

# **Universidad Nacional de Ingeniería**

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



## **“ Caracterización por Computadora del Motor Perkins de Cuatro Cilindros Diesel Sobrealimentado Modelo C4236V ”**

**T E S I S**

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

**DANILO VALENZUELA OBLITAS**

PROMOCION: 1988 - 2

**LIMA . PERU . 1991**

## CONTENIDO

### PROLOGO

### CAPITULO I

Introducción	1
--------------	---

### CAPITULO II

#### Datos técnicos del motor Perkins sobrealimentado modelo C 4236 V

2.1	Parámetros Fundamentales de los motores	7
2.1.1	Parámetros Constructivos	8
2.1.2	Parámetros Operacionales	12
2.1.3	Parámetros Energéticos y económicos	17
2.2	Datos técnicos del motor	18
2.2.1	Parámetros Constructivos del motor	19
2.2.2	Parámetros Operacionales del motor	21
2.2.3	Parámetros Energéticos y económicos del motor	21

### CAPITULO III

#### La Sobrealimentación en los motores Diesel

3.1	Objetivo de la Sobrealimentación	23
3.2	Ventajas de la Sobrealimentación	25
3.3	La Sobrealimentación en los motores Diesel	27
3.4	Tipos de Sobrealimentación	30
3.4.1	Sobrealimentación mecánica	30
3.4.2	Sobrealimentación por turbina a gas	37
3.4.3	Sobrealimentación combinada	41
3.5	Ventajas de la Sobrealimentación por turbocompresores	43
3.6	Limitaciones de la Sobrealimentación en los motores por turbocompresores	46
3.6.1	El compresor centrifugo	47
3.6.2	La turbina	54

### CAPITULO IV

#### Cálculo térmico del motor sobrealimentado modelo C4236V en cualquier altitud y mediante el uso del diagrama indicado del motor turbocomp.

4.1	Generalidades	60
4.2	Simulación del cálculo térmico de los motores Diesel sobrealimentados en cualquier altitud	62
4.2.1	Cálculo de los parámetros de la sustancia de trabajo	62
4.2.2	Parámetros de la combustión del combustible	64

4.2.3	Cálculo de los parámetros del proceso de intercambio de gases	66
4.2.4	Cálculo de los parámetros del proceso de compresión	76
4.2.5	Proceso de combustión	78
4.2.6	Proceso de expansión	80
4.2.7	Parámetros que caracterizan el ciclo de trabajo	81
4.3	Modelación matemática del diagrama indicado del motor perkins sobrealimentado modelo C4236V	85
4.3.1	Generalidades	85
4.3.2	Metodología de la modelación matemática del diagrama indicado cerrado	88
4.3.3	Construcción del diagrama indicado abierto	109

## CAPITULO V

### Modelación Matemática de las características del motor Perkins lubrocompensado modelo C4236V en cualquier altitud

5.1	Generalidades	113
5.2	Características de velocidad	115
5.2.1	Cálculo de la característica externa de velocidad de los motores Diesel	118
5.3	Características de carga	132
5.3.1	Característica de carga en los motores Diesel	132
5.4	Características de regulación	135
5.4.1	Características del motor Diesel según el ángulo de avance de la inyección	136
5.4.2	Características de regulación según la composición de la mezcla	137
5.5	Características de economía	141
5.5.1	Características de economía de los Diesel	141
5.6	Características de altitud	145

## CAPITULO VI

### Modelación matemática del trabajo conjunto del motor turbocompensado

6.1	Generalidades	149
6.2	Adaptación del turbocompresor	150
6.3	Metodología de cálculo del trabajo conjunto del motor turbocompensado	155
6.3.1	Procedimiento de cálculo	155

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	166
--------------------------------	-----

BIBLIOGRAFIA	169
ANEXO 1: Definición de variables usadas en los en los programas	174
ANEXO 2: Programas y resultados del Capítulo IV	178
ANEXO 3: Programas y resultados del Capítulo V	225
ANEXO 4: Programas y resultados del Capítulo VI	303

## PROLOGO

El Perú debido a su condición de país tercermundista hasta ahora es un gran importador de tecnología y exportador de materia prima, no habiéndose emprendido aún la tarea nacional de crear "Tecnología propia".

Crear tecnología propia no significa "inventar la pólvora", ni empezar a desarrollar teorías y modelos complicados para diseñar naves espaciales (lo cual no se debe descartar en el futuro), sino se debe entender como la adaptación de la tecnología existente en nuestro medio, la creación de lo que sea creable de acuerdo a nuestras potencialidades técnicas, científicas y capacidad tecnológica instalada e importar lo necesario y fundamental.

Es en esta orientación que muchos peruanos vienen trabajando, así como los pequeños industriales, los sectores informales, etc., lamentablemente sin embargo la Universidad de hoy se ha rezagado en su papel creador de ciencia y tecnología, y más bien hoy vive ahogada con serios problemas. Bajo esta nueva filosofía acorde con los tiempos cambiantes y entendiendo que la tecnología es en este siglo la "herramienta de dominación", un grupo de profesores del área de motores <sup>de donde?</sup> bajo la dirección del Ing.

Luis Lastra venimos trabajando en el Proyecto de Investigación denominado "Ampliación de las reservas de petróleo diesel y mejoramiento de las cualidades ecológicas de los motores diesel en el Perú".

El presente trabajo ha sido desarrollado en el marco de este proyecto junto con mi colega la Sra. Elizabet Vera Becerra, con quien trabajamos en la elaboración de los programas que en su totalidad fueron realizados en el paquete de programación dBASE IV y los resultados se graficaron en el paquete software QUATTRO-PRO.

El capítulo I es una introducción al uso de los turbocompresores y se dan generalidades del trabajo, en el capítulo II se describen los datos técnicos y los parámetros fundamentales del motor en base a la teoría desarrollada en el curso de maestría <sup>de donde?</sup> de motores de combustión interna por el Ing. Luis Lastra y el académico soviético H.G. Popik, en el capítulo III se hace una introducción a la teoría de sobrealimentación por turbocompresores, en el capítulo IV se desarrolla una metodología para el cálculo térmico de motores sobrealimentados y el diagrama indicado de motores diesel, en el capítulo V se simulan las características del motor y en el capítulo VI se desarrolla la simulación del trabajo conjunto del motor con el turbocompresor

## INTRODUCCION

Cuando en marzo de 1905 el Ingeniero suizo Alfred Buchi patentó su invento, el turbocompresor modelo DRP-204630, introdujo en el desarrollo de los motores de combustión interna una de las máquinas más versátiles y útiles para incrementar la potencia de los motores de combustión interna.

Uno de los problemas que presentan los motores de combustión interna cuando trabajan en altura es la pérdida considerable de su potencia y el aumento de la toxicidad de los gases. Siendo el Perú un país tan accidentado viene a ser un problema de actualidad el estudio de los turbocompresores para compensar la pérdida de potencia en altura.

En el estudio de las características de un motor y el diseño del grupo sobrealimentador los fabricantes europeos consideran la variación de las condiciones atmosféricas según las normas de la INA, lo cual no coincide con las condiciones atmosféricas del Perú. Comparando la densidad en altura que da la INA con la que se presenta en el Perú, los valores que da la INA son mayores. Esta diferencia hace necesario caracterizar el turbocompresor y el motor con las condiciones atmosféricas

de la INA y el Perú con el fin de comparar los resultados que se obtengan, los cuales se explican en las conclusiones.

El objetivo del presente trabajo es caracterizar un motor turbocompensado de fabricación inglesa marca Perkins modelo C 4236 V, es decir un motor compensado en altura y de uso vehicular. Un motor se caracteriza por varias razones entre ellas podemos mencionar:

- Para fines de investigación
- Para comprobar sus parámetros fundamentales
- Para fines de regulación y explotación, etc

Uno de los problemas que se trata de resolver en este trabajo es tratar de caracterizar mediante modelos matemáticos no solo el motor, sino también al ~~turbo-~~compresor y desarrollar el trabajo conjunto de estas dos máquina cuyos principios de funcionamiento son diferentes debido a que los fabricantes no dan las características del turbocompresor y sólo acostumbran entregar al usuario las características externas y algunas dimensiones del motor, lo cual es insuficiente para tener una idea completa del comportamiento del motor en diversas condiciones de trabajo.

El presente trabajo trata de desarrollar una metodología que permita caracterizar un motor sobrealimentado y el turbocompresor a partir de los datos dados en los catálogos de los fabricantes, para ello se hace un



estudio general de los compresores y turbinas y luego se estudian los parámetros fundamentales de los motores, sus procesos de trabajo y sus características.

El cálculo térmico del motor permite conocer los parámetros fundamentales e índices energéticos del motor para este fin se desarrolló la metodología dada por el Dr. Profesor N.N. Patrajaltsev, arreglando esta metodología para un motor turbocompensado donde  $p_k$  y  $\alpha$  son desconocidos y obtener este cálculo térmico en cualquier altura.

El diagrama indicado se desarrolla con una metodología sencilla, donde se trata de reemplazar las partes redondeadas con curvas continuas matemáticas conocidas (parábolas, hipérbolas, circunferencias, etc.) ajustándose a los rangos experimentales encontrados por los académicos soviéticos A.S. Orlin, M.S. Jovaj, S.V. Rumiantsev, S.I Pogodin, etc.

Las características externas fueron desarrolladas utilizando el método de los académicos soviéticos L.F. Zubarev y S.V. Rumiantsev, introduciendo para una mejor aproximación una simulación para obtener la eficiencia volumétrica que aproxime mejor a las características reales del motor. Sin embargo debemos señalar que también es necesario para mayor aproximación <sup>modelar</sup> simular la eficiencia indicada, la cual por su complejidad requiere del empleo de una nueva metodología dada por S.I Pogodin

y N.N. Patrajaltsev denominada "Método de los saltos finitos" que se sugiere como un nuevo tema de tesis que deberá ser desarrollado en el marco del Proyecto de Investigación mencionado en el prólogo.

Para el trabajo conjunto se diseñó el turbocompresor con programas elaborados por mi colega Elizabet Vera, en el marco del proyecto de investigación señalado, quien estableció una metodología para caracterizar un turbocompresor para un motor dado, en base a estas características se elaboró el trabajo conjunto del grupo motor-turbocompresor según la metodología de A.S. Jachiyán.

Finalmente el presente trabajo está enmarcado dentro del Proyecto de Investigación señalado, cuyos objetivos son de gran envergadura nacional, contribuyendo estos trabajos de tesis a la modelación matemática de los procesos de trabajo de un motor y desarrollar la teoría de los motores de combustión, lográndose así en el mediano plazo tener las herramientas necesarias para que la Universidad Nacional de Ingeniería contribuya a crear nuevas tecnologías apropiadas a nuestra realidad para la explotación y diseño de los motores, de esta manera la Universidad cumpla el rol protagónico que le corresponde en el desarrollo nacional.

## I

### DATOS TECNICOS DEL MOTOR PERKINS SOBREALIMENTADO MODELO 4236 C

#### 2.1.- Parámetros Fundamentales de los Motores

En el diseño de los motores de automóvil y de tractor generalmente se consideran como datos : su Aplicación, las condiciones de trabajo, la naturaleza del combustible y también la potencia máxima y sus correspondientes revoluciones del cigueñal. En algunos casos la potencia máxima del motor se halla a partir del cálculo de tracción del automóvil (ó tractor). El resto de parámetros del motor creado nuevamente, se determinan en el proceso de diseño en base al análisis de construcción de los motores de tipo análogo.

Los parámetros de un motor caracterizan las particularidades de su construcción, el grado de postcombustión, tiempo de servicio, y permiten evaluar el nivel de realización técnica y la compatibilidad de la construcción del motor con el desarrollo moderno de construcción de motores.

A los parámetros fundamentales de los motores que caracterizan la intensidad térmica y dinámica de los motores de automóvil y de tractor, se asocian: la relación de compresión " $\epsilon$ " la presión media efectiva " $p_m$ " el

número de tiempos " $\tau$ " del motor , las revoluciones por minuto del cigueñal " $n$ " la velocidad media del émbolo " $W_e$ ", el número de cilindros " $i$ ", la posición lineal (L), en V, y horizontal (H) de los cilindros del motor, la relación entre la carrera del émbolo y el diámetro del cilindro  $\delta = s/D$ ", la relación del radio de la manivela y la longitud de la biela " $\lambda = R/L$ " la potencia por litro " $N_l$ ", la potencia por émbolo " $N_{em}$ " la potencia efectiva " $N_e$ ", el peso específico ' $P_{esp}$ '

Los parámetros fundamentales a su vez se pueden agrupar en:

**2.1.1.- Parámetros constructivos.-** Son aquellos que caracterizan particularidades especiales de diseño así por ejemplo : disposición de cilindros, dimensiones del motor y formas de este.

A continuación detallamos algunos de los más importantes parámetros constructivos.

**a.- Relación de Compresión ( $\epsilon$ ).**- La relación de compresión es un parámetro fundamental del cual depende la efectividad y economía del trabajo de un motor. Con el aumento de la relación de compresión aumentan el rendimiento indicado  $\eta_i$ , el rendimiento efectivo  $\eta_e$ , la presión media indicada  $p_i$ , la presión media efectiva  $p_e$ , asimismo la potencia indicada  $N_i$ , y la potencia efectiva  $N_e$ .

En los motores de encendido por chispa, junto con la

relación de compresión aumentan la presión  $P_z$  y la temperatura  $T_z$  al final de la combustión, la velocidad de crecimiento de la presión durante la combustión y también las pérdidas por fricción. Para un crecimiento de la magnitud de  $\epsilon$  superior a un determinado valor para el tipo dado de motor, las pérdidas aumentan tanto que la economía del motor debido al rendimiento mecánico y efectivo empieza a empeorar.

En los motores diesels las magnitudes  $P_z$ ,  $T_z$  dependen fundamentalmente del tipo de formación de la mezcla, de la calidad y cantidad del combustible inyectado debido a que la presión de máxima de combustión  $P_z$  puede ó no crecer para un aumento de  $\epsilon$ .

**b.- Relación de la carrera del émbolo y el diámetro del cilindro (S/D).-** Esta relación viene a ser uno de los parámetros fundamentales que influyen en la construcción del motor.

Al elegir este parámetro se recomienda lo siguiente:

1) Cuando se aumen a S/D (motores de carrera larga):

- Aumentan la altura del volumen muerto, la sección transversal del carter y el peso del motor.

- Disminuyen la longitud del volumen muerto del motor y la longitud del eje del cigueñal debido al alargamiento de los muñones.

- Aumenta la transferencia del calor a las paredes,

resultando que bajo iguales condiciones la economía del motor empeora.

- Aumenta la velocidad media  $W_e$  del émbolo, y por consiguiente, la intensidad calorífica y dinámica así como el desgaste de cilindros y émbolos del motor.

- Aumenta la altura de la cámara de combustión y mejorándose su forma.

Para los motores de encendido por chispa con un mismo combustible se logra elevar la relación de compresión máxima (según las condiciones de trabajo sin detonación).

2) Cuando se disminuye (S/D) (motores de carrera corta):

- Aumentan la longitud del volumen muerto del motor y la longitud del eje de cigüeñal.

- Disminuye la altura de la cámara de combustión empeorando su forma.

En los motores de encendido por chispa debido a esto surge la detonación bajo determinadas condiciones semejantes para menores valores de la relación de compresión. En los Diesel la disminución de la altura de la cámara de combustión provoca un empeoramiento de la formación de la mezcla.

En los motores de dos tiempos con barrido unidireccional, una disminución significativa de (S/D) conduce al empeoramiento de los procesos de intercambios de gases asimismo disminuyen la transferencia a través de las

paredes del cilindro y la velocidad media del émbolo provocando menor desgaste del motor.

De otro lado cuando se disminuye S/D aumenta las fuerzas de inercia de las masas que tiene movimiento alternativo ya que estas fuerzas son proporcionales al cuadrado del diámetro del cilindro y solo proporcional al primer grado de la carrera. El aumento de las fuerzas conduce a un desgaste elevado del motor.

