos indica que los parámetros de trabajo y economía empeoran notablemente.
 - Es mejor desconectar dos cilindros en el régimen de velocidad mínima (700 RPM), dado que se logra un mayor ahorro con respecto a cuando se desconecta un cilindro.
- Por las mismas consideraciones anteriores, a partir de 750 RPM y para el resto de velocidades hasta 2500

RPM, es preferible la desconexión de un cilindro.

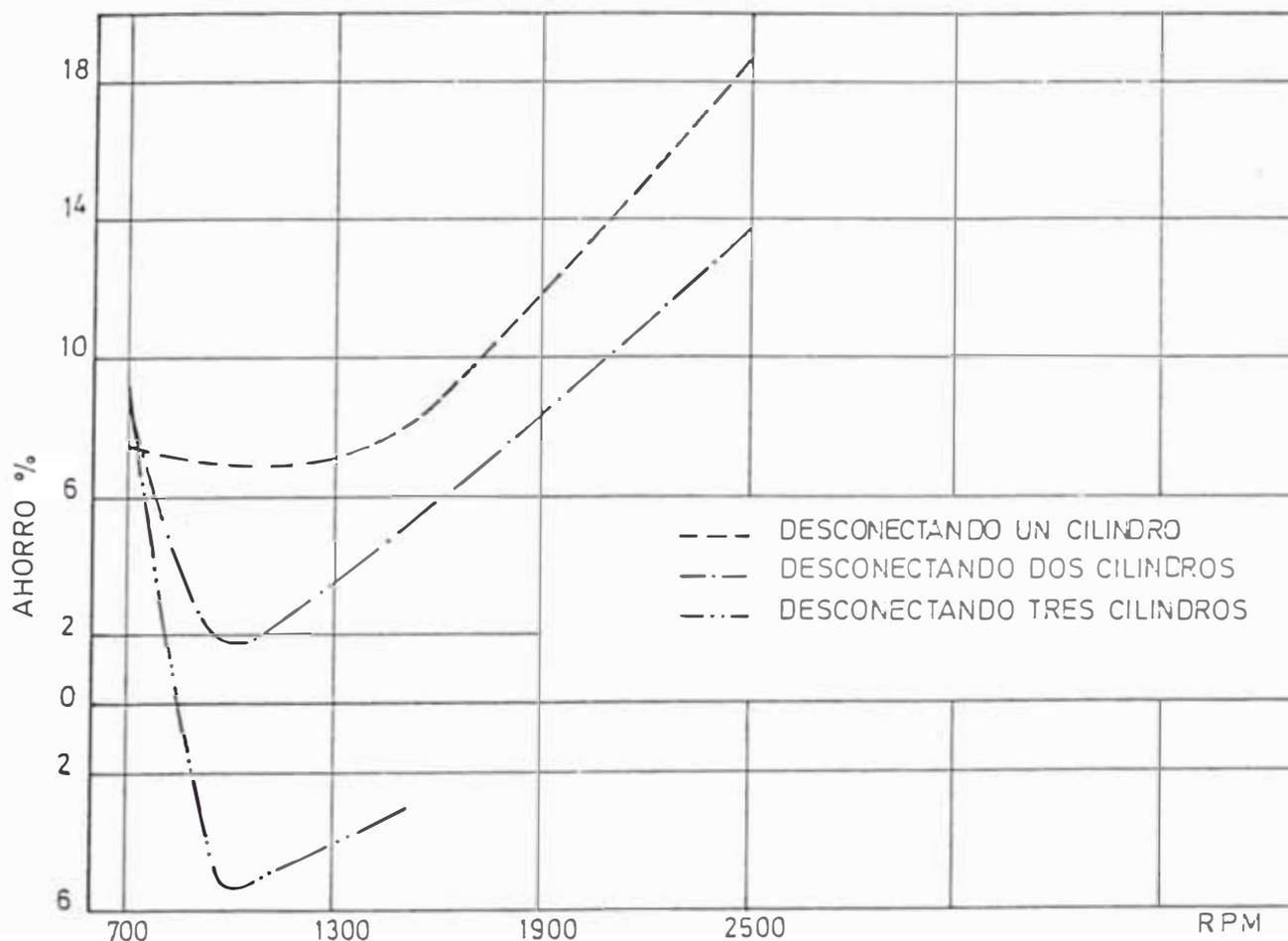


Fig. 31. Ahorro de combustible en el régimen de vacío con respecto a la velocidad de giro del cigüenal, realizando la desconexión con restitución.

La característica de vacío con desconexión de cilindros, sin restituir la frecuencia de giro, se tiene en la fig.(32). Donde, a primera vista, podría considerarse que la desconexión de los cilindros produce un mayor consumo de combustible lo que no es así, ya que este aparente mayor consumo se debe al desplazamiento de los puntos de la coordenada G_c vs n hacia la izquierda como consecuencia de

la disminución simultánea de la frecuencia de giro del cigüeñal y del consumo horario de combustible al realizar la desconexión de los cilindros.