De esta manera, la magnitud (S/D) influye de una manera apuesta sobre el desgaste del motor. Lo que tendrá mayor influencia en la disminución ó aumento de (S/D) se determina en cada caso específico.

c.- Relación del radio de la manivel y la longitud de la biela ( $\phi$ ).- La elección de los valores de  $\phi$  y por consiguiente de la longitud de la biela se determina con las siguientes consideraciones:

Al aumentar  $\phi$  (acortamiento de la biela) se consigue lo siguiente:

1) Aumenta el ángulo máximo de inclinación de la biela respecto del eje del cilindro, lo que obliga hacer cortes en la parte inferior del cilindro.

2) Aumenta la presión lateral sobre las paredes del cilindro y con esto crecen las pérdidas por fricción y el desgaste del cilindro.

3) Aumentan las fuerzas de inercia de segundo orden ( $P_{j2} = m r \omega^2 \cos 2\phi$ ); lo que también conduce al aumento

del desgaste del motor.

4) Disminuyen la altura del volumen muerto, el peso del motor y el peso de la biela, lo cual viene a ser la única ventaja de las bielas cortas.

Los motores de vehículos modernos generalmente utilizan bielas más largas (menores valores de  $\lambda$ ).

Para los motores de tractores últimamente se utilizan bielas relativamente cortas ( $\lambda = 1/3 - 2 / 1/3 - 5$ ).

**d.- Número de cilindros y disposición de ellos (i).**.- Al elegir el número de cilindros y trabajo de los motores se consideran las siguientes variaciones en la construcción de los motores:

Dimensiones del cilindro, estado de equilibrio, uniformidad de peso, desgaste de motor, peso del motor, dimensiones exteriores del motor, costo de producción y de explotación.

Según la disposición de los cilindros los motores de automóvil y de tractor se dividen en motores en línea (L) o en (V) y también opuestos horizontalmente (H).

**2.1.2.- Parámetros operacionales.**.- Son aquellos parámetros que que determinan las propiedades explotacionales así como la calidad del mismo.

Entre los parámetros operacionales más importantes tenemos:

**.- Número de tiempos del motor ( $\tau$ ).**.- Se llama número de tiempos del motor, al número de carreras del émbolo que



intervienen en un ciclo de trabajo del motor.

La mayoría de los motores de vehículos de E.CH. son de cuatro tiempos, lo que se explica por la serie de ventajas de estos motores comparados con los de dos tiempos, y también por la mayor experiencia existente en su construcción y explotación.

La gran mayoría de motores Diéseles de automóvil y tractor (cerca del 95%) son de cuatro tiempos.

Al comparar las cualidades de los motores Diéseles de cuatro y dos tiempos encontramos lo siguiente:

1) Los procesos de barrido y llenado son mejores en los motores Diesel de cuatro tiempos que en los de dos tiempos.

2) Bajo iguales revoluciones y demás condiciones los motores Diesel de dos tiempos comparados con los de cuatro tiempos son más compactos y tienen significativamente una gran potencia de cilindrada (entre 50 y 70%). El aumento de las revoluciones está ligado con el empeoramiento de los procesos de trabajo en ambos tipos de motor.

Asimismo, con el aumento de las revoluciones las cargas medias sobre los cojinetes principales crecen más lentamente en los motores Diesel de dos tiempos debido al aumento de las fuerzas de inercia de las masas que realizan movimiento alternativo y a la disminución de la carga de los cojinetes provocadas por las fuerzas de presión de los gases.

3) La uniformidad del torque y por consiguientes la

uniformidad de marcha de los motores de dos tiempos es mayor que los de cuatro tiempos (debido a la ausencia de la carrera de admisión y escape). Bajo condiciones iguales para un motor de dos tiempos se requiere una volante con menor momento de inercia.

4) El margen de seguridad de los ejes de cigueñal y bielas es mayor en los motores de dos tiempos, lo que se explica por las menores amplitudes de las oscilaciones de los esfuerzos que ofrecen carga a estas piezas.

5) Bajo iguales revoluciones y potencias, máximas de combustión, el desgaste de los aros del émbolo y de las paredes de los cilindros es mayor en los motores Diesel de dos tiempos. El desgaste de los cojinetes bancada y de la biela es un tanto mayor en los motores Diesel de dos tiempos.

6) La intensidad calorífica en el grupo pistón es mayor en los motores Diesel de dos tiempos. Esta intensidad sin embargo, puede ser disminuida significativamente mediante el enfriamiento artificial de los émbolos (por ejemplo mediante chorros de aceite en los motores GMC y YAZ - 206).

7) Los motores de automóvil y de dos tiempos con bombas de barrido son aún más complejos que los de cuatro tiempos. Asimismo el costo inicial y el costo de explotación es mayor en los motores Diesel de dos tiempos que en los de cuatro tiempos.

8) En comparación con los de dos tiempos, las condiciones de trabajo del sistema de alimentación del

combustible son menos desfavorables que en los motores Diesel de cuatro tiempos (el número de carreras de trabajo del émbolo buzo de la bomba bajo iguales revoluciones del motor, es dos veces menor).

9) Los motores Diesel de automóviles de dos tiempos son inferiores que los de cuatro tiempos por su economía de combustibles. Así para los motores Diesel de cuatro tiempos el consumo específico mínimo de combustible actualmente es de:  $g_e = 160 - 180 \text{ gr/Cv.h}$ , para los de dos tiempos es:  $g_e = 195 - 210 \text{ gr/Cv.h}$ .

10) Los motores de dos tiempos con lumbreras se distinguen por su sencillez en su construcción, ausencia de válvulas y de transmisión hacia ellas.

En la actualidad el ciclo de dos tiempos halla su aplicación en los motores de motocicletas, en los motores de arranque de los Diesel para automóviles y tractores y también en los motores de lanchas, barcos, locomotoras y motores estacionarios.

**b.- Revolución s del motor (n).**- Se llama así al número de vueltas por minuto que da el cigueñal del motor.

La potencia del motor es proporcional al número de revoluciones del eje de cigueñal. Por consiguiente, para los motores de igual potencia (igualdad de parámetros  $N_e$ ,  $\eta$ ,  $\tau$ ) el motor de mayor revolución tendrá magnitudes menores  $D$  y  $S$  y por lo tanto, menores dimensiones exteriores y menor peso y también menor costo de producción. Asimismo al aumentar el número de revoluciones, aumentan las fuerzas de inercia  $P_j$  de las masas con movimiento de

alternativo y de las masas de rotativas  $P_c$  (proporcional a  $n^2$ ), y por consiguiente aumenta el desgaste del motor. Por eso es indispensable elegir el número de revoluciones del motor partiendo de sus funciones establecidas y de las condiciones de explotación.

Como los regímenes de trabajo de los motores de vehículos ligeros son significativamente menos intensos que los regímenes de trabajo de los motores de vehículos pesados, en los primeros se requiere disponer de motores de mayores revoluciones. Por las mismas razones en los vehículos pesados se disponen motores con menor número de revoluciones.

Los regímenes de trabajo de los motores de tractores comparados con los motores de automóviles pesados son más intensos lo cual limita el crecimiento del número de revoluciones de estos motores.

En la actualidad en los tractores se instalan en la mayoría de los casos motores Diesel con características de mayor peso específico, menor compactibilidad específica y mayor costo de producción que los motores de E.CH.

c).- **Velocidad media del émbolo ( $W_e$ ).**- Ella es uno de los parámetros más importantes del motor, ya que determina no sólo su rapidez de carrera sino que además caracteriza la construcción del motor desde el punto de vista de la intensidad térmica y mecánica, y también del desgaste lineal de los cilindros.

La velocidad media del émbolo esta dada por la siguiente fórmula:

$$W_e = (S n)/30$$

Donde : n= Revoluciones del cigueñal.

S=carrera del émbolo.

En el diseño de un motor se debe considerar que los intervalos entre reparaciones de dos motores con iguales velocidades medias de émbolo e igual desgastes pero con diferentes diámetros de los cilindros no serán iguales. Así por ejemplo, al aumentar la holgura entre los émbolos y las paredes de los cilindros de dos motores diferentes en una misma magnitud ( es decir bajo igual desgaste) , la necesidad en rectificar los cilindros y cambiar los émbolos para un motor con menor diámetro de cilindro aparecerá antes que para un motor de mayor diámetro del cilindro.

### 2.1.3.-P arámetros **energéticos** y **conómicos** del motor.-

Son aquellos que caracterizan los índices energéticos del motor ,así como los vinculados a la economía del combustible y en general la economía del motor.

Dentro de estos parámetros mencionaremos algunos.-

a).-Presión media efectiva ( $p_e$ ).- Es el parámetro que caracteriza el grado de perfeccionamiento del proceso de trabajo del motor y en cierta medida el perfeccionamiento de su construcción las magnitud de  $p_e$  puede ser determinada mediante el cálculo térmico ó tomado en base

a datos experimentales de motores exitosamente probados y semejantes en diseño.

Fundamentalmente para aumentar la presión media efectiva de los motores se hace lo siguiente:

Elevar la relación de compresión , aumentar el coeficiente de llenado, disminuir las pérdidas mecánicas, sobrealimentar el motor, mejorar el proceso de trabajo en su totalidad.

b).-Potencia por litro.- Se llama potencia por litro a la máxima potencia efectiva que se puede obtener de 1 litro de cilindrada del motor. La potencia por litro esta dada en Kw/lt.

Este parámetro caracteriza el grado de utilización del volumen de trabajo (grado de alimentación) del motor; depende de la presión media efectiva, de las revoluciones del cigueñal y del número de tiempos.

2.2.- Datos técnicos del motor.- El nivel técnico de los motores diesel viene a ser la correlación entre el conjunto de parámetros específicos e índices efectivos que caracterizan soluciones constructivas muy concretas. De este modo para determinar el nivel técnico de un motor Diesel es preciso comparar sus índices con los de su análogo de concepción avanzada ó con los valores medios estadísticos de esos índices para un número grande de motores diesel modernos.

En seguida se detallan los parámetros fundamentales del motor perkins sobrealimentado modelo 4236.

### 2.2.1.-Parámetros constructivos del motor

Número de cilindros	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 l
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	1.165Kg ± 7g
Casquillo de pie de biela	
Tipo	acero recubierto- aleación de bronce
Diámetro exterior	38.99/39.01 mm
Longitud	34.01/34.26 mm
Diámetro interior después de escariarle	34.52/34.62 mm
Bielas	
Tipo	seccion "H"
Longitud de línea de centro de cavidad para coji- ne e a centro para buje	219.05/219.1 mm
Cigüeñal	
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
Angulo 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
Angulo de la cara	45°
Profundidad de la cabeza	0.74/1.4 mm

## Sistema de lubricación

Capacidad del cárter	8 litros
Tipo de bomba	de rotor
Tipo de filtro de aceite	circulación completa

## Sistema de refrigeración

Tipo de sistema en culata	Circulación por bomba de agua
Tipo de sistema en cilindros	termosifón
Capacidad de agua del motor	9.36 lt
Bomba de agua tipo	centrifuga

## Sistema de combustible

Tipo de bomba	A.C. Delco. Serie 4P
Tipo de filtro	papel

Peso 397 Kg

Dimensiones del motor en mm

(en la figura 2.1)



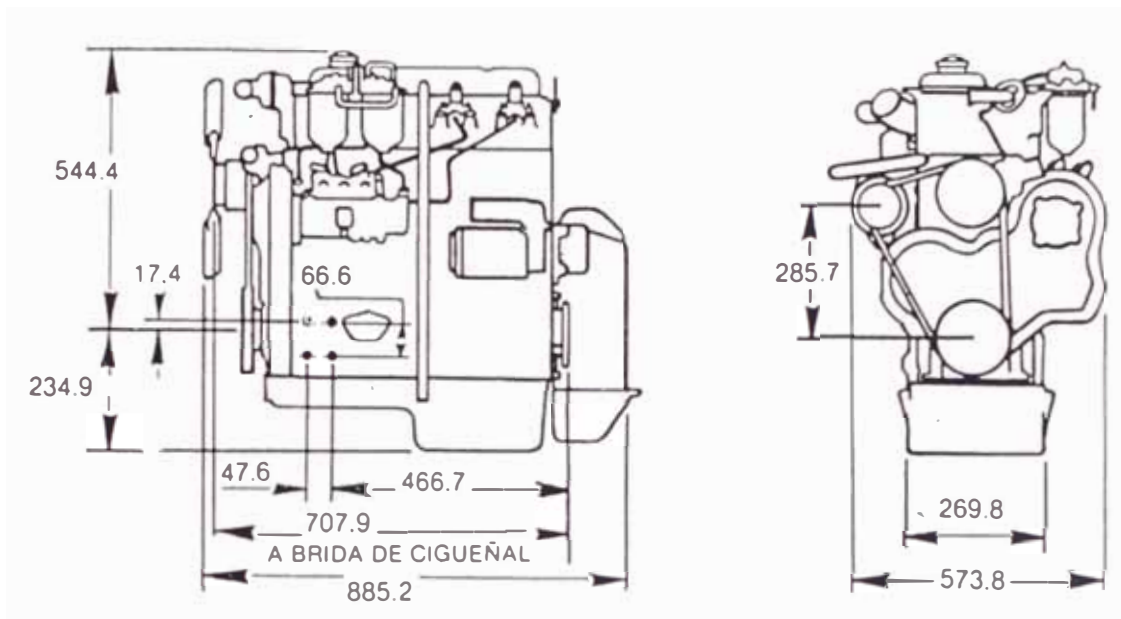


Fig. 2.1 Dimensiones exteriores del motor

### 2.2.3.-Parámetros operacionales del motor

Tiempos del motor	4
Tipo de aspiración	turbocompensación para altura
Orden de encendido	1,3,4,2
Condiciones nominales:	
Frecuencia de rotación	2800 rpm
Potencia efectiva	61 KW
Par	205 Nm
Par máximo (1500 rpm)	270 Nm

### 2.2.3.-Parámetros energéticos y económicos del motor

Potencia/cilindro 15 KW/cilindro

Características de velocidad: (ver figura 2.2)

### III

## LA SOBREALIMENTACION EN LOS MOTORES DIESEL

### 3.1.-Objetivo de la sobrealimentacion

La sobrealimentación consiste fundamentalmente en aumentar la presión del aire ó mezcla aspirada durante el proceso de admisión.

Al incrementarse la presión de admisión de  $p_0$  a  $p_k$  debido a la sobrealimentación se incrementa la densidad  $\rho_k$  del aire o mezcla que ingresa al cilindro, pues a mayor presión mayor cantidad por tanto mayor flujo de masa, lo cual se incrementa el llenado del cilindro, creciendo automáticamente la densidad (Però  $T$  no aumenta)

Este incremento de la densidad  $\rho_k$ , contribuye a un incremento de la presión media efectiva del motor ( $P_e$ ), con lo cual se consigue un gran incremento de la potencia efectiva del motor  $N_e$ .

El objetivo y sentido fundamental de la sobrealimentación consiste en incrementar (o compensar en casos de pérdida de potencia por altura) la potencia del motor, manteniendo invariables las dimensiones del motor y sin incrementar la velocidad de rotación del cigüeñal.

Entonces podemos concluir que la sobrealimentación de un motor se hace por dos motivos:

a) Cuando se quiere incrementar su potencia sin aumentar sus dimensiones y trabajando a las mismas rpm.

En efecto la potencia efectiva de un motor esta dado por la fórmula siguiente:

$$N_e = \frac{p_e \cdot (iVh) \cdot n}{\tau} \quad (3.1)$$

Donde:  $p_e$  = presión media efectiva.

$iVh$  = cilindrada.

$n$  = revoluciones del cigueñal.

$\tau$  = número de tiempos.

Por tanto la potencia de un motor puede incrementarse aumentando la cilindrada, las revoluciones del cigueñal o la presión media efectiva. Aumentar la cilindrada significa aumentar las dimensiones del motor por lo que el motor tendrá mayor masa específica (masa por unidad de potencia), incrementar las revoluciones del cigueñal conlleva al crecimiento de las tensiones mecánicas y térmicas lo que va en desmedro de la vida útil del motor, por tanto resulta más ventajoso aumentar la presión media efectiva lo cual se puede lograr con la sobrealimentación, pues aumentando la densidad se aumenta la presión media efectiva ya que ésta guarda con la densidad la siguiente relación:

$$p_e = \frac{H_u \cdot \rho_1 \cdot \rho_v \cdot \rho_m}{l_o \cdot \alpha} \cdot \mathcal{F}_k \quad (3.2)$$

Donde:  $H_u$  = Poder calorífico del combustible.

$l_o$  = Relación estequiométrica de aire  
combustible.

$\eta_i$  = Eficiencia indicada.

$\eta_v$  = Eficiencia volumétrica.

$\eta_m$  = Eficiencia mecánica.

$\rho$  = Densidad.

$p_e$  = Presión media efectiva.

Asumiendo que al crecer la densidad los demás parámetros se mantienen constantes (en realidad también varían pero no contribuyen demasiado a la variación de  $p_e$ ), luego podemos concluir que  $p_e$  crece proporcionalmente a la densidad.

b) Otra razón fundamental de la sobrealimentación es la siguiente: cuando un motor trabaja en altitud, su potencia disminuye es decir pierde potencia, la razón de la pérdida es la disminución de la densidad con la altura la cual hace decrecer la  $p_e$  según se aprecia en la fórmula 3.2.

En este caso la sobrealimentación permitirá incrementar la densidad en la aspiración para así aumentar la potencia y compensar la potencia perdida y lograr que el motor trabaje en alturas elevadas sin perder potencia.

### 3.2.- Ventajas de la sobrealimentación

Las ventajas de un motor sobrealimentado respecto a otro similar sin sobrealimentación se puede resumir de la siguiente forma:

1.- Aumento de la potencia efectiva entregada por el motor tal como se aprecia en la figura 3.1

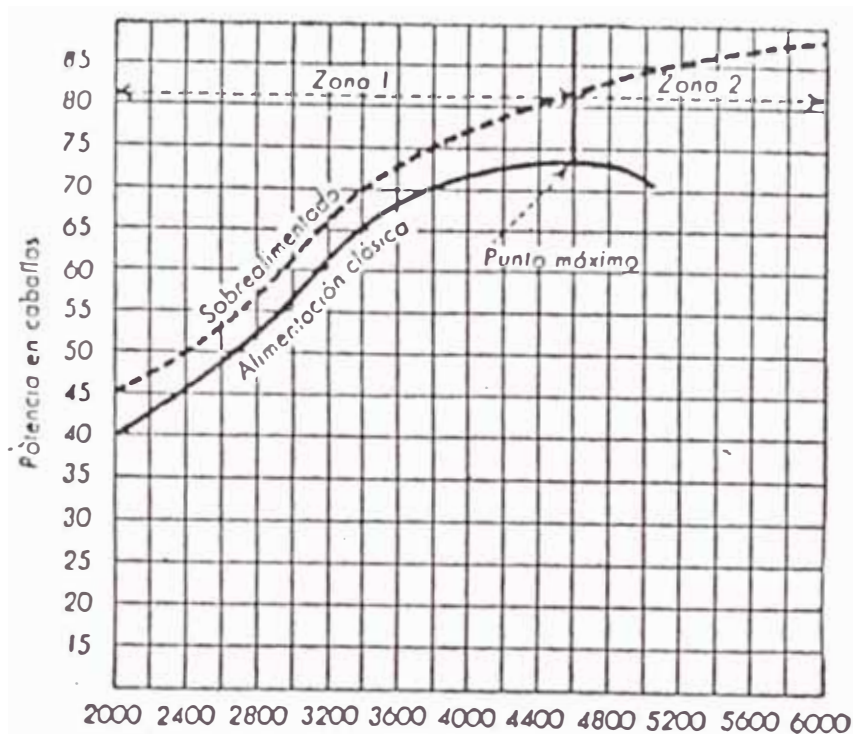


Fig 3.1 Curvas de potencia de un motor con sobrealimentación y otro sin ella

2.- Aumento del rendimiento del motor, pues a pesar de que las pérdidas mecánicas aumentan la potencia efectiva aumenta en mayor proporción con lo cual aumenta la eficiencia mecánica.

3.- Menor caída de potencia cuando disminuye la densidad del aire ambiental.

4.- Menor masa total y masa específica por unidad de potencia, esto se hace más significativo en la sobrealimentación por turbocompresor.

5.- Menores dimensiones generales del motor, así como de los enfriadores (radiadores o intercambiadores de calor) ya que a igual potencia se transfiere o evacua menores cantidades de calor.

6.- Disminución del nivel de ruido en el escape (gracias a la turbina a gas en la sobrealimentación por turbocompresor)  $\uparrow \eta_v^a$

Entre las desventajas fundamentales del motor sobrealimentado respecto a uno similar de aspiración natural podemos hacer notar las siguientes:

1.- Mayores sobrecargas dinámicas y térmicas que en los motores de aspiración natural.

2.- Inconveniente en la trayectoria del torque para elevados valores de sobrealimentación.

3.- Menor capacidad de variación rápida de velocidad del cigüeñal en determinadas condiciones de funcionamiento.

### 3.3.- L sobrealimentación en los motores diesel

El siguiente diagrama muestra el ciclo <sup>de oxígeno</sup> de un motor de aspiración natural y el de un motor similar con sobrealimentación (mostrado con líneas punteadas).

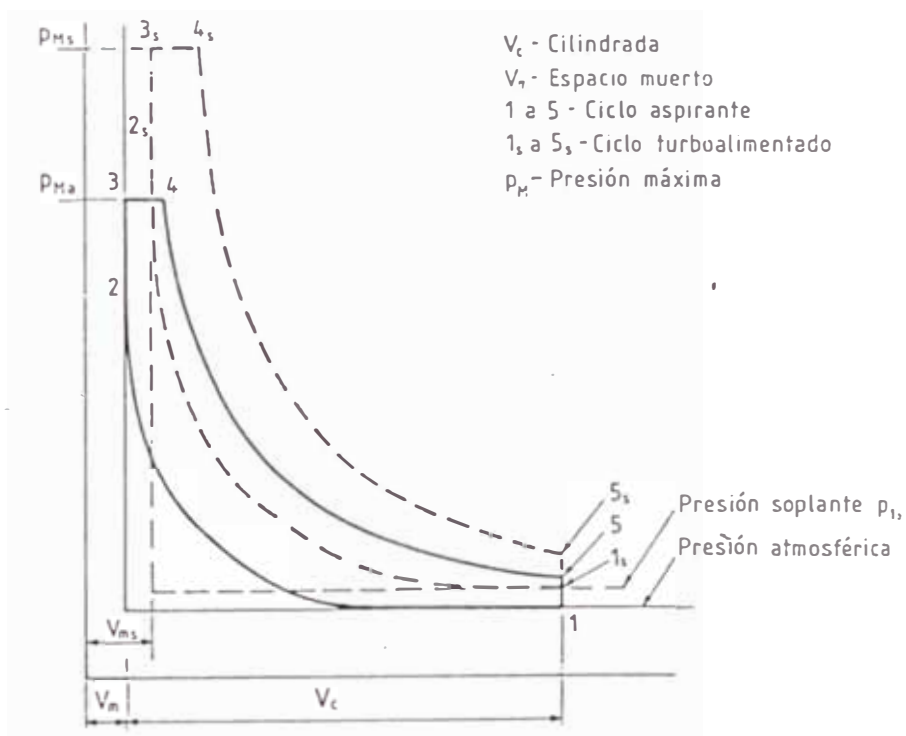


Fig 3.2.- Diagrama p-v de la sobrealimentación.

Donde:

$V_c$  = Cilindrada.

$V_m$  = Espacio muerto.

1 al 5 = ciclo aspirado.

$1_s$  al  $5_s$  = ciclo sobrealimentado.

$p_m$  = Presión máxima.

$p_{1s}$  = Presión de la soplante.

$p_1$  = Presión atmosférica.

Nótese que debido al aumento de  $p_o$  hasta el valor de  $p_k$ , la presión 1 final de la compresión  $p_2$  se incrementa considerablemente lo cual hace que la temperatura al

final de la compresión también crezca, esto hace que en los motores ECH aparezca la detonación lo cual es una seria limitación en estos motores; sin embargo en los motores diesel resulta ventajosa la sobrealimentación en los cuales la magnitud de  $p_{\text{m}}$  no se limita por el surgimiento de la combustión detonante sino por el crecimiento de las cargas mecánicas y térmicas. Esto permite aumentar en dichos motores considerablemente la potencia por unidad de cilindrada.

Como el motor sobrealimentado tendrá una relación de compresión total más alta que la relación de expansión, la gran relación de compresión trae como consecuencia mayor densidad y alta temperatura de la alimentación durante el encendido ó la inyección. Estos efectos incrementan la tendencia del motor ECH al golpeteo, pero en cambio disminuyen las del motor diesel; de aquí que los motores diesel se hayan hecho más <sup>adaptables</sup> populares a la sobrealimentación.

Con el fin de garantizar la fiabilidad y una aceptable intensidad térmica del motor diesel sobrealimentado se limita la máxima presión  $p_{\text{m}}$  y cuando funciona en el régimen nominal se eleva el coeficiente  $\alpha$ . Esto último permite disminuir el contenido relativo de los componentes tóxicos y negro del carbón en los gases quemados. Los aspectos positivos mencionados muestran las perspectivas de mayor aplicación de los motores diesel sobrealimentados en automóviles y tractores.



### 3.4.- Tipos de sobrealimentación

Como la sobrealimentación implica presiones mayores que la presión atmosférica en la alimentación del motor este depende naturalmente del concurso de un compresor, que puede ser accionado de diversas maneras y según el tipo de accionamiento del compresor tenemos los siguientes tipos de sobrealimentación:

- Sobrealimentación mecánica.
- Sobrealimentación por turbina a gas .
- Sobrealimentación combinada.

#### 3.4.1.- La sobrealimentación mecánica

Se llama así cuando el compresor es accionado por el motor, el compresor se acopla a través de una transmisión de velocidad al cigueñal del motor como se ve en la figura 3.3.

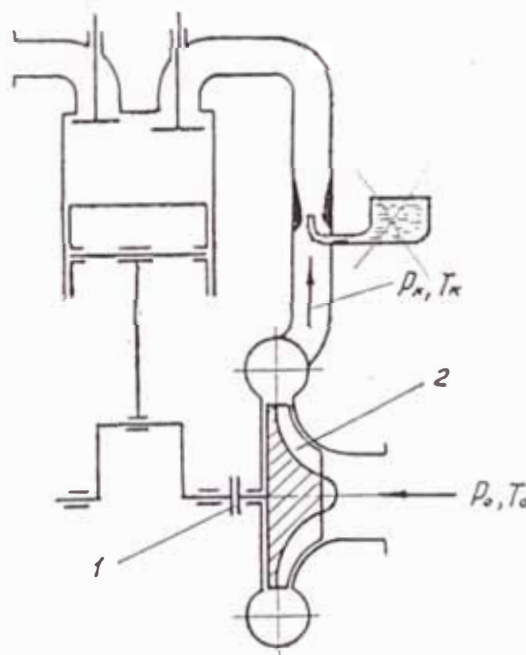


Fig 3.3.- Sobrealimentación mecánica.

1, compresor.

2, tren de engranajes.

3, cigüeñal del motor.

Los compresores usados en la sobrealimentación mecánica suelen ser de diversos tipos, así tenemos:

a).- Compresores volumétricos: que a su vez pueden

ser: -De pistón.

-De lóbulos ó engranajes (roots).

-De paletas.

b).- Compresores de álabes; que a su vez pueden ser:

-Axiales.

-Semiaxiales.

-Radiales ó centrífugos.

Estos compresores se muestran en la figura 3.4.

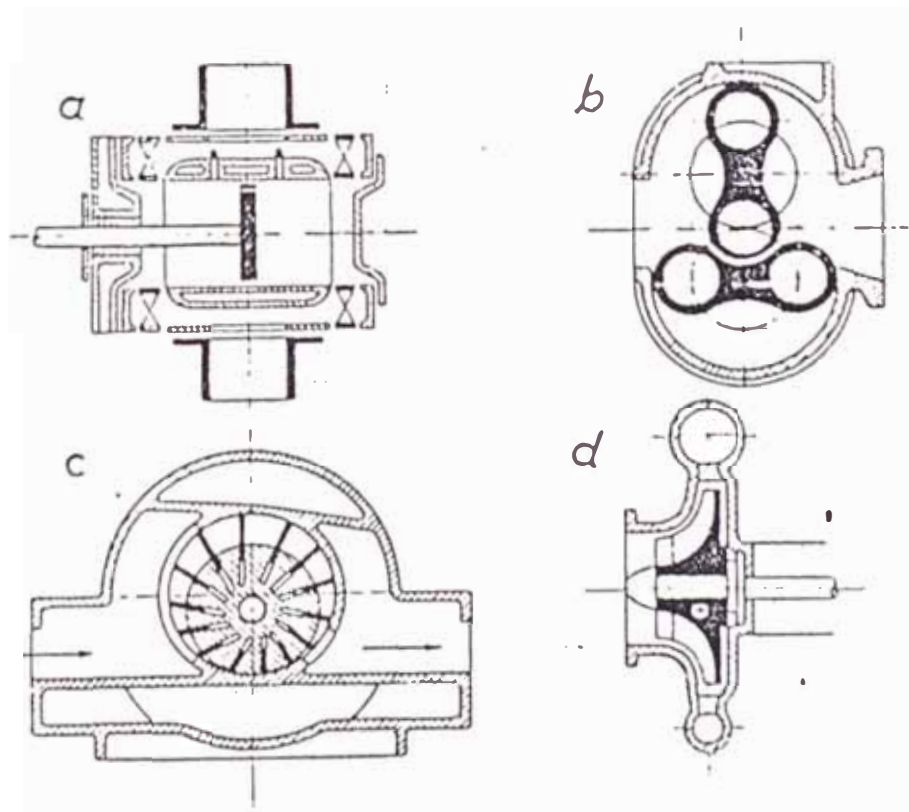


Fig 3.4.-Tipos de compresores.

- a) Compresor volumétrico de pistón.
- b) Compresor volumétrico de palas ó engranajes.
- c) Compresor volumétrico de paletas.
- d) Compresor cen rifugo.

En seguida trataremos de dar una somera explicación sobre las particularidades de estos compresores.

-Los compresores volumétricos, son aquellos que aspiran una cierta masa de aire a la cual le disminuyen su volumen para luego expulsarlo a alta presión.

-Los compresores de álabes, aspiran un cierto caudal de aire el cual se mantiene constante a lo largo de los álabes del compresor pero elevando su presión y densidad a la salida del compresor.

Los compresores de alabes más usados para la compresión del aire en los sistemas de sobrealimentación son los compresores centrífugos. Su gran versatilidad y dimensiones pequeñas así como su alta velocidad de giro lo hacen más económico y eficiente.

Prácticamente en la sobrealimentación por turbo-compresores que explicaremos en seguida se usan casi siempre compresores centrífugos.

Tratándose de grandes volúmenes de aire y bajas elevaciones de presión en la sobrealimentación mecánica parecería que el compresor centrífugo resulte ser el más adecuado por las características ya mencionadas sin embargo requiere de un tren de elevación de velocidades muy exagerado por su alta velocidad lo cual generalmente tiene poco rendimiento. Esta trasmisión se puede apreciar en la figura 3.5.