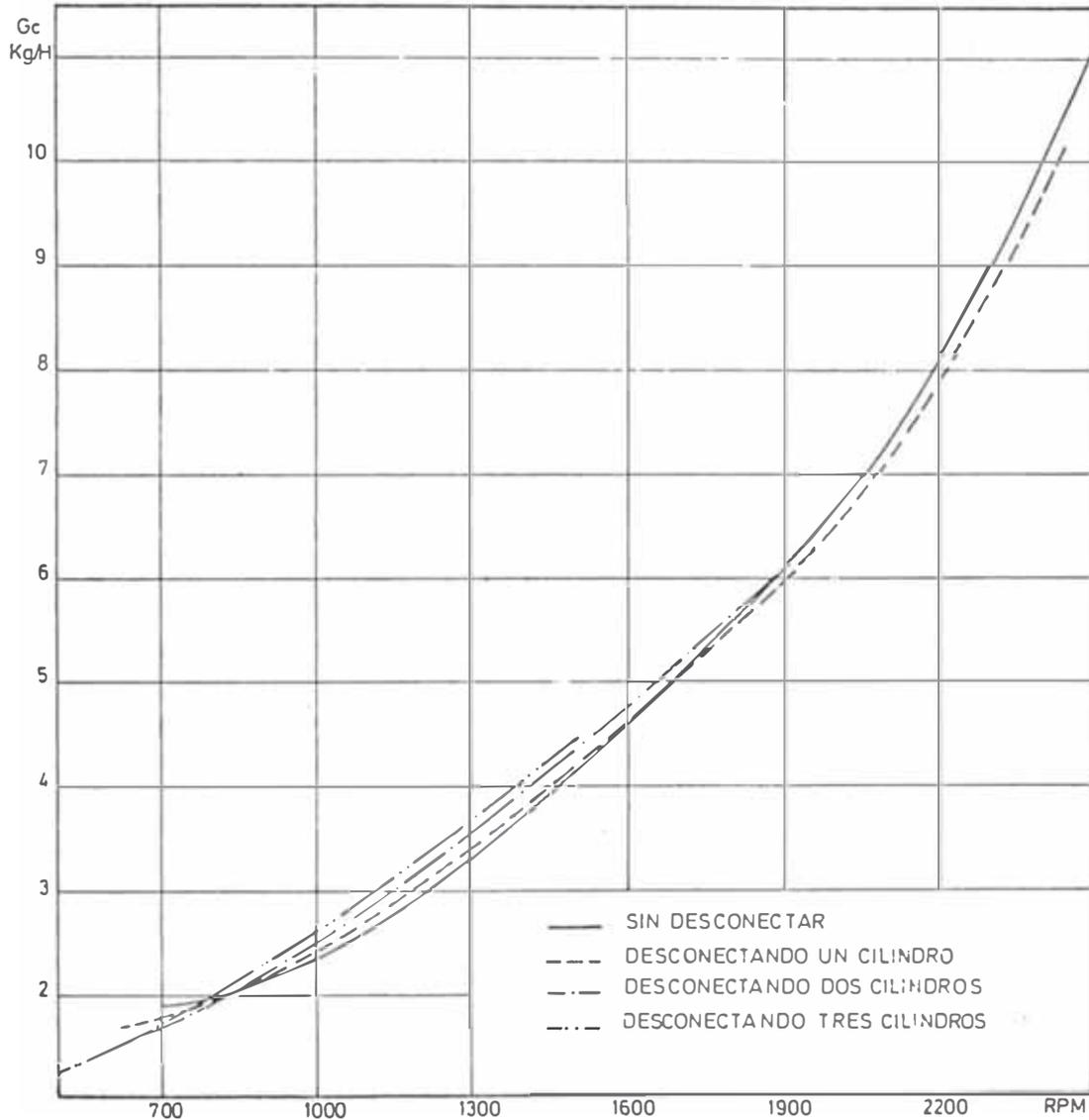


Fig. 32. Característica del consumo de combustible en el régimen de vacío con respecto a la velocidad de giro del cigüeñal, realizando la desconexión sin restitución.

Esto se comprueba en la misma gráfica por el hecho de que a mayor variación de la velocidad, debido al mayor número de cilindros desconectados, más hacia la izquierda se ubica la curva correspondiente.

La evaluación del ahorro del combustible al realizar la desconexión sin restituir la velocidad de giro del cigüenal, se hizo también mediante la expresión (3), considerando el consumo antes y durante la desconexión, sin tomar en cuenta la variación de la velocidad, como consecuencia de la desconexión, sino más bien tomando en cuenta que el órgano de regulación de suministro de combustible queda fijo durante la desconexión en su posición correspondiente a una velocidad determinada antes de la desconexión.

En la fig. 33, se muestra el ahorro de combustible al realizar la desconexión sin restituir la frecuencia de rotación. Se observa que la mayor economía en todo el rango de velocidades de funcionamiento del motor se logra al desconectar tres cilindros, sin embargo como ya se señaló anteriormente este número de cilindros desconectados no es conveniente debido al funcionamiento inestable del motor, descartándose esta opción. En la desconexión de uno y dos cilindros el mayor ahorro de combustible se alcanza al desconectar dos cilindros, obteniéndose por ejemplo un 21.4% de ahorro al desconectar dos cilindros estando el órgano de comando del suministro fijo en el tope mínimo contra uno de 9.6% para la misma posición del órgano de comando al desconectar un cilindro.

Cabe señalar que estas condiciones de funcionamiento del motor (con el órgano de comando de suministro fijo en el tope mínimo y en vacío), ocurre cuando el vehículo está detenido, en un semáforo, un paradero, una congestión vehicular, etc., de ahí la importancia de la información acerca del ahorro que se alcanza en las condiciones indicadas al realizar la desconexión.