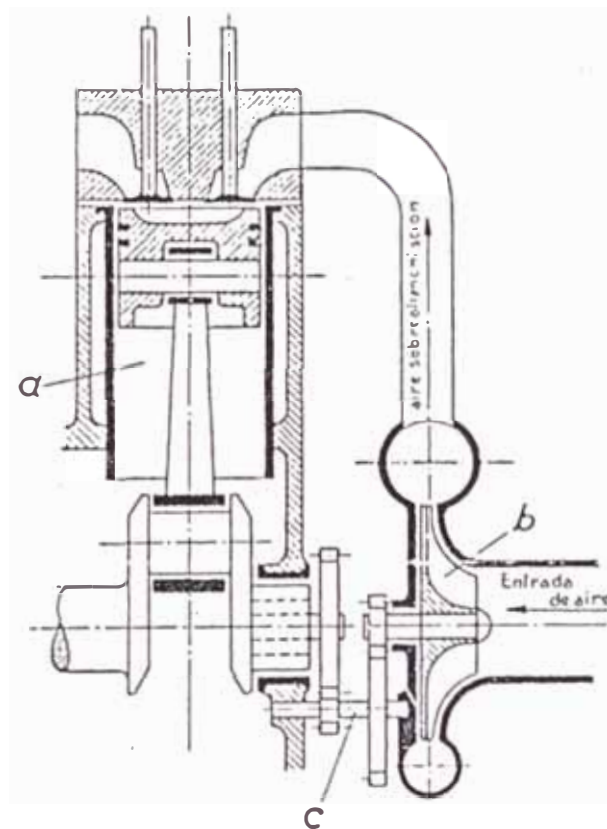


Fig.3.5.- Accionamiento del compresor centrífugo por el motor  
 a) Motor  
 b) Soplante  
 c) Tren elevador de velocidad.

Para accionamiento mecánico de motores de grandes dimensiones (sobre todo para los de dos tiempos) encuentra aplicación los compresores volumétricos de pistón, sin embargo por ser estos compresores demasiado grandes mayormente se utilizan los compresores volumétricos rotativos uno de ellos es el de tipo helicoidal.

Las principales particularidades de los compresores helicoidales son:

-No existen zonas inestables del compresor, este puede funcionar en todo el rango de la característica que permitan las dimensiones del compresor.

-El flujo volumétrico al inicio es aproximadamente proporcional a la velocidad de rotación y prácticamente no depende de la relación de presiones en la entrada y salida del compresor  $P_2/P_1$ .

-La relación  $P_2/P_1$  no depende de un amplio margen de la velocidad de rotación es decir puede conseguirse un pequeño flujo de aire a un alto grado de elevación de presiones.

-Las líneas de rpm constantes de su característica permite un crecimiento de  $P_2/P_1$  sin disminuir considerablemente su flujo o caudal.

Los compresores roots se recomiendan para un accionamiento mecánico de motores que trabajen en vehículos con diversos cambios y marchas forzadas, debido a que responde rápido a los cambios del par motor sobre todo cuando el accionamiento es directo es decir sin transmisión de elevador de velocidades.

Las características fundamentales de los compresores de álabes son las siguientes:

-La curva de velocidad constante tiene una inclinación variable.

-El grado de incremento de presiones depende de la velocidad de rotación.

-Para pequeños caudales no se alcanzan altos índices

de elevación de la presión debido a la zona inestable (a la izquierda de la línea de bombeo).

Finalmente los parámetros principales de un compresor son caudal  $Q$  (se calcula habitualmente para las condiciones de aspiración), el grado de elevación de presiones  $\pi = P_2/P_1$ , la frecuencia de rotación  $n$  en el árbol ó eje del compresor.

**Ventajas de la sobrealimentación mecánica** .- A pesar de que la sobrealimentación mecánica viene siendo desplazada por la sobrealimentación por turbocompresor; tiene una serie de ventajas que lo hace insustituible en algunas aplicaciones especiales como las que a continuación indicamos

-La sobrealimentación mecánica introduce la posibilidad de provocar un barrido forzado muy enérgico que algunas veces transformará sorprendentemente la calidad de la combustión.

-Otra ventaja consiste en la posibilidad de montar entre motor y compresor un accionamiento provisto de embrague o variable según una ley progresiva de modo que solo se sobrealimente en los momentos de par excesivo ó cuando al motor le sea muy necesario.

-La sobrealimentación aumenta la potencia y si es por gases de escape mejora el consumo mientras que con accionamiento mecánico el consumo crece pero a bajas velocidades resulta perjudicial por falta de gases para alimentar la turbina y en este caso la sobrealimentación

mecánica es ideal pues nada cuesta sacar del motor el suplemento de potencia que ha de mover el compresor.

### 3.1.2.-Sobrealimentación por turbina a gas

En este tipo de sobrealimentación el compresor es accionado por medio de una turbina alimentada por los gases de escape.

La estructura de estos elementos de sobrealimentación es simple pues el compresor (que generalmente es centrífugo) va montado al eje de la turbina que lo acciona, lo cual lo hace muy versátil y puede trabajar mas homogéneamente a diversos regímenes de trabajo.

Estos elementos (turbina y compresor) trabajan a altas velocidades y por lo tanto son ligeros, pequeños y baratos. Es así que la masa total del grupo turbina-compresor por lo general no sobrepasa el 8% de la masa del motor diesel, además el hecho de utilizar parte de la energía contenida en los gases de escape mejora el rendimiento y baja el consumo de combustible.

En la siguiente figura se muestra el tipo de sobrealimentación por turbina a gas o más conocida como sobrealimentación por turbocompresor

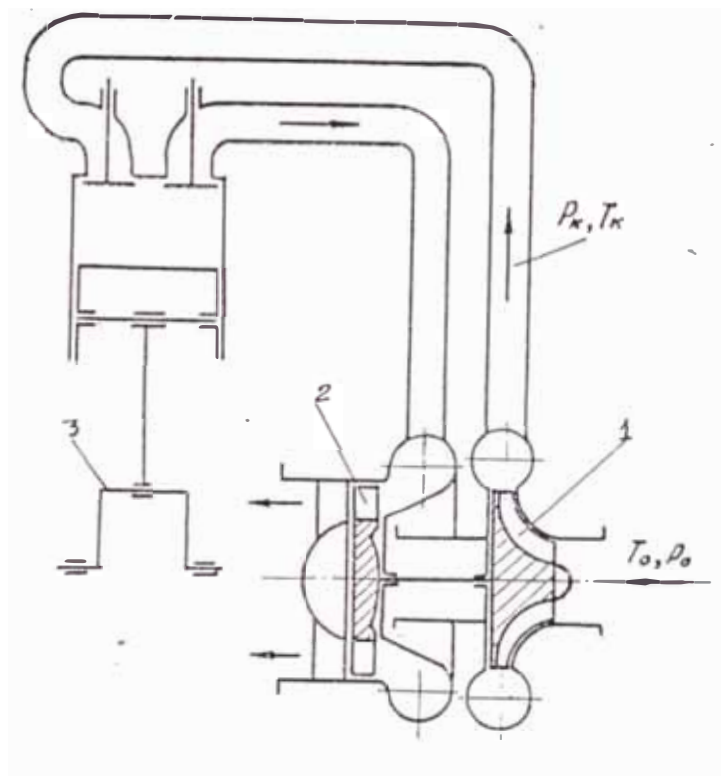


Fig.3.6.-Sobrealimentación por turbina de gas.

- 1) compresor
- 2) turbina
- 3) cigüeñal

El turbocompresor se compone de una turbina accionada por el flujo de gases de escape y un compresor, ambos fijos un eje común pero en carcasas separadas de forma volut. Estas características se puede apreciar en la figura 3.7.



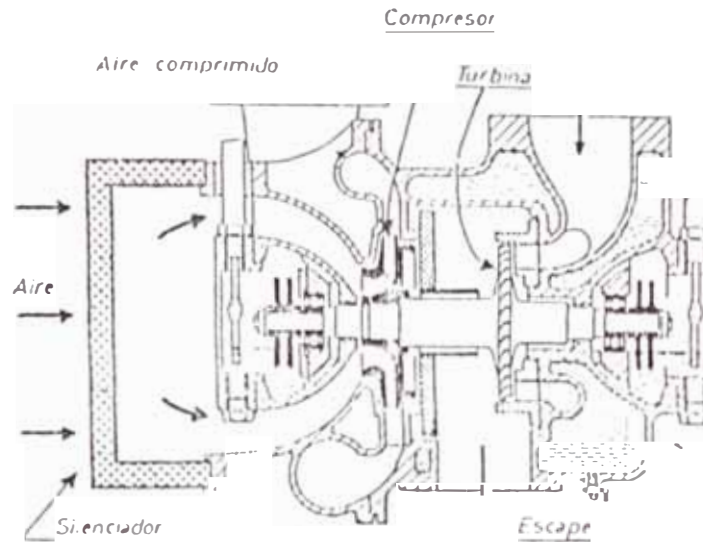


Fig.3.7.- Corte de un turbocompresor Brown-Bovery para motor industrial.

Los turbocompresores practicamente han desplazado al resto de los sobrealimentadores de ahí su importancia y trascendencia, razón por lo cual haremos un poco de historia de estos turboalimentadores.

El inicio del desarrollo de los turbocompresores está ligado estrechamente al Ingeniero suizo Alfred Buchi, quien el 16 de marzo de 1905 pa entó (DRP-204630) un turbocompresor mul ietápico , t nto para el compresor como para la turbina (ver la Fig. 3.8) que funcionaba con los gases de escape de un mo or diesel.En el compresor se alcanzaba la presión de 3 a 4 Kg/cm, las primeras pruebas lo realizó Buchi desde 1911 hasta 1914 en la fábrica

"ZULZER" en Vintentur. Los experimentos de Buchi revis-  
tieron interés científico puesto que el banco de pruebas  
por el diseñado permitía obtener información variable ,  
exacta e independiente un órgano de otro. Pero recién en  
1930 Buchi pudo poner en práctica sus inventos de una  
manera exitosa con dos motores para barcos, los cuales  
incrementaron su potencia en más del 40% y la presión  
media efectiva alcanzó 11Kg/cm .

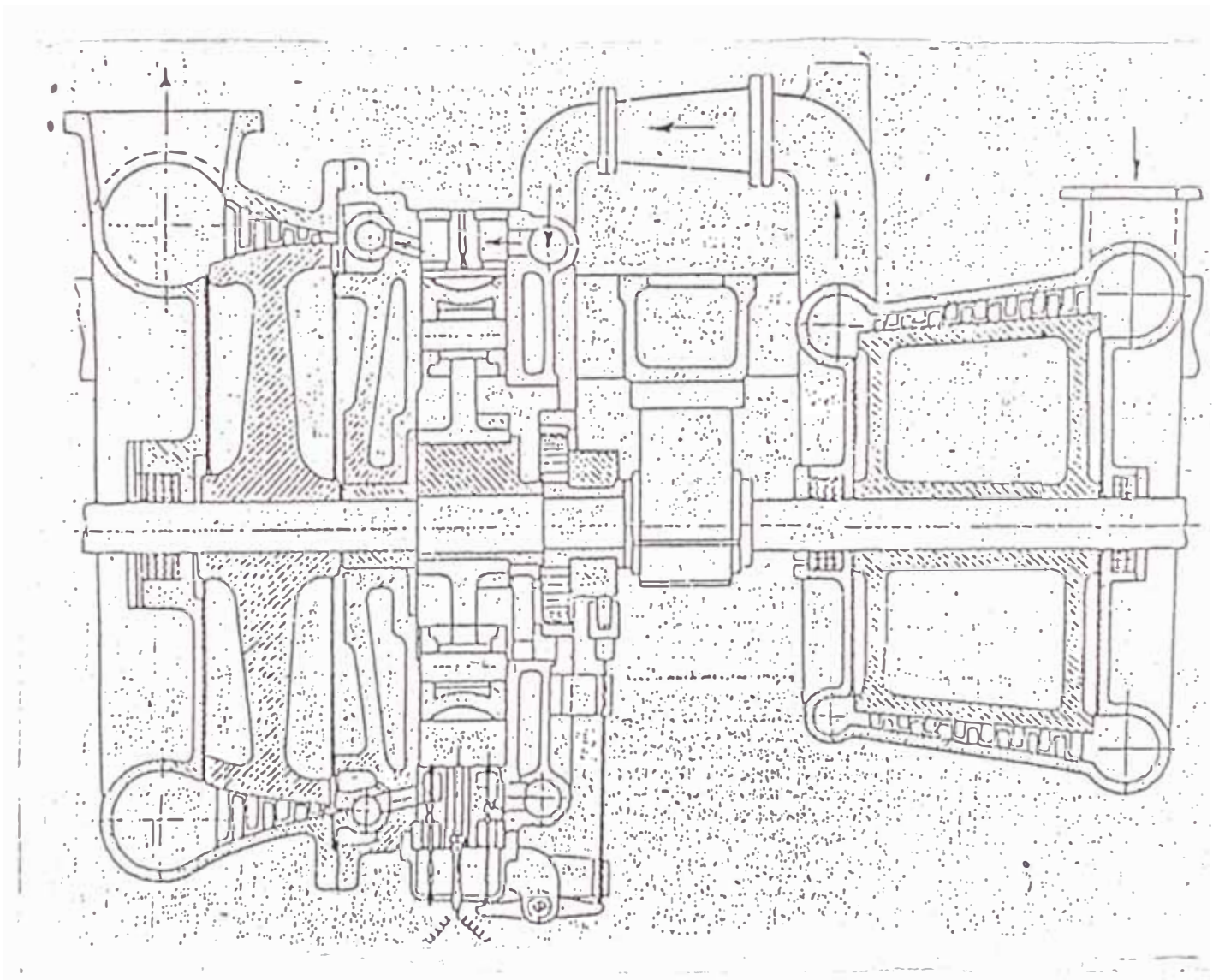


Fig.3.9.- Motor sobrealimentado diseñado y construido por Buchi.

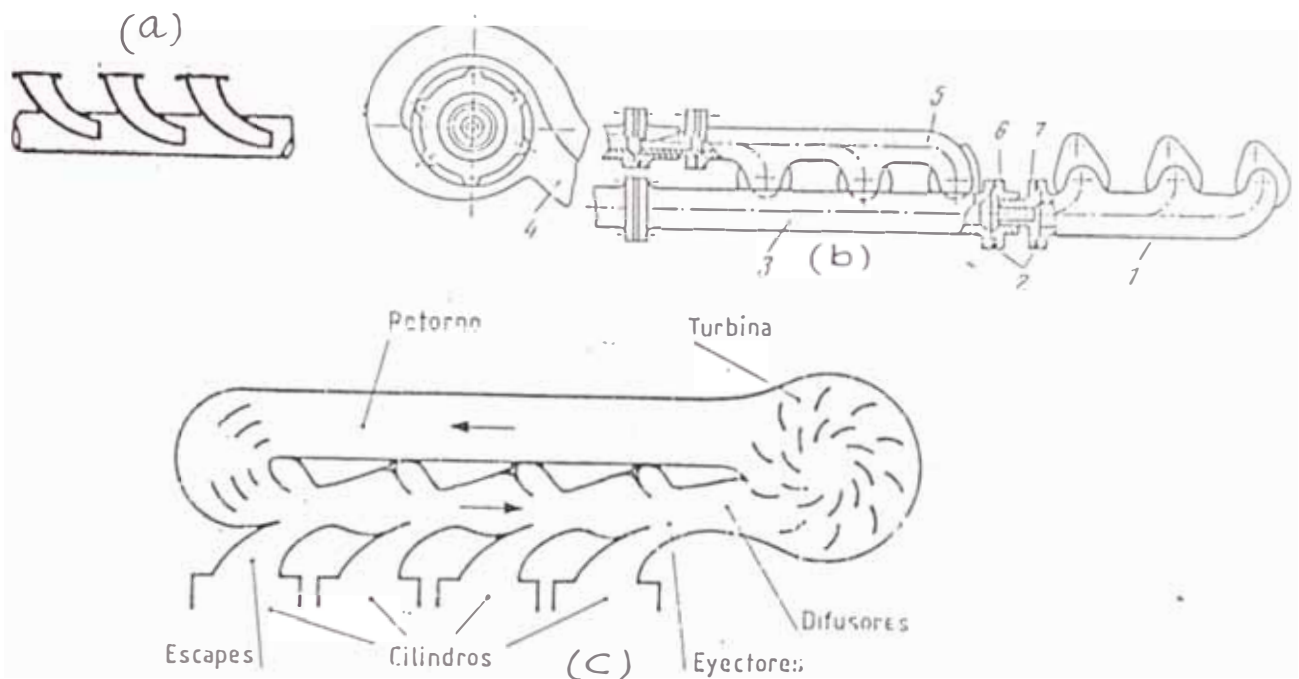
Finalmente señalaremos que para motores de varios cilindros según la forma como se suministren los gases a la turbina se tienen los siguientes sistemas de sobrealimentación por turbocompresor:

- a) Sobrealimentación isobárica.
- b) Sobrealimentación por impulsos.
- c) Sobrealimentación combinada o con transformador de impulsos.

En el primer caso (a) la presión de alimentación se hace constante en una cámara de estancamiento, pues en algunos casos las turbinas deben de girar uniformemente (como por ejemplo en los motores estacionarios) la presión debe llegar uniformemente y en forma constante para mantener el régimen a velocidad constante.

En el caso (b), de los cilindros del motor se extraen directamente los gases de escape a la turbina por varios ductos de modo que constantemente reciba los gases por uno u otro ducto a presiones altas, este sistema tiene aplicación en motores que trabajan a altas velocidades y regimenes variables de velocidades.

En el caso (c) se combinan los dos casos anteriores teniéndose un transformador de impulsos. por ejemplo en los motores en V de varios cilindros en cada lado se coloca un ducto isobárico y de ambos lados se comunican por impulsos a la turbina. (ver Fig. 3.10).



Fi 3.10.- Si en de sobrealimentación.  
 a) sistema isobárico  
 b) sistema por impulsos  
 c) sistema combinado

### 3.3.3.- Sobrealimentación combinada

Este caso viene a ser una combinación de los dos tipos de sobrealimentación anteriormente mencionados. Para este caso el primer escalón lo constituye el compresor accionado por el motor y el segundo el grupo turbocompresor; este sistema se muestra en la Fig. 3.10

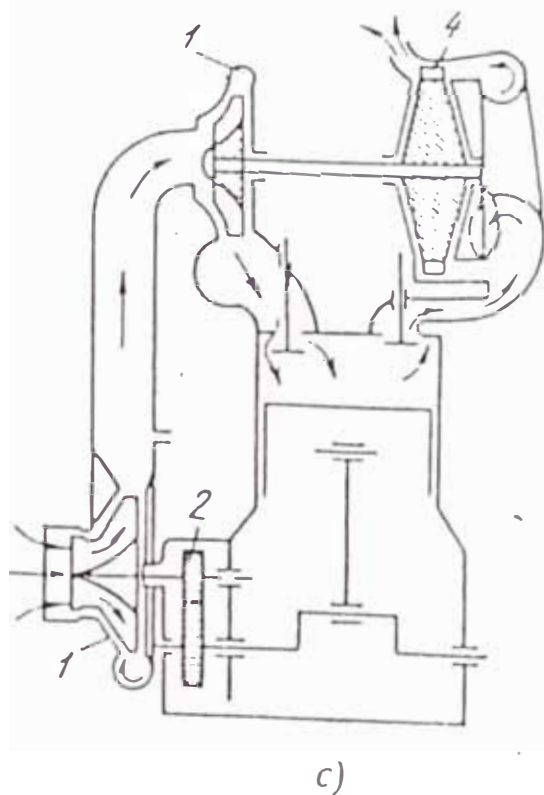


Fig 3.10.- Sobrealimentación combinada.  
 a) compresor accionado por el motor  
 b) turbocompresor  
 c) tren de engranajes  
 d) cigüeñal

La mayor aplicación de este tipo de sobrealimentación es en los motores de dos tiempos debido a que en este la expulsión de gases en el corto tiempo que dura el barrido no puede ser tan completa como en el de cuatro tiempos por consiguiente la carga de aire puro comprimido es menor, para mejorar este defecto es útil usar en la sobrealimentación un compresor roots para ayudar el barrido y mejorar el rendimiento como se muestra en la Fig. 3.11

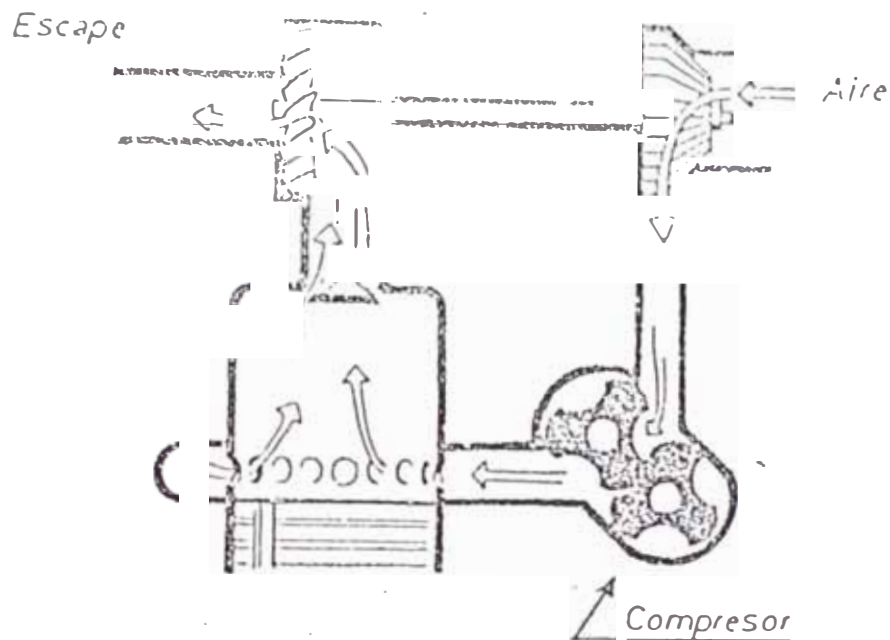


Fig.3.11.- Esquema de sobrealimentación combinada usando compresor roots en un motor de dos tiempos.

### 3.5.- Ventajas de la sobrealimentación por turbocompresores

Debido a las altas velocidades con que pueden trabajar los turbocompresores y a su reducido tamaño estos han desplazado prácticamente a los otros tipos de sobrealimentadores. Dentro de las ventajas más importantes tenemos las siguientes:

- a) La estructura de los elementos de la sobrealimentación por turbocompresor es simple y su masa es pequeña comparada con el motor, lo cual hace

que la masa específica del motor prácticamente no se incrementa.

b) No se requiere consumir energía del motor para accionar el compresor pues la turbina se mueve gracias a la energía que le entregan los gases de escape, lo cual hace que las eficiencias sean más altas elevándose también la potencia en más del 50%.

c) El acople compresor-turbina es sencillo pues ambos van montados en un mismo eje lo cual disminuye considerablemente las pérdidas mecánicas se tiene mejor eficiencia en la transmisión con relación al accionamiento mecánico (ver Fig. 3.12)

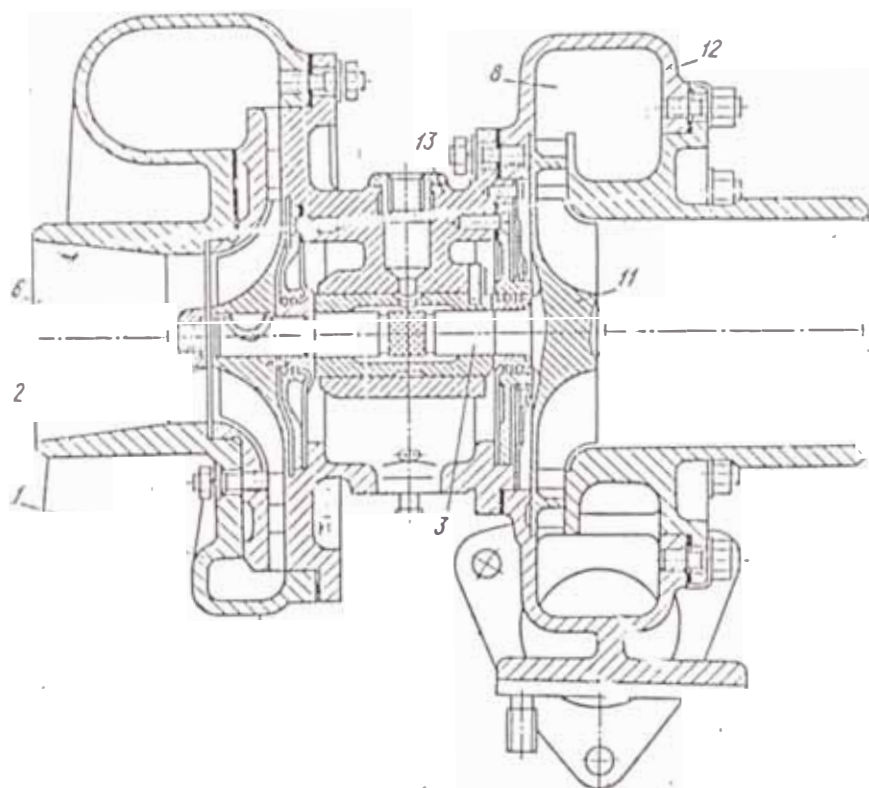


Fig 3.12.- Vista general del turbocompresor KR-11N-1 del motor SMD-60 de procedencia soviética.

d) Es el dispositivo más apropiado para compensar la pérdida de potencia del motor en la altura, pues como se mencionó anteriormente, a mayor altitud la densidad del aire disminuye; esto hace que la turbina se embale ya que disminuye la resistencia hidráulica del aire atmosférico; al hacerse más escaso el aire es como si la turbina trabajara en el vacío, lo cual hace que aumente su velocidad y permite al compresor ingresar más aire compensando de esta manera la pérdida de potencia (ver Fig.3.13)

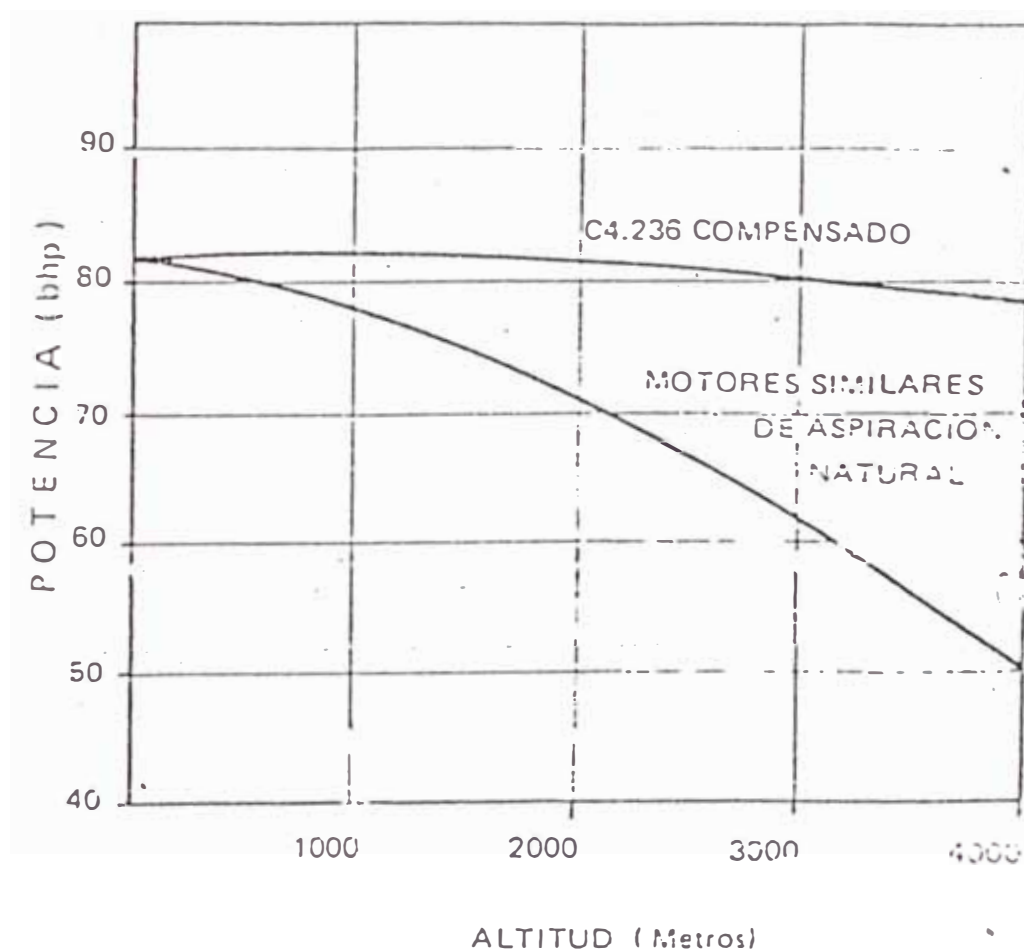


Fig.3.13.- Variación de la potencia nominal con la altitud.



e) En la figura 3.14 se puede observar el incremento de la potencia en un 20 a 35% y la paulatina reducción del consumo específico de combustible a medida que se incrementa la relación de presiones  $\pi_k$ , para algunas aplicaciones de transporte vehicular pesado y tractores.

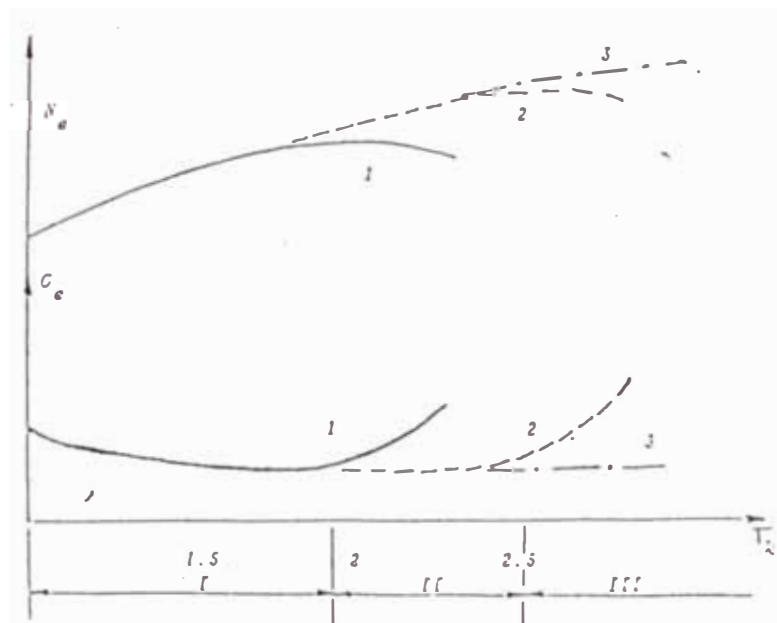


Fig.3.14.- Influencia de la turboalimentación sobre la economía de combustible y la potencia de un motor de cuatro tiempos.

### 3.4.- Limitaciones de la sobrealimentación en los motores por turbocompresor

A pesar de las grandes ventajas que ofrece en la sobrealimentación de los motores Diesel los grupos turbocompresores como ya se vio en el acápite 3.3, ofrece una serie de limitaciones que es necesario conocerlos para un diseño propio y un trabajo conjunto armonioso

del motor y el grupo turboalimentador, estas limitaciones están dadas por las características fundamentales del compresor centrífugo y de la turbina.

### 3.4.1.-El compresor centrífugo

En la mayoría de los vehículos de transporte pesado y tractores se emplean turbocompresores compactos con turbinas radiales centrípetas y compresores centrífugos. Ya anteriormente se había mencionado los otros tipos de compresores por lo que en esta parte nos limitaremos a estudiar sólo los compresores centrífugos.

Las máquinas centrífugas según CHURCH A.H., pueden dividirse en tres clases generales que las designa con las denominaciones de: ventiladores, sopladores y compresores.

Los ventiladores se usan cuando se requieren bajas presiones y grandes volúmenes, generalmente la presión final llega hasta  $0.07 \text{ Kg/cm}^2$  y funcionan a velocidades bastante pequeñas.

Los sopladores ( o turbosopladores) son máquinas destinadas a la compresión de aire o un gas mediante la fuerza centrífuga hasta una presión final no superior a  $2.46 \text{ Kg/cm}^2$ .

Los compresores ( o turbocompresores ) son máquinas destinadas a comprimir el aire o un gas hasta la presión final superior a  $2.46 \text{ Kg/cm}^2$ .

Se considera como datos de diseño de un compresor centrífugo: la presión total y la temperatura total en la brida de ingreso a la máquina ( $p_0$  y  $T_0$ ), la relación de presiones totales ( $P_k/p_0$ ) entre las bridas de ingreso y la salida de la máquina y el flujo másico requerido.