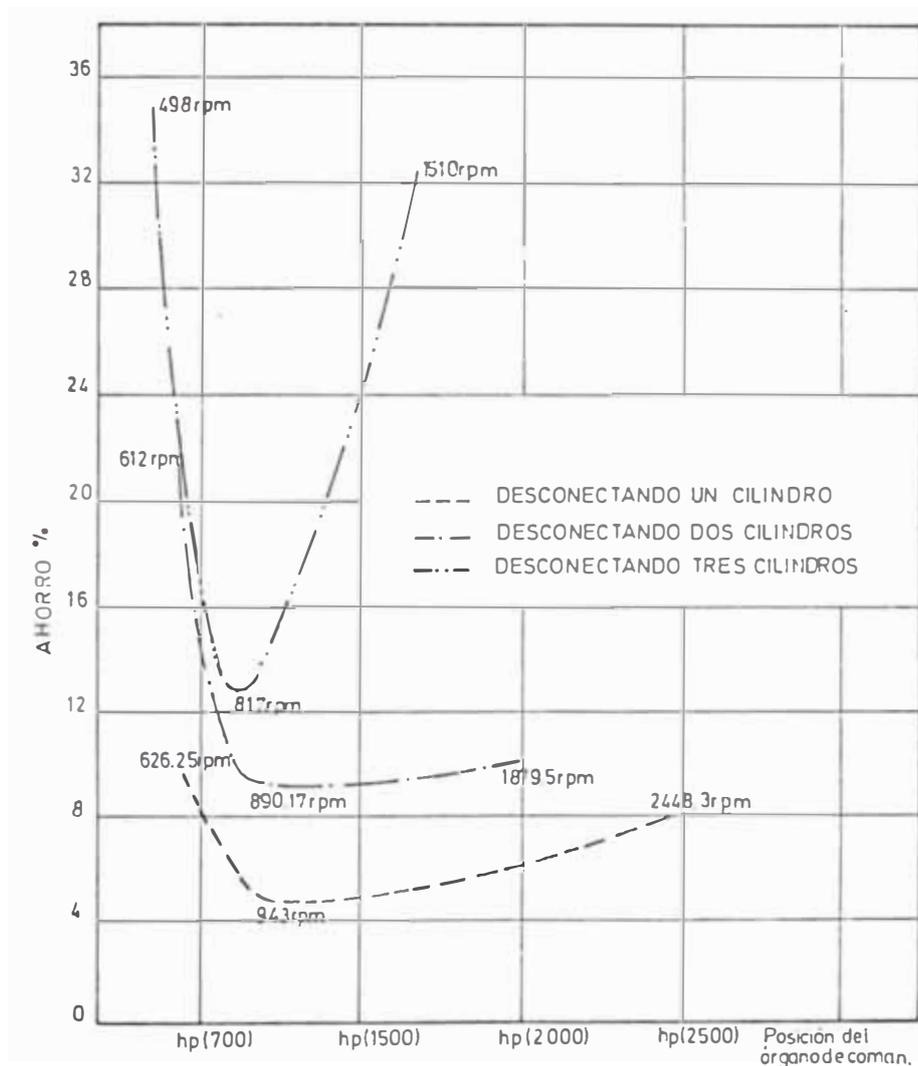


Fig. 33. Ahorro de combustible en el régimen de vacío con respecto a la posición del órgano de comando correspondiente a la velocidad entre paréntesis realizando la desconexión sin restitución.

Por ejemplo, para los vehículos de transporte urbano en nuestra capital, las condiciones de funcionamiento en régimen de vacío y velocidad mínima (cuando el vehículo está detenido por congestión vehicular, recojo y bajada de pasajeros, etc.) representan en forma global el 25% del tiempo total empleado en su recorrido; considerando un trabajo neto de 8 horas, se tendría dos horas de funcionamiento en dicho régimen, y para un motor de las características del motor Perkins C4-236V, para el que se obtuvo una reducción en el consumo de 0.4 Kg/h (21.4% de ahorro), al realizar la desconexión de dos cilindros sin restitución se tiene:

$0.4 \text{ Kg/h} \times 2 \text{ h} = 0.8 \text{ Kg/día}$; de ahorro de combustible diario por unidad.

considerando: $\rho_{d.2} = 0.847 \text{ gr/cm}^3$

se tiene:

$$V = \frac{0.8 \times 1000}{0.847} = 944.51 \frac{\text{cm}^3}{\text{día}} = 0.944 \text{ lt/día}$$

Si además un motor de las características mencionadas en un día de trabajo de 8 horas consume 6 galones de combustible, esto es: $6 \times 3.87 = 23.22 \text{ lt/día}$, en forma global se tiene un ahorro de 4.06% por día.

A partir de 2000 RPM el motor, con sus dos cilindros desconectados, trabaja en forma inestable, preferiéndose que a partir de esta velocidad se opte por desconectar sólo un cilindro.

**5.3.2 ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE LA DESCONEXION DE
CILINDROS SOBRE EL COEFICIENTE DE EXCESO DE AIRE
(α) Y EL COEFICIENTE DE LLENADO (η_v)**

La variación del consumo de aire con respecto a la frecuencia de giro del eje cigüeñal se representa en la fig. 34.