Otra clasificación de acuerdo a la relación ( $P_k/p_0$ ), para las bombas de aire es la siguiente:

Ventiladores..... $P_k/p_0 \leq 1.1$   
 Sopladores..... $P_k/p_0 = 1.1 - 3.$   
 Compresores..... $P_k/p_0 > 3.$

Los rodetes de los compresores centrífugos se pueden construir del tipo abierto o cerrado según se muestra en los gráficos 3.14 y 3.15

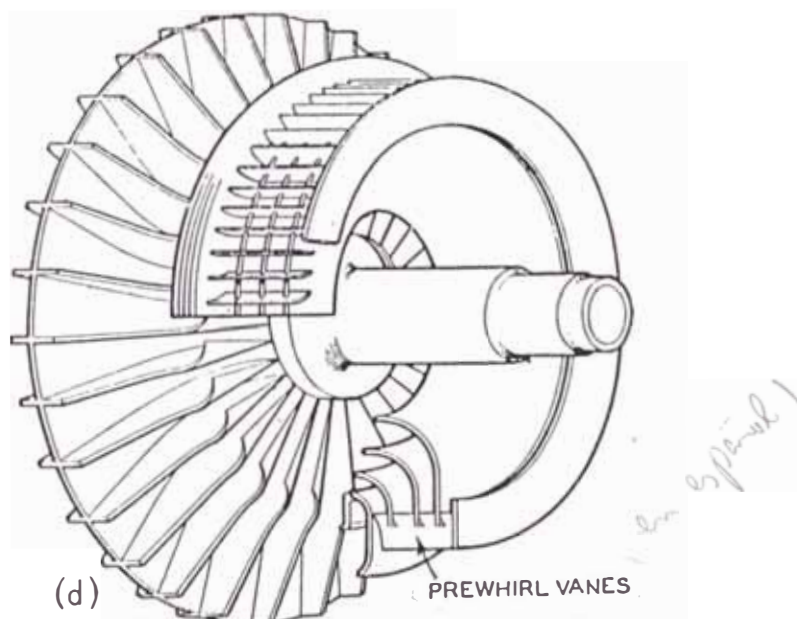


Fig.3.14.-Compresor del tipo cerrado.

Se recomienda las construcciones del tipo semiabierto como el que se muestra en la en la siguiente figura porque permite mayores velocidades de rotación, a pesar de que su construcción es más costosa.

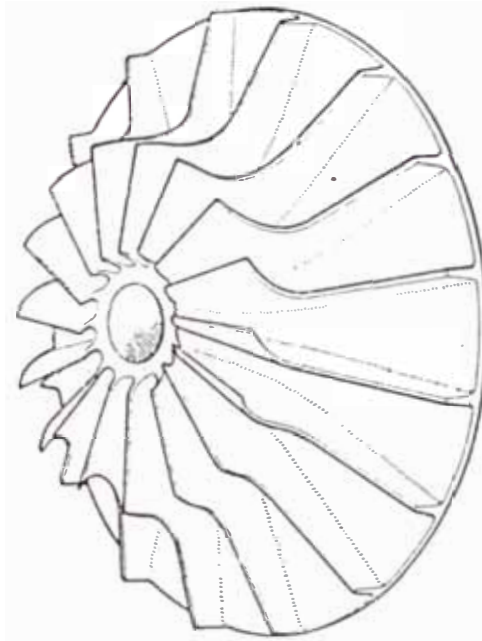


Fig 3.15.-Compresor del tipo semiabierto.

- Características del compresor centrífugo.- El funcionamiento del compresor centrífugo puede ser evaluado por su curva característica expresada por la función existente entre la altura de presión  $H$  (o el grado de elevación de presiones  $P_2/P_1$ ) y el gasto o consumo volumétrico  $Q$ , a valores constantes de rotación.

Con el fin de facilitar el entendimiento de esta curva característica se muestra el siguiente esquema del compresor centrífugo en el cual se han graficado los

triángulos de velocidades tanto a la entrada como a la salida del rodete.

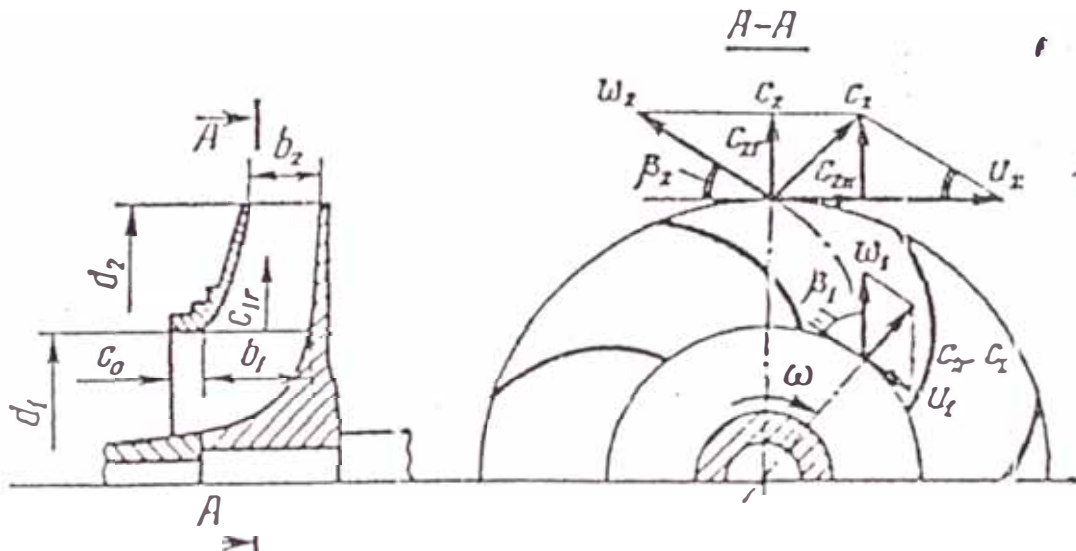


Fig.3.15.-Triángulo de velocidades de un compresor centrífugo.

Se sabe que la altura de Euler  $H_\omega$ , está dada por:

$$H_\omega = \frac{(U_2)^2 - (U_1)^2}{2g} + \frac{(W_2)^2 - (W_1)^2}{2g} + \frac{(C_2)^2 - (C_1)^2}{2g} \dots (3.3)$$

Donde:  $U$  = Velocidad tangencial del rodete.  
 $W$  = Velocidad relativa del flujo.  
 $C$  = Velocidad absoluta del flujo.

También se deduce que:

$$H_{\infty} = \frac{U_2 \cdot C_{2u} - U_1 \cdot C_{1u}}{\dots} \dots (3.4)$$

Donde:  $C_{2u}$  y  $C_{1u}$  son componentes de  $C$  a lo largo de  $U$

Cuando no hay giro preliminar en la entrada  $C_{1u}=0$  y si los álabes son radiales  $\beta_2 = 90$ ,  $U_2 = C_{2u}$ .

$$\text{Entonces: } H_{\infty} = \frac{(U_2)^2}{2g} \dots (3.5)$$

La altura de compresión de un compresor está dada por:

$$H = \frac{R \cdot T_0 \left[ (P_k / p_0)^{(k-1)/k} - 1 \right]}{(k-1)/k} \dots (3.6)$$

$$\text{También: } H = \frac{\phi \cdot (U_2)^2}{2g} \dots (3.7)$$

La característica de un compresor centrífugo se puede observar en la figura 3.16

En este gráfico se puede apreciar que a medida que aumenta el caudal de aire ( $n = \text{constante}$ ) el grado de incremento de presión no varía significativamente al principio (veces se incrementa un poco) y después comienza a declinar cada vez más rápidamente.

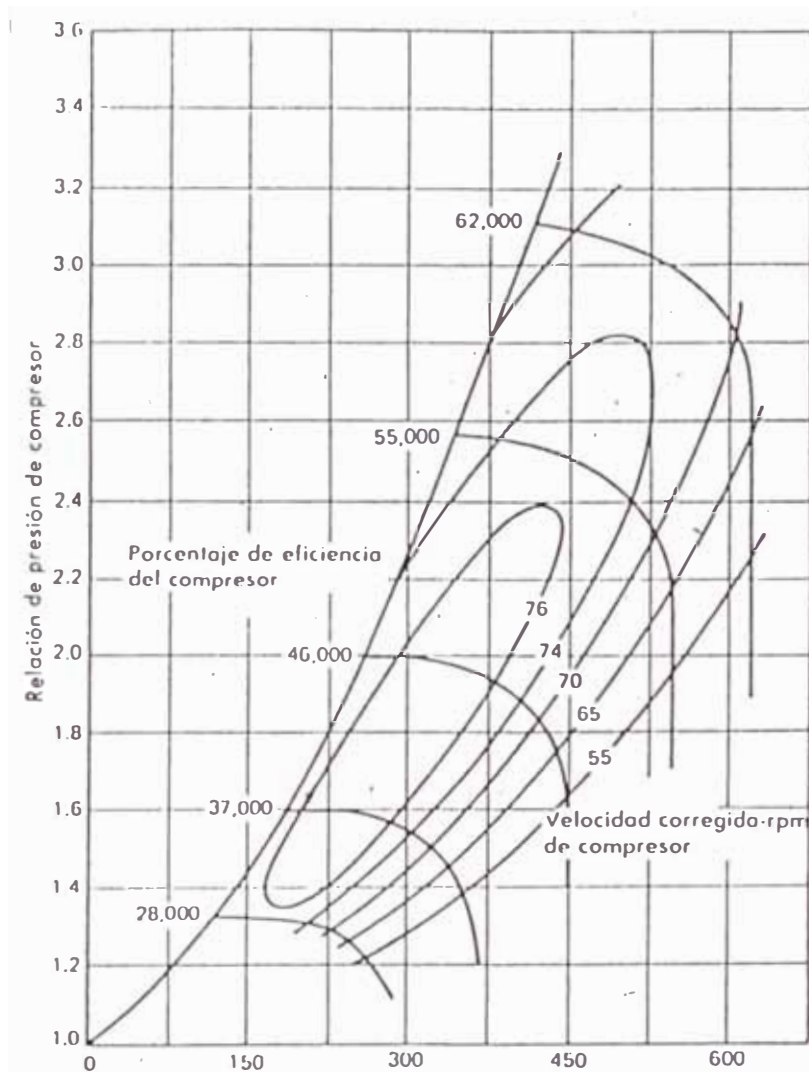


Fig.3.16.- Curvas características de un compresor centrífugo.

- 1) zona inestable
- 2) límite de bombeo
- 3) zona estable
- 4) zona de bajo rendimiento (no operativo)

El régimen de trabajo de los compresores centrífugos está dado por el límite de bombeo, que viene a ser el punto donde  $H_o (P_2/P_1)$  es máximo, aquí se tiene el

caudal mínimo en el cual puede operar el compresor; pues para valores inferiores de  $Q$  empieza a fluctuar el flujo, pues hay un retroceso de este debido a la depresión que se produce y es peligroso por que genera vibraciones fuertes que perjudican a la instalación ver Fig.3.17.

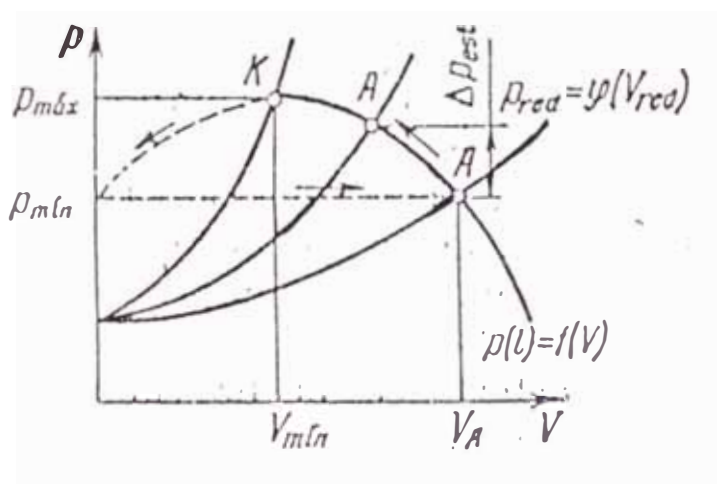


Fig 3.17.- Límite de bombeo de un compresor.

Los regímenes de trabajo óptimos de un compresor se dan en las zonas de mayor rendimiento por eso no se recomienda trabajar al compresor en las zonas de bajo rendimiento pues las pérdidas mecánicas e hidráulicas se incrementan mucho, lo cual es perjudicial para el equipo. Además otra limitación sería la velocidad crítica.

Según Church A.H. se denominan velocidades críticas del árbol a las velocidades en las cuales tienen lugar fuertes vibraciones, por tal motivo los árboles son proyectados de forma que sus velocidades críticas estén



20% o 30% por encima de la velocidad de funcionamiento u operación.

### 3.4.2.-La turbin

Una turbina es una máquina que transforma la energía de un fluido ( que puede ser vapor, líquido o gas ) en energía mecánica.

Para un grupo turbocompresor, la turbina aprovecha la energía de los gases de escape que salen del motor por el múltiple de escape siendo esta turbina llamada "turbina a gas".

Las turbinas pueden clasificarse en:

- Turbinas de acción.
- Turbinas de reacción.

Las turbinas de acción ,son aquellas que permiten la expansión total de los gases en las toberas (distribuidor) de modo que los gases ingresan al rodete con su máxima energía cinética, en estas turbinas la presión del gas en el rodete se mantiene constante. Es decir el chorro del fluido que ingresa al rodete genera una "fuerza activa " sobre el álabe la cual se encarga de hacer girar al rotor.

La figura 3.17 nos muestra la geometría de este tipo de turbinas.

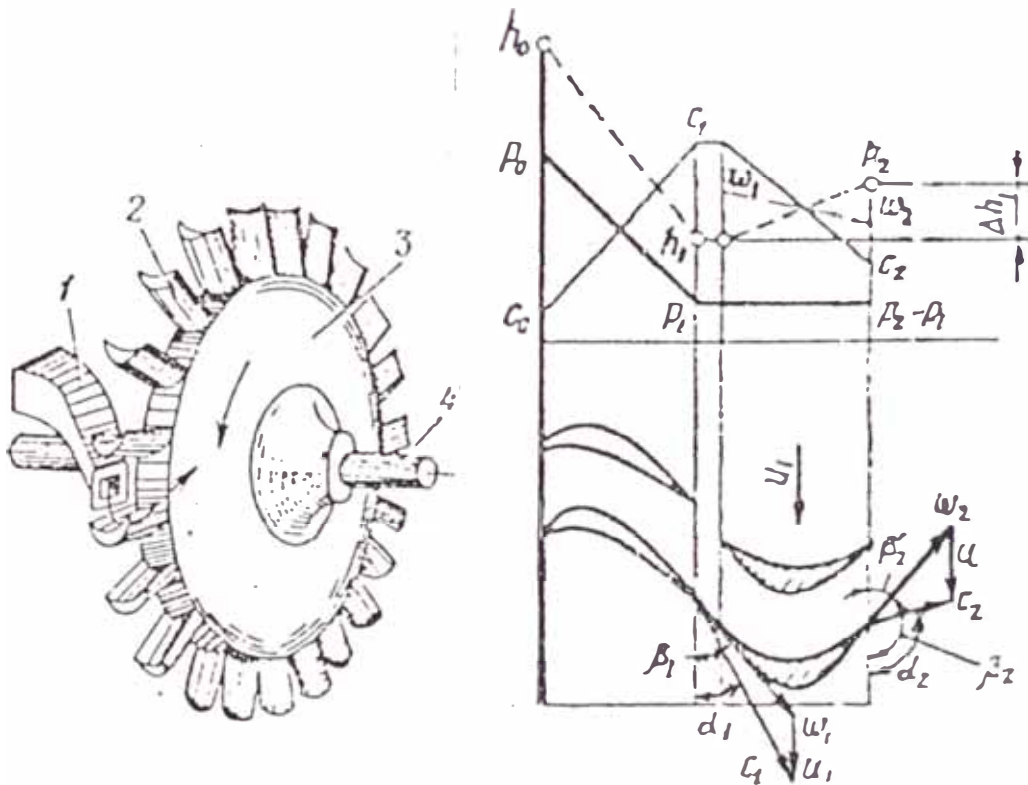


Fig.3.17.- Turbina de acción.