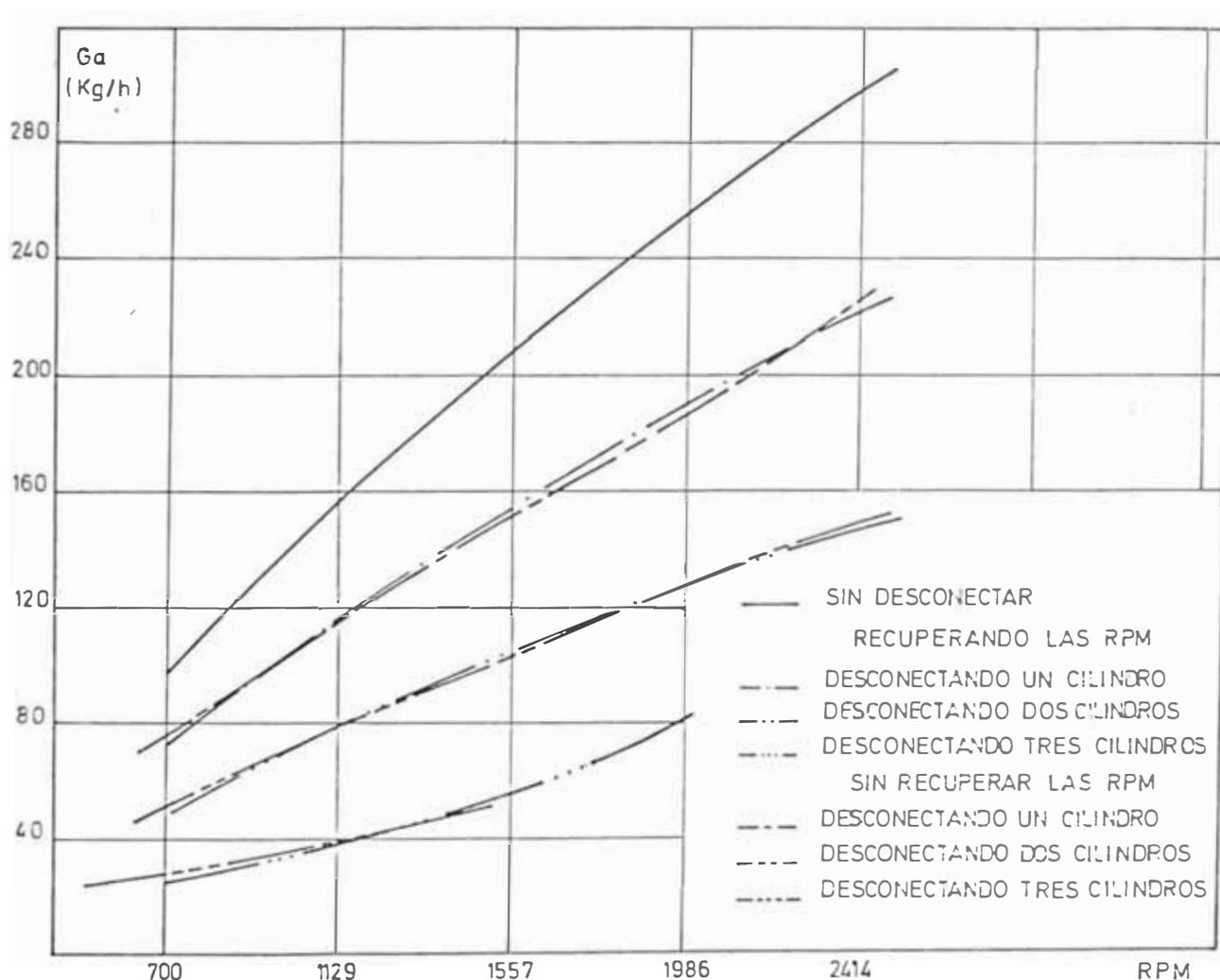


Fig.34. Característica de la variación del consumo de aire con respecto a la velocidad de giro del cigüeñal, en el régimen de vacío, sin desconectar y desconectando (con restitución y sin restitución de la velocidad) los cilindros.

Debido a que la medición del flujo de aire que ingresa a los cilindros del motor se realiza antes del múltiple de admisión, y como durante la desconexión parte de este flujo ingresa a los cilindros desconectados, donde no se lleva a cabo la mezcla con el combustible, debido a la ausencia de éste como consecuencia de la desconexión, consideramos que, según el número de cilindros desconectados, parte del flujo de aire medido (la que se considera en la evaluación de α), que se mezcla con el combustible inyectado sera:

$G_{acd_1} = (3/4) * G_{a_{medido}}$; cuando se desconecta un cilindro.

$G_{acd_2} = (2/4) * G_{a_{medido}}$; cuando se desconecta dos cilindros.

$G_{acd_3} = (1/4) * G_{a_{medido}}$; cuando se desconecta tres cilindros.

donde:

$$G_{a_{medido}} = 3600 * C_d * A * \rho_{aire} \sqrt{2g \frac{\rho_{agua}}{\rho_{aire}} * \Delta h} \quad (4)$$

$G_{a_{medido}}$ en Kg/h

$C_d = 0.622$

$A = 2.324 \times 10^{-3} m^2$

$\rho_{aire} = 1.21 \text{ Kg}/m^3$

Δh en mmH₂O

ρ_{liq} en gr/cm³.

La evaluación del coeficiente de exceso de aire (α) se realizó mediante la ecuación:

$$\alpha = \frac{G_a}{l_o G_c}$$

donde:

G_a : gasto de aire en Kg/h, que corresponde a la parte de aire que interviene en la mezcla con el combustible inyectado (en los cilindros no desconectados).

G_c : gasto de combustible en Kg/h.

l_o : 14.45 Kg/Kg.

y el coeficiente de llenado por la relación:

$$\eta_v = \frac{10^3 G_a}{30 i V_h n \rho_k} \quad (5)$$

Donde:

G_a : gasto de aire en Kg/h, bajo la misma consideración que en el caso anterior.

n : frecuencia de giro del cigüeñal en RPM.

ρ_k : densidad del aire después de compresor en Kg/m³.

iV_h : cilindrada del motor (sin realizar desconexión de cilindro alguno), en litros.

Durante la desconexión, realizan trabajo solamente los cilindros no desconectados, por lo tanto para efectos prácticos, habrá una variación de la cilindrada del motor. Por ejemplo: la cilindrada del motor al desconectar:

Un cilindro será: $(3/4) \cdot iVh$.

Dos cilindros será: $(2/4) \cdot iVh$.

Tres cilindros será: $(1/4) \cdot iVh$.

El cálculo de ρ_k se hizo mediante la siguiente expresión:

$$\rho_k = \frac{0.464 \cdot P_k}{(t_k + 273)} \quad (6)$$

ρ_k en Kg/m^3

P_k en mmHg

T_k en $^{\circ}C$

De acuerdo al dato del fabricante la presión máxima de sobrealimentación debe ser de 11-13.5 lb/pulg² (0.80 - 0.95 Kg/cm^2), con el motor a velocidad máxima y plena carga.

considerando $P_o = 1.03 \text{ Kg/cm}^2$

además:

$n_1 = 1.45 - 1.55$

$P_k = P_o + P_{\text{sobrealimentación}}$

asumiendo $P_{\text{sobrealimentación}} = 0.8 \text{ Kg/cm}^2$ (trabajo en vacío)

$P_k = 1.03 + 0.8 \text{ Kg/cm}^2$

$$P_k = 1.83 \text{ Kg/cm}^2 \quad P_k = 1350.29 \text{ mmHg}$$

$$T_2/T_1 = (P_1/P_2)^{n-1/n}$$

$$T_2 = 2.93 (1.78)^{0.45/1.45}$$

$$T_2 = 350.42 \text{ K}$$

$$t_2 = 77.42^\circ\text{C}$$

$$t_2 = t_k = 77.42^\circ\text{C}$$

reemplazando en (6):

$$\rho_k = 1.78 \text{ Kg/m}^3$$

En la fig (35) se tiene el gasto de aire que ingresa a cada cilindro (sin desconectar), y se puede ver que es el mismo tanto durante el funcionamiento del motor sin realizar ninguna desconexión, como cuando se realiza la desconexión de los cilindros con restitución de la frecuencia del giro del eje cigüenal, indicandonos de esta forma que durante la desconexión con restitución, la cantidad de carga fresca que ingresa a cada cilindro no es afectado por dicha operación, en la misma figura (35), se muestra el gasto de aire que ingresa a cada cilindro durante la desconexión sin restituir la frecuencia de giro del cigüenal, donde se ve que dicho gasto disminuye gradualmente en la medida en que se van desconectando mayor número de cilindros, como consecuencia de la disminución de la inercia de la masa de aire en la admisión y del efecto de succión producida por el piston en su desplazamiento hacia el P.M.I., por efecto de la reducción de la frecuencia de giro del cigüenal.