Las turbinas de reacción funcionan con expansión parcial del gas en la tobera (distribuidor) y expansión parcial en los álabes de la turbina. En estas turbinas la velocidad tangencial sobre el disco del rodete se crea parcialmente debido a la transformación de la energía cinética del gas en energía mecánica en la entrada de los álabes, pero fundamentalmente se debe gracias a la fuerza de reacción que se obtiene cuando sale el gas de los álabes. La primera turbina de reacción la construyó Herón de Alejandría 120 años antes

de Cristo. (ver fig. 3.18)

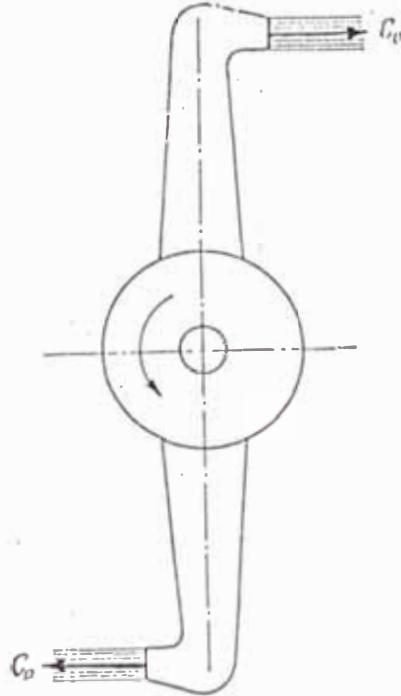


Fig.3.18.- Turbina construída por Herón.

En la siguiente figura se muestra una etapa (rodete distribuidor) de una turbina de reacción.

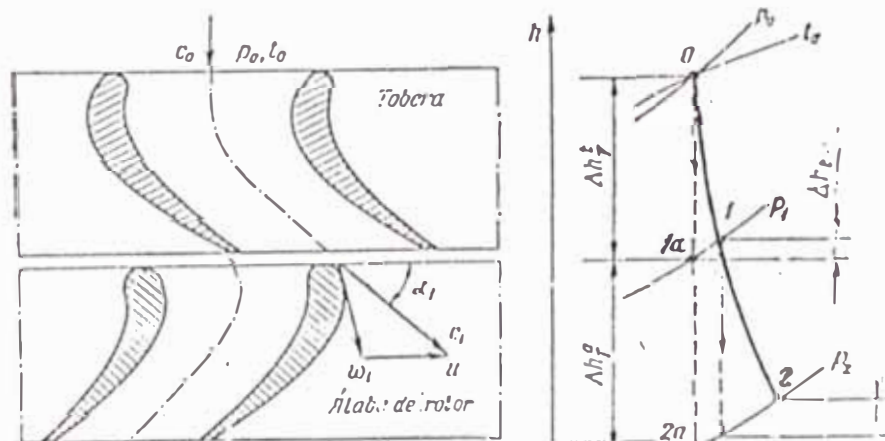


Fig.3.19.- turbina de reacción.

Se denomina **GRADO DE REACCION** a la relación existente entre la caída térmica en el rodete de la turbina y la caída térmica total (tanto en la tobera como en el rodete), expresando en otra forma:

$$r = \frac{H_r}{H} = \frac{H_r}{H_{tobera} + H_r}$$

Para las turbinas de reacción  $r < 1$  y en las de acción  $r = 0$ .

Las turbinas de alimentación isobárica son las turbinas de reacción y las de sobrealimentación por impulsos, las de acción.

Las turbinas también pueden clasificarse en axiales y radiales de manera análoga a los compresores. Para motores que trabajan con grandes caudales y velocidades constantes (motores estacionarios) se utilizan las turbinas axiales (rangos mayores a 300 mm de rodete), y para motores que trabajan para pequeños caudales y velocidades variables (motores de vehículos) se utilizan turbinas radiales (para rangos menores a 160 mm).

Las características de una turbina son similares a las del compresor y para un diseño adecuado conviene

conocer su comportamiento así como sus factores limitantes a fin de no sobrepasarlos.

Uno de los factores limitantes es el caudal límite, es decir las turbinas admiten un caudal máximo debido a que en la tobera cuando alcance una velocidad sónica el flujo másico no puede variar y a partir de allí este valor se mantiene constante.

Otra limitación es la velocidad de giro, pues al subir el régimen de giro suben con él las presiones y temperaturas que hacen que la resistencia mecánica de los componentes llegue a condiciones críticas.

Otro límite muy importante es el impuesto por la temperatura de los gases de escape (entre 600 °C y 700 °C) que además de muy calientes son todavía oxidantes y lo que es peor entarquinan con mucha facilidad la superficie de los álabes y distribuidores con depósitos grasientos que crean resistencias, modifican los pasos y desequilibran piezas.

El siguiente gráfico de parámetros reducidos, nos muestra el comportamiento de una turbina.

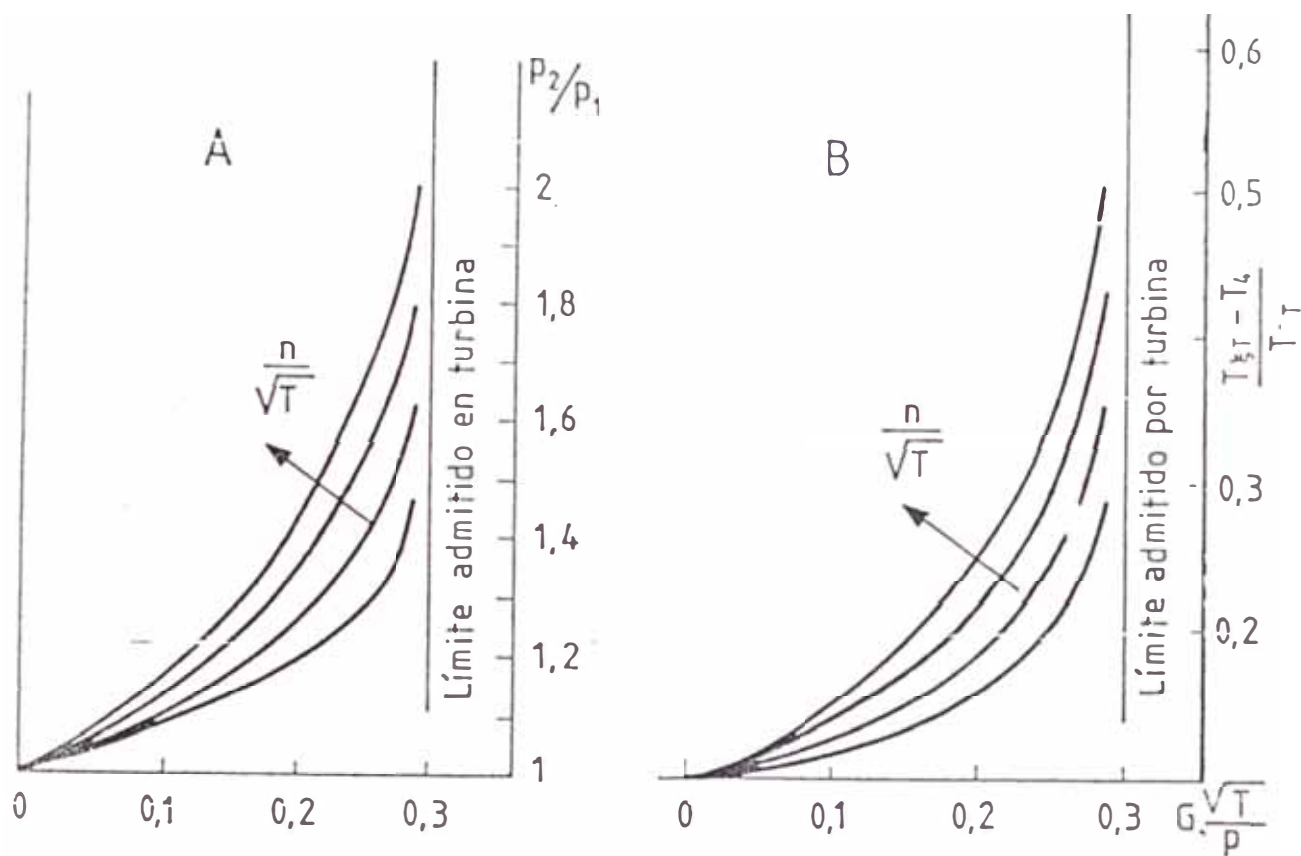


Fig. 3.20 Curvas características de una turbina  
 A) Presión-gasto  
 B) Temperatur -gasto

## I

# CALCULO TERMICO DEL MOTOR SOBREALIMENTADO MODELO C4236V EN CUALQUIER ALTITUD Y MODELACION MATEMATICA DEL DIAGRAMA INDICADO DEL MOTOR TURBOCOMPENSADO

### 4.1 Generalidad s

El régimen de funcionamiento del motor se determina por la frecuencia de rotación del cigüeñal, la posición del órgano de regulación (cremallera de la bomba de combustible en el motor diesel y válvula de estrangulación en el motor de carburador) y el estado térmico del motor.

En el **régimen estable** el momento torsional del motor es igual al momento sumario de resistencia aplicado al cigüeñal del motor y la posición del órgano de regulación, la frecuencia de rotación y el estado térmico del motor son invariables.

En el **régimen inestable** inestable el motor produce una energía menor ó mayor de la necesaria para vencer la carga exterior. En el régimen inestable pueden variarse la carga exterior, la frecuencia de rotación la posición del órgano de regulación y el estado térmico del motor.

Por **proceso transitorio** se entiende la variación del régimen de funcionamiento del motor, mientras tanto el régimen inicial (de partida), como el final puede ser

inestable o estable.

Los motores de las máquinas para las carreteras y construcción de obras públicas trabajan como norma en regímenes no estables. Los motores de automóvil funcionan en un amplio margen de cambio de velocidades, pero cualquiera que sea las rpm del cigüeñal el motor debe funcionar establemente con toda las cargas posibles.

Para cada frecuencia de rotación existe el valor máximo de la carga exterior que el motor es capaz de vencer sin salir fuera de sus límites de economía, intensidad térmica y mecánica, humeado y toxicidad admisibles de los gases de desecho. En el motor de carburador la carga máxima se vence al ser completamente abierta la válvula de estrangulación y en el motor diesel estando la cremallera en el tope, con ello el motor trabaja según la característica de velocidad.

Según los índices de potencia y económicos de los motores (en particular de los específicos) permiten apreciar las características de explotación de los motores y el grado de su perfección constructiva.

Aprovechando los valores de estos índices se regulan los sistemas, mecanismos del motor, se determina su estado técnico y preparación. Precisamente según el conocimiento de estos índices del motor se establece su correspondencia a una u otra aplicación.

Las características de los motores en los regímenes estables se determinan en los bancos especiales provistos de frenos, capaces de absorber la energía que desarrolla



el motor en los límites de todo el campo de regímenes de trabajo y mediante aparatos de medición especiales.

Para simular las características del motor previamente se deben conocer los índices energéticos, operacionales y económicos del motor mediante la simulación de un cálculo térmico.

#### 4.2 Simulación del cálculo térmico de los motores

##### Diesel sobrealimentados a cualquier altitud

Se llama cálculo térmico, al análisis de cada uno de los distintos procesos que tienen lugar en los motores, los cuales permiten establecer los índices previsibles del ciclo del motor.

Basándose en los resultados del cálculo se pueden determinar las principales dimensiones del motor (diámetro del pistón y carrera del pistón) y efectuar un cálculo comprobatorio de sus principales piezas.

Los métodos de simulación del ciclo operacional empleados en este trabajo han sido tomados de varios autores soviéticos entre ellos N.N. Patrajaltsev, M.S. Jovaj y A.S. Orlin.

##### 4.2.1 Cálculo de los parámetros de la sustancia de

##### trabajo

Como se sabe, el motor tiene como sustancia de trabajo el aire ambiental que ingresa por el múltiple de

admisión y el combustible que en los diesel es inyectado directamente a la cámara.

Para empezar el cálculo térmico se debe tener como datos iniciales:

- a. Datos técnicos del motor
- b. Condiciones ambientales
- c. Características del combustible

a. Datos técnicos: fueron dados en el capítulo II

b. Condiciones ambientales: Como punto de partida en el cálculo térmico se debe tomar la presión y temperatura del aire atmosférico ( $P_0$ ,  $T_0$ ) a nivel del mar (a condiciones estándar)

los valores a tomarse dependen de la Norma en la que se trabaje.

-Según la Norma Inglesa B.S. AU 141 a: 1971

$$P_0 = 0.1 \text{ MPa} = 760 \text{ mm Hg}$$

$$T_0 = 20^\circ\text{C}$$

-Según la Norma Americana SAE J-270 1,3,4

$$P_0 = 746 \text{ mm Hg}$$

$$T_0 = 29.4^\circ\text{C}$$

Cuando el motor trabaja en altura, las condiciones ambientales varían:

Según la I.N.A. (Instituto Nacional de la Atmósfera)

$$T = T_0 - 6.5 H \quad (\text{donde } T_0 = 288^\circ\text{K})$$

H = altura en Km

Esta fórmula es válida hasta  $H \leq 11$  Km

También:

$$P = P_0(1 - 0.02257 * H)^{5.256}, \text{ para } H \leq 11 \text{ Km}$$

donde:  $P_0 = 0.1013$  MPa

En el Perú la atmósfera tiene una composición diferente por tanto las fórmulas dadas por la INA no son aplicables

Para el Perú se tiene lo siguiente:

$$P = P_0 * (1 - 2.257 * 10^{-2} * H)^{5.256} \quad \text{hasta } H \leq 5 \text{ Km}$$

$$T = 291.81 - 0.00152 * H \quad \text{para } 0 < H < 3 \text{ Km}$$

$$T = 308.9 - 0.00714 * H \quad \text{para } 3 \text{ Km} < H < 5 \text{ Km}$$

**c) Composición del combustible.** - Las características del petróleo diesel 2 producido por Petroperú en la refinería de la Pampilla tiene la siguiente composición :

$$C = 0.871, H = 0.129, O = 0.00$$

$$\text{Poder calorífico (Hu)} = 49.91 \text{ MJ/Kg}$$

$$\text{Densidad relativa a } 15/15 = 0.8541 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Índice de cetano} = 52.2$$

$$\text{Punto de inflamación} = 67.8$$

#### 4.2.2 Parámetros de la Combustión del Combustibles

En este acápite estudiaremos las reacciones químicas que experimenta un combustible al reaccionar con el oxígeno del aire.

**1. Cantidad estequiométrica de aire por 1 Kg de combustible**

$$l_o = (1/0.23) (8C/3 + 8H - O) \quad \text{Kg} \quad (4.1)$$

$$L_o = (1/0.21) (C/21 + H/4 - O/32) \quad \text{Kmol} \quad (4.2)$$

la masa molecular aparente del aire es:

$$\mu_a = 28.97 \text{ Kg/Kmol}$$

por tanto:  $L_o = l_o/\mu_a$  (4.3)

**2. Cantidad de carga fresca (aire real) para quemar 1 Kg de combustible**

$$M_1 = \alpha L_o \quad \text{Kmol} \quad (4.4)$$

donde  $\alpha$  : es el coeficiente de exceso de aire.

Según datos experimentales dados por N.N.

Patrajaltsev:  $\alpha = 1.2$  a  $1.7$  para Diesel aspirados rápidos

Además Vsorov da:  $\alpha = 1.8$  a  $2.3$  para Diesel sobre-alimentados

**3. Cantidad de los productos de la combustión estequiométrica, es decir  $\alpha = 1$**

$$M_o = C/12 + H/2 + 0.79 L_o \quad \text{Kmol} \quad (4.5)$$

**4. Cantidad real de los productos de la combustión**

$$M_2 = M_o + M_{2\alpha} \quad (4.6)$$

donde:  $M_{z\alpha} = (\alpha - 1) L_0$  . . cantidad de aire excedente en la reacción

**5. Coeficiente de variación molecular.-** Representa el cambio de volumen ocurrido en la mezcla debido a la combustión.