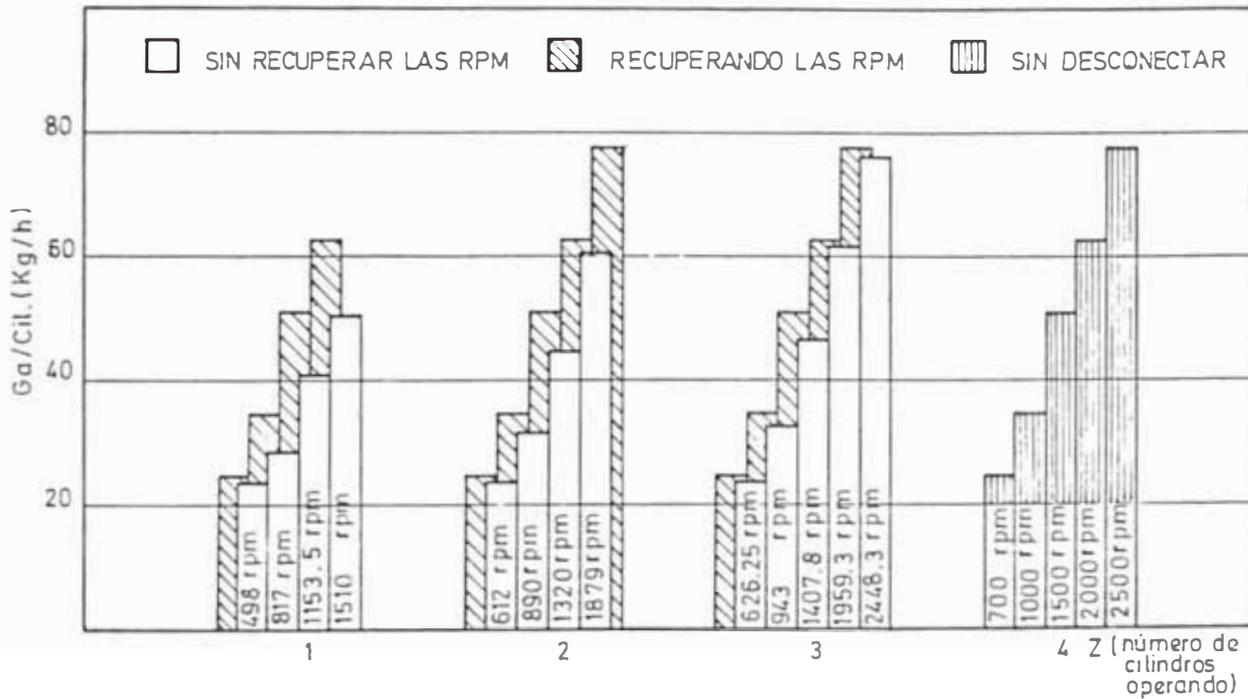


Fig. 35. Flujo de aire que ingresa a cada cilindro, cuando el motor funciona con: un cilindro (tres cilindros desconectados), dos cilindros (dos cilindros desconectados), tres cilindros (un cilindro desconectado) y cuatro cilindros (ninguno desconectado).

Durante la desconexión de cilindros, el consumo de combustible por cilindro, se incrementa con respecto a cuando no se realiza la desconexión (fig.36), este incremento es mayor a medida que se van desconectando más número de cilindros.

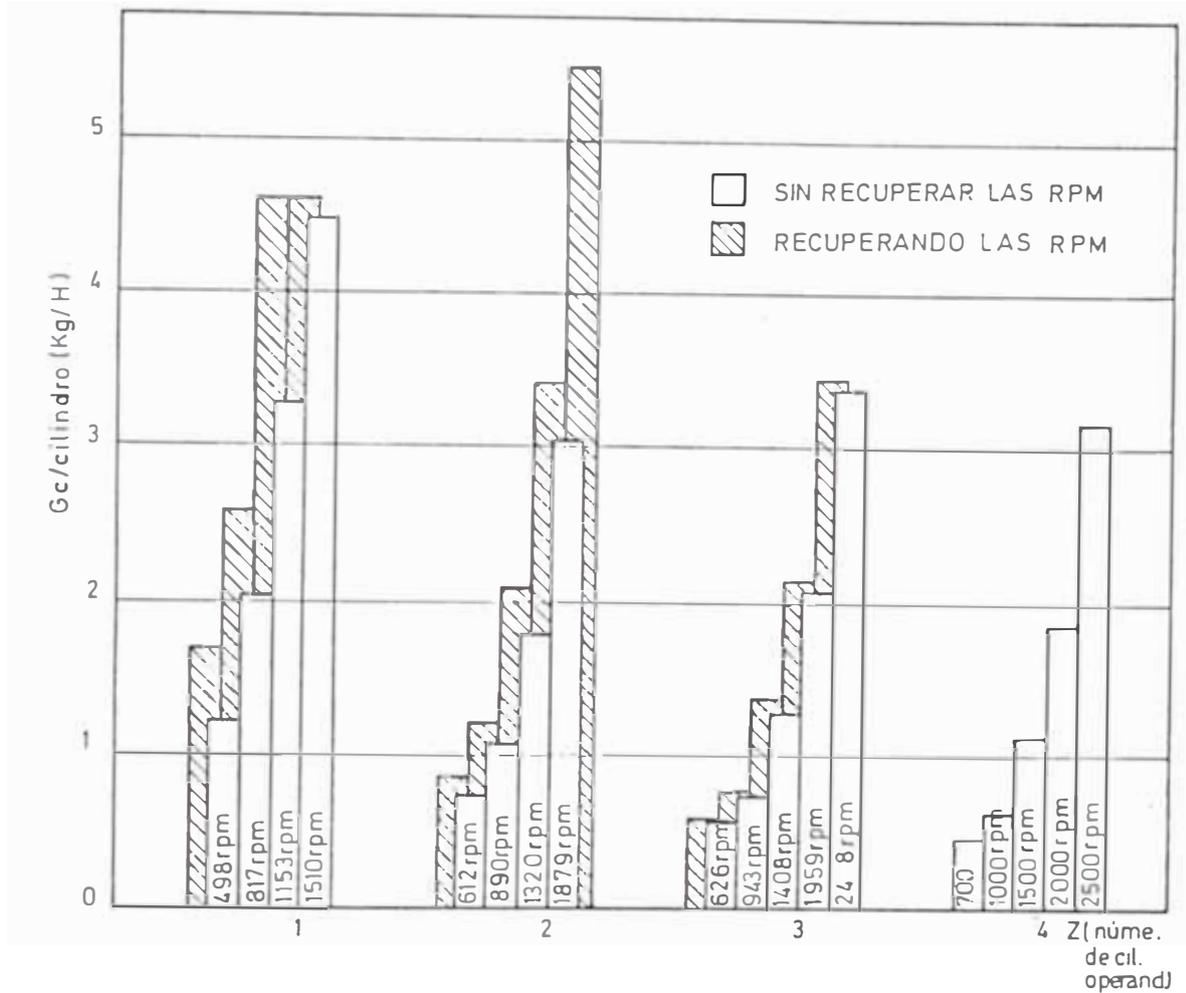


Fig.36. Variación del suministro de combustible por cilindro, cuando el motor funciona con: un cilindro, dos cilindros, tres cilindros y cuatro cilindros.

Se comprueba también que, este consumo por cilindro es mayor en el caso de la desconexión con restitución, con respecto a la desconexión sin restitución, dado que el restablecimiento de la velocidad se realiza desplazando el

organo de comando en el sentido de mayor suministro.

Este incremento del consumo de combustible por cilindro, durante la desconexión con y sin restitución es debido a la acción del regulador de la bomba, el cual es de todo régimen, que al producirse la disminución de la velocidad como consecuencia de la desconexión reacciona en el sentido de tratar de restablecer dicha velocidad al valor que tenía antes de la desconexión suministrando mayor cantidad de combustible.

A esto se anade el ingreso de una pequena cantidad de combustible adicional a traves del dispositivo desconector, que hace las veces de un RND durante el período en que no esta funcionando como desconector. Este hecho aunado a la invariabilidad del consumo de aire por cilindro en operación durante la desconexión con restitución, y una ligera disminución del mismo durante la desconexión sin restitución, explican la disminución gradual del coeficiente de exceso del aire (α) fig. (37), a medida que se van desconectando un mayor número de cilindros.

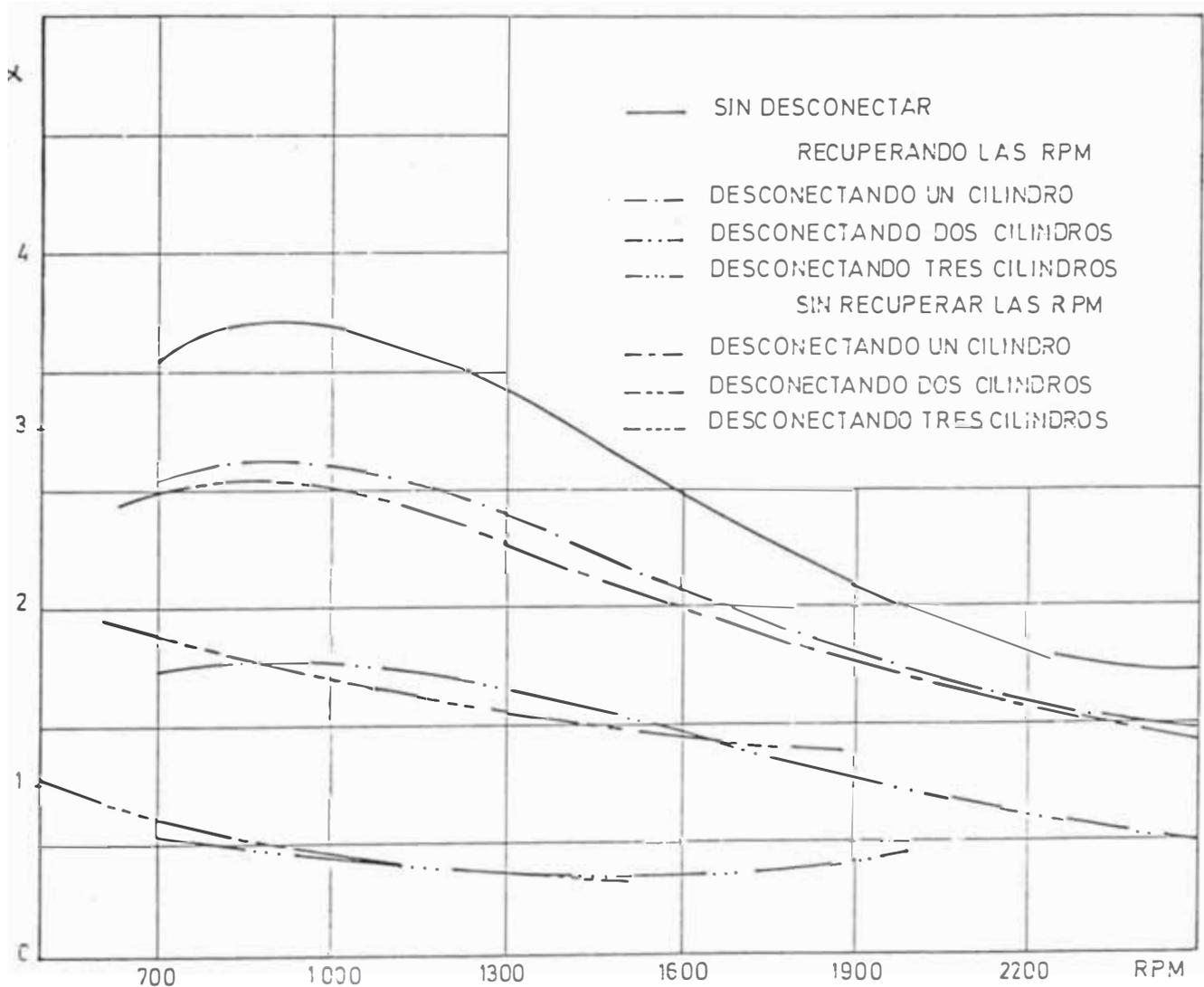


Fig. 37. Variación del coeficiente de exceso de aire (α) con respecto a la velocidad de giro del cigüenal, realizando la desconexión con y sin restitución.

Mediante estos resultados experimentales comprobamos lo mencionado anteriormente, mediante la fig (24), respecto al mejoramiento del trabajo y la economía durante el funcionamiento del motor, debido al enriquecimiento gradual de la mezcla al realizarla desconexión de cilindros.

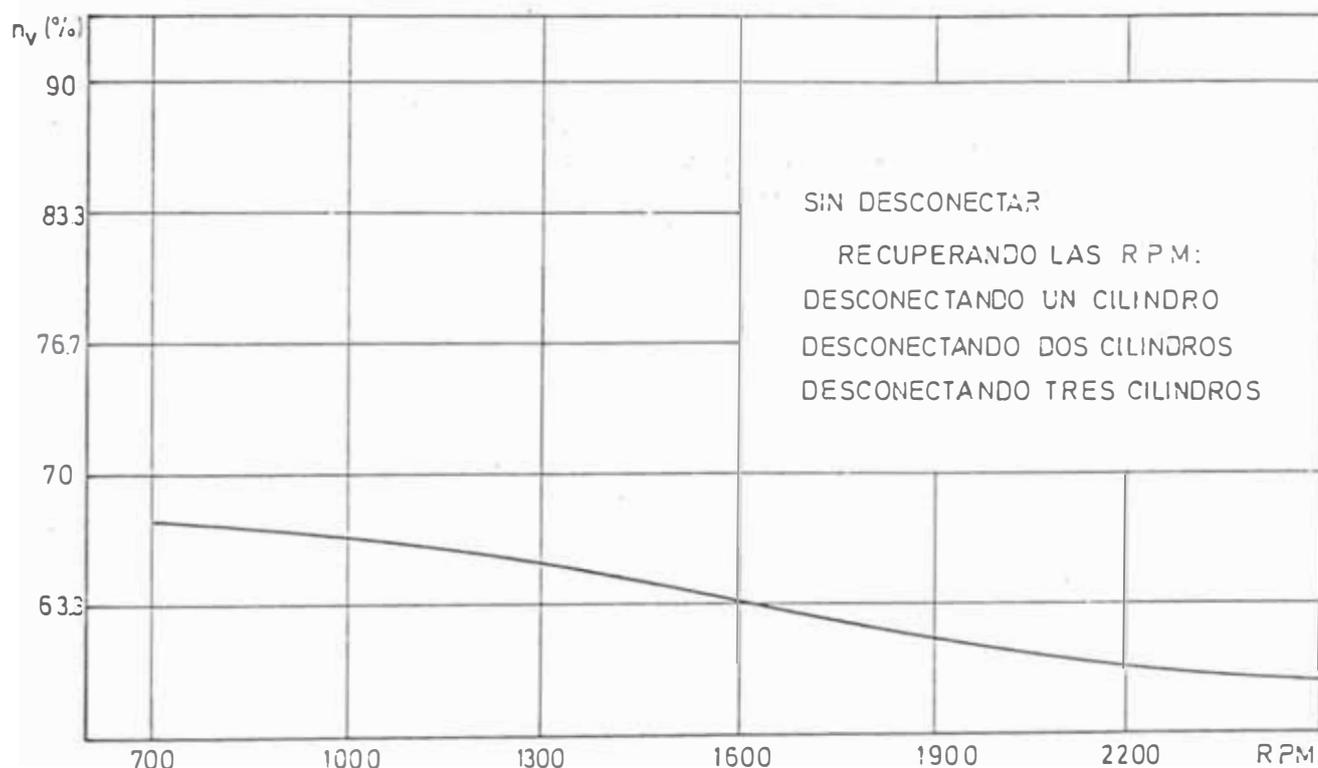


Fig. 38. Variación del coeficiente de llenado (η_v) con respecto a la velocidad de giro del cigüenal, sin desconectar los cilindros y desconectando con restitución.

En cuanto al coeficiente de llenado η_v , se puede ver en la fig. (38) que la variación de este parámetro con respecto a la frecuencia de giro del cigüenal es el mismo tanto si el motor funciona sin desconectar sus cilindros como cuando se realiza las desconexiones de uno, dos y tres cilindros todos ellos con restitución de la frecuencia de giro, esto como resultado de la invariabilidad en el gasto de aire que ingresa a los cilindros del motor antes y durante la desconexión con restitución.

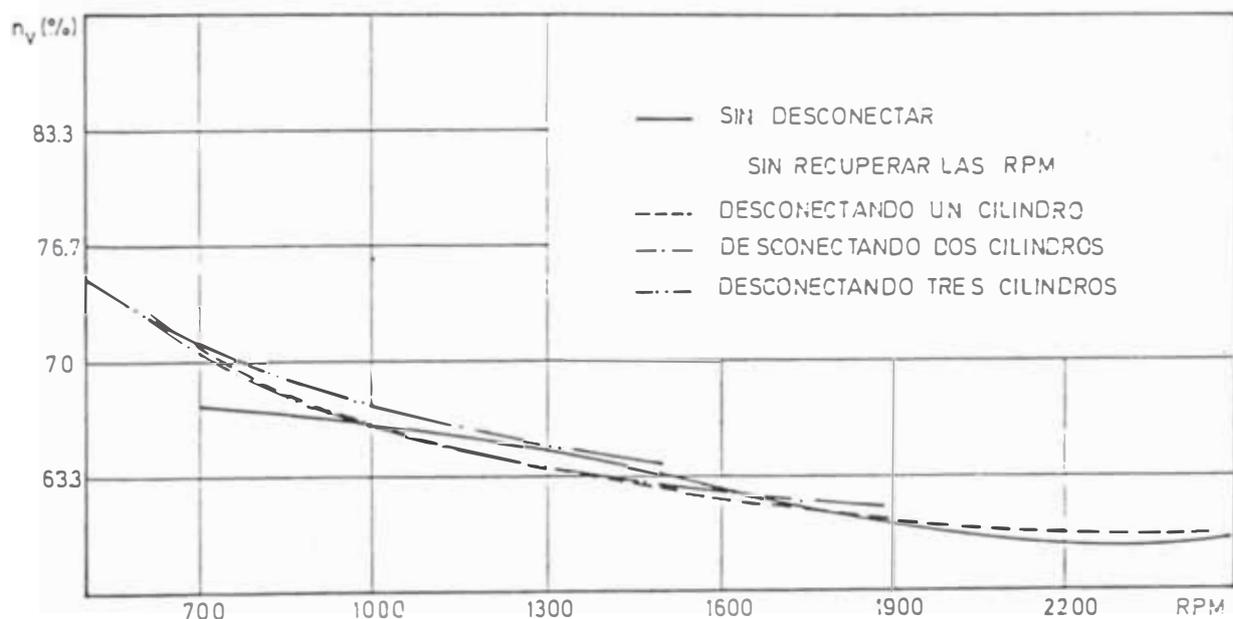


Fig. 39. Variación del coeficiente de llenado (η_v) con respecto a la velocidad de giro del cigüeñal, sin desconectar y desconectando los cilindros sin recuperación.

Además en el caso de la desconexión sin restitución (fig.39) de la frecuencia de giro del cigüeñal, hay ligeras variaciones de η_v , debido fundamentalmente a la variación del ingreso del flujo de aire al motor como consecuencia de la disminución de la velocidad de giro durante la desconexión.

De estos resultados podemos afirmar que la desconexión de cilindros no influye sobre el valor del coeficiente de llenado.

CAPITULO 6

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1.- Para la utilización del dispositivo desconector en bombas rotativas es necesario previamente instalar en el conducto de salida de combustible del desconector, un dispositivo que ofrezca resistencia al paso de ésta, tal como ocurre cuando el combustible sale a través del inyector. Esto para reducir a valores aceptables la desigualdad pronunciada en el suministro de combustible durante la desconexión.

La presión necesaria para vencer tal resistencia tiene que ser algo menor que el requerido para levantar la aguja del inyector, si no fuera así, a pesar de la desconexión se estaría inyectando algo de combustible al cilindro correspondiente, lo cual no es conveniente. El valor de dicha presión se puede obtener en base a pruebas experimentales en el probador de bombas.

- 2.- Se debe evitar cualquier tipo de fuga a través del dispositivo desconector, ya que esto influye negativamente en la presión inicial de inyección y en la dosificación del combustible.
- 3.- Tenemos dos modalidades de realizar la desconexión de cilindros :

Desconexión de cilindro con restitución de la frecuencia de giro del cigüeñal.

Desconexión de cilindros sin restitución de la frecuencia de giro del cigüeñal.

4.- Para el caso de la desconexión de cilindros en el régimen de vacío sin restituir la velocidad de giro del cigüeñal:

a) Es más recomendable la desconexión de dos cilindros en el rango de velocidades comprendido entre 700 RPM y 2000 RPM.

b) Para velocidades mayores a 2000 RPM, es mejor desconectar un cilindro, dado que la desconexión de dos cilindros a estas velocidades, provoca un funcionamiento inestable del motor.

c) Estando el órgano de comando del suministro en el tope mínimo (vehículo detenido con el motor en funcionamiento), es mas conveniente realizar la desconexión de dos cilindros, dado que en este punto el ahorro que se obtiene es de 21.39% del consumo normal en dicho punto.

d) No es recomendable realizar la desconexión de tres cilindros, por tornarse inestable el funcionamiento del motor, además el valor de α , llega a valores menores a 1, lo que de acuerdo a la fig.24 nos indica que los parámetros de trabajo y economía empeoran notablemente.

5.- Para el caso de la desconexión de cilindros restituyendo la velocidad de giro del cigüenal:

a) Cuando el motor está funcionando con su velocidad mínima (700 RPM), es mejor desconectar dos cilindros, donde se obtiene un ahorro de 8.56% contra un 7.49% al desconectar un cilindro.

b) Para velocidades mayores a 750 RPM, hasta 2500 RPM es preferible la desconexión de un cilindro, rango en el que se obtiene un mayor ahorro de combustible que al desconectar dos.

c) no es recomendable la desconexión de tres cilindros por los casos ya señalados en la desconexión sin restitución.

6.- La desconexión de cilindros sin restitución es mas práctica su aplicación en el motor de un vehículo detenido, donde su funcionamiento es en el régimen de vacío y mínima velocidad, y la disminución de la frecuencia de giro del eje cigueñal como consecuencia de la desconexión (siempre y cuando esta disminución no afecte el normal funcionamiento del motor) no tiene mucha importancia, dado que en esta situación lo único que se requiere, es que el motor esté en funcionamiento y de este modo mantenga su régimen térmico y una adecuada lubricación.

Esta modalidad de desconexión de cilindros también sería aplicable para un motor de un vehículo

descendiendo por una pendiente.

- 7.- La desconexión con restitución de la frecuencia de giro, su aplicación mas práctica puede estar en el motor de un vehículo sin carga desplazándose por una carretera sin pendientes en el cual se requiere mantener la velocidad a pesar de la disminución debido a la desconexión.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Dr. Nicolai N. Patrakhaltsev. Copias de sus conferencias, dictadas para post-grado de la FIM.
- 2.- "Motores de automóvil". Dirigido por M.S. Jóvaj; Edit. MIR.
- 3.- "Motores de combustión interna". Dirigido por V.N. Lukanin; Edit. MIR.
- 4.- "Manual de inyección diesel". Marcelo Mesney.
- 5.- "Manual de mantenimiento diesel". Marcelo Mesny.
- 6.- "Motores diesel". H. Blume ediciones.
- 7.- "Motores diesel". Orville Adams.
- 8.- "Manual de motores diesel". Dirigido por B.A. Vsórov; Edit. MIR.
- 9.- "Motores de combustión interna". Eduard F. Obert.
- 10.- "El motor diesel". Enciclopedia CEAC del motor y automóvil.
- 11.- "Motores de combustión interna, tópicos selectos". Editado por: IMCI - FIM - UNI.
- 12.- "Soluciones a los problemas de desarrollo de los motores de combustión interna". K. Morosov; H. Streil; L. Golubkov; A. Jasper; A.Ludena.
- 13.- Revista "automás" N.: 16 y 17. Dirigido por Tomás Unger y Edwin Derteano.
- 14.- Catálogos del motor Perkins C4-236V.