$\mu_0$  : Coeficiente teórico de variación molecular

$$\mu_0 = M_2 / M_1 \quad (4.7)$$

$\mu$  : Coeficiente real de variación molecular

$$\mu = (M_2 + M_r) / (M_1 + M_r) \quad (4.8)$$

$M_r$  : Cantidad de gases residuales dentro del cilindro

$r_0$  : Fracción volumétrica de variación molecular de la mezcla estequiométrica

$$r_0 = M_0 / M_1 \quad (4.9)$$

$r_\alpha$  : Fracción volumétrica del exceso de aire en los productos de la combustión

$$r_\alpha = M_{2\alpha} / M_1 \quad (4.10)$$

Luego:  $r_0 + r_\alpha = 1$

#### 4.2.3 Cálculo de los parámetros del proceso de intercambio de gases

1. Presión al final de la admisión ( $P_m$ )

$$P_m = P_k - \Delta P_m \quad (4.11)$$

donde:  $p_k$  = presión a la salida del compresor o  
presión a la entrada del cilindro en el  
ducto de admisión

$\Delta p_a$  = pérdidas hidráulicas en el ducto de  
admisión

Según Jovaj :

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{ad}) w_{ad}^2 \cdot f_k / 2 \quad (4.12)$$

donde:  $\beta^2$  factor de amortiguamiento de carga  
 $\xi_{ad}$  = coeficiente de amortiguamiento de la  
carga en la sección más estrecha  
 $f_k$  densidad del aire a la entrada  
del cilindro en el ducto de admisión  
 $w_{ad}$  = velocidad de movimiento de la carga  
en la sección de paso

Según datos experimentales dados por Jovaj:

$$w_{ad} = 50 / 130 \quad \text{m/s}$$

$$(\beta^2 + \xi_{ad}) = 2.5 \quad \text{a} \quad 4$$

También Jovaj recomienda:

$$w_{ad} = (2 \pi R n (1 + \lambda^2)^{1/2}) A_p / f_{ad} \quad (4.13)$$

Además:  $\lambda = R/L$

$A_p$  = área del pistón.

Donde:  $R$  = radio de la manivela (m)

$L$  = longitud de la biela

$n$  = revoluciones del cigüeñal (rps)

$f_{ad}$  = área de la sección de paso de la válvula  
en la sección mas estrecha.

Además según Vsorov

$$f_{ad} = \pi h (d_g \cos \phi - (\cos^2 \phi \cdot \text{seno } \phi) h) \quad (4.14)$$

Donde:  $h$  = alzada de la válvula (datos del fabricante)

$d_g$  = diámetro de la garganta del ducto de la admisión  
(dato del fabricante ó asumir la recomendación de Vsorov,  $d_g = (0.18 \text{ a } 0.3) h$ ).

$\phi$  = ángulo de bisel puede ser  $30^\circ$  ó  $45^\circ$

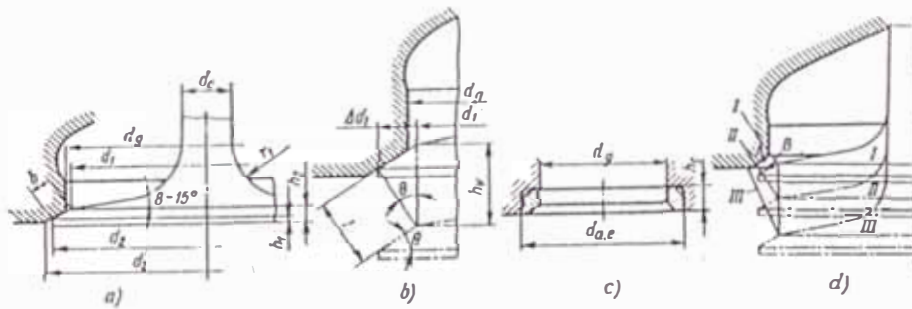


Fig 4.1 Secciones de paso en el asiento para diferentes desplazamientos de la válvula y dimensiones principales de la válvula y el asiento.

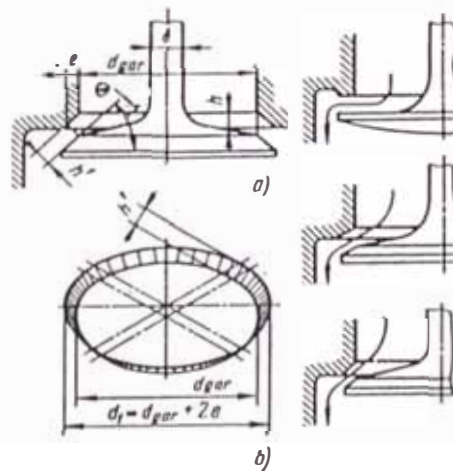


Fig 4.2 esquema para determinar el área de la sección del orificio de paso de la válvula

Además:  $p_k/p_0 = \pi =$  relación de presiones en el compresor

$$p_k = \pi_k \cdot p_0 \dots\dots\dots(4.15)$$

$\pi_k$ , varía según las características del turbocompresor desde un valor mínimo hasta un máximo dependiendo del caudal de aire, como se explicó en el capítulo III.

A continuación damos un gráfico donde se muestran las curvas características de compresores de fabricación soviética.

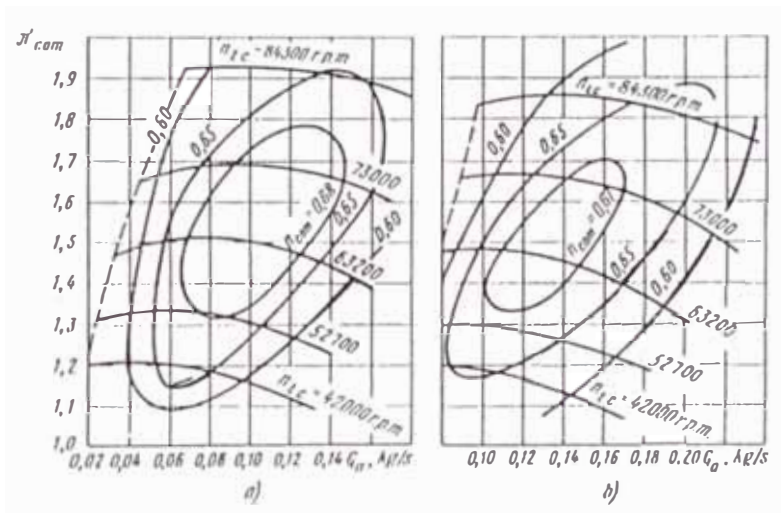


Fig 4.3 Características universales de los turbo-compresores TKR-7 de D1=47mm y D2=54mm

En el apéndice No 1 se muestran rangos de  $\pi_k$  en función de las potencias y Rpm. del motor; según estas tablas para nuestro motor  $\pi_{k,max} = 2$  (pues no tiene enfriador intermedio).

Además Patrajalsiev recomienda algunos datos experimentales de rangos de  $\pi_k$ .



$\pi_k = 1.7$  a  $2.2$  , para Diesel de pequeñas revoluciones y gran potencia.

$\pi_k = 1.4$  a  $3$  , para Diesel de medianas revoluciones y gran potencia.

$\pi_k = 1.5$  a  $2$  , para tractores de elevadas rpm.

$\pi_k = 1.5$  a  $4$  , para vehículos de transporte y elevadas revoluciones.

Además :

$$T_k = T_0 [ 1 + (\pi_k^{(k-1)/k} - 1) / \eta_k ] \dots\dots\dots(4.16)$$

Donde :  $\eta_k$  = eficiencia adiabática del compresor, varía de 0.70 a 0.80 (según Zuvarev)

$k$  = coeficiente adiabático = 1.4

Además :  $\rho_k = \rho_0 (P_k/P_0) (T_0/T_k) \dots\dots\dots(4.17)$

Donde :  $\rho_0$  = densidad a condiciones estandar.

$\rho_k$  , según datos experimentales se recomienda:  
(Patrajalsier, Jovaj).

- de (0.85 a 0.9)  $\rho_0$  , para motores de cuatro tiempos sin sobrealimentación.

-de (0.9 a 0.96)  $\rho_k$  , para motores sobrealimentados.

Para valores de  $\pi_k > 2$  (elevada sobrealimentación) en la tubería de admisión se instala un enfriador después del compresor para disminuir  $T_k$  , con el fin de no llegar a

los límites de los esfuerzos térmicos admisibles, como se ve en la siguiente figura 4.4.

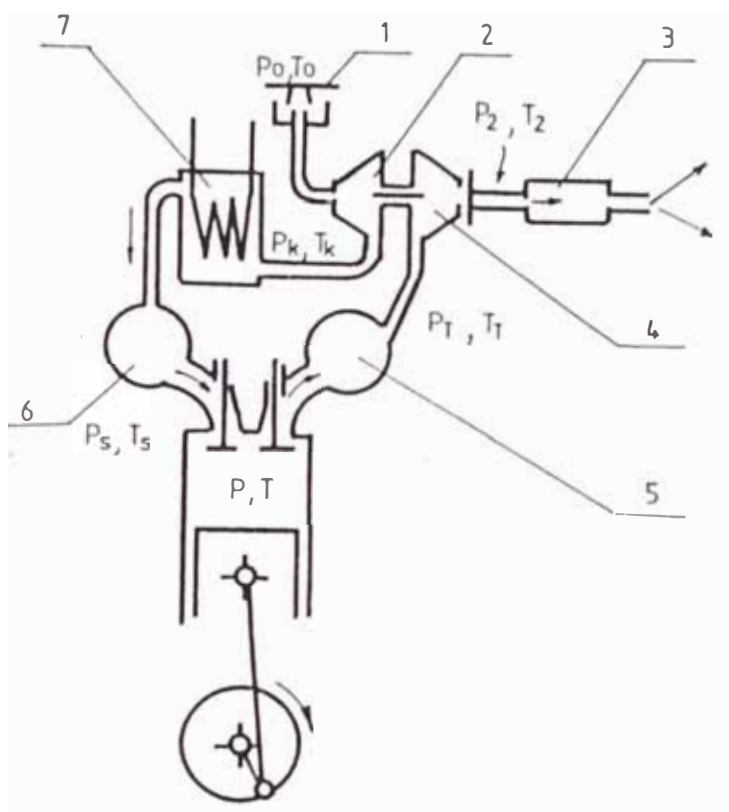


Fig 4.4 Esquema del motor diesel sobrealimentado por turbocompresor con enfriador intermedio.

- 1) filtro de aire
- 2) compresor
- 3) silenciador
- 4) turbina
- 5) múltiple de escape
- 6) múltiple de admisión
- 7) enfriador de aire

$$\text{En este caso: } p_a = p_e - \Delta p_a \dots\dots\dots(4.18)$$

$$T_a = T_k - \Delta T_{ref} \dots\dots\dots(4.19)$$

$$p_a = p_k - \Delta p_{ref} \dots\dots\dots(4.20)$$

Donde :  $\Delta p_{ref}$  = Pérdidas hidráulicas en el enfriador según datos experimentales dados por Patrajaltsev.

de (0.01 a 0.05) k g/cm<sup>2</sup>

$\Delta T_{ref}$  = puede llegar hasta 70°k

### Coeficiente de Gases residuales ( $\Gamma_r$ )

Evalua la cantidad de gases residuales que queda en el cilindro al finalizar el escape que en este proceso no logra desalojar por completo del cilindro los productos de la combustión.

$$\Gamma_r = M_r / M_1 \quad (4.21)$$

En los motores de cuatro tiempos puede considerarse aproximadamente:

$$M_r = (p_r V_c) / (R_g T_r) \quad (4.22)$$

Donde:  $V_c$  = volumen muerto

$p_r$  = Presión dentro del cilindro al final del escape o de gases residuales

$T_r$  = Temperatura dentro del cilindro al final del escape

$R_g$  = La constante universal de los gases  
8,314 J / kmol °k.

También se demuestra que para los motores de cuatro tiempos:

$$\Gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T) P_r}{T_r (\epsilon p_a - p_r)} \quad \dots\dots(4.23)$$

Donde:  $T_a$  = Temperatura en el cilindro al final de la admisión.

Según Jovaj:  $p_r = (1.1 \text{ a } 1.25) p_a$  , aspirados.

$p_r = (1.1 \text{ a } 1.25) p_p$  , para sobrealimentados.

Donde:  $p_p$  = es la presión en el colector de escape antes de ingresar a la turbina.

Patrajaltsev recomienda:

$\Gamma_r = 0.03$  a  $0.06$  , aspirados de cuatro tiempos.

$\Gamma_r = 0.00$  a  $0.04$  , sobrealimentados de cuatro tiempos

$$T_a = \frac{T_m + \Delta T + \Gamma_r \cdot T_r}{1 + \Gamma_r} \dots\dots\dots(4.24)$$

Donde:

$T_m$  = Temperatura en el colector de admisión después del enfriador. ( Si no hay enfriador:  $T_m = T_k$  )

$\Delta T$  = Temperatura de calentamiento de la carga.

Según Jovaj:  $\Delta T = 20^\circ$  a  $40^\circ\text{C}$  , Diesel aspirado

$\Delta T = 0$  a  $20^\circ\text{C}$  , ECH aspirado.

Según Orlin:  $\Delta T = 0$  a  $15^\circ$  , para Diesel sobrealimentados.

Jovaj recomienda:

$T_r = 900$  a  $1000$  °k, para motores a gasolina.

$T_r = 750$  a  $900$  °k, para motores Diesel.

$T_r = 750$  a  $1100$  °k , para sobrealimentados (según V. Uvarov).

Según Zuvarev, en forma aproximada se puede calcular.

$$\delta_e = \frac{1}{\left[ 1 - \frac{((\pi_k)^{0.286} - 1)}{\tau} \right]^4} \dots\dots(4.25)$$

Donde :  $\delta_e = \frac{p_e}{p_p}$  , relación de presiones en la turbina

Donde :

$$\tau = 1.15 \frac{T_p}{T_o} \eta_{tk} (1 + 1/\alpha l_o) \dots (4.26)$$

$\tau$  = coeficiente de calidad del turbocompresor

$T_p$  = temperatura en el colector de escape antes de la turbina.

$\eta_{tk}$  = rendimiento del turbocompresor (0.45 a 0.57).

$$T_p = 1.13 T_k + 1850 / [\epsilon^{\alpha} \cdot z^{\beta} (1 + \alpha l_o)] \text{ } ^\circ\text{k} \dots (4.27)$$

Además en forma análoga al proceso de admisión se puede considerar :

$$p_p = p_r - \Delta p_r \dots (4.28)$$

De donde:

$$p_p = p_r - (\beta z + \xi_{ad}) (w_{ad})^2 \cdot f_r / 2 \quad (4.29)$$

$$\text{como: } f_r = p_r / (Rg T_r) \quad (4.30)$$

Entonces:

$$p_r = \frac{p_p}{1 - \frac{(\beta z + \xi_{ad}) (w_{ad})^2}{2 Rg T_r}} \quad (4.31)$$

### Eficiencia Volumétrica ( $\eta_v$ )

Llamado también coeficiente de llamado, es la razón entre la cantidad de carga fresca que se encuentra en el cilindro al inicio de la compresión real, es decir al

instante en que se cierran los órganos del intercambio de gases.

$$\eta_v = \frac{G_1}{V_{h_k}} \quad (4.32)$$

$G_1$  = es la cantidad de carga fresca ingresante al cilindro.

Se demuestra ;que para los motores de cuatro tiempos:

$$\eta_v = \xi_3 \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \frac{p_a}{p_k} \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left( 1 - \frac{\xi_1 \cdot \xi_2 \cdot p_r}{\epsilon p_a} \right) \quad (4.33)$$

Donde:

$\xi_1 = (M_1 + M_r) / M_1$  , coeficiente de llenado adicional

$\xi_3 = M_1 / M_{1a}$  , coeficiente de recarga

$$\xi_2 = e^{-\varphi_k}$$

$\varphi_k$  = coeficiente de barrido completo

$\eta_s = 1 - \xi_2$  , coeficiente de soplado

$$\eta_s = 1 / (1 + \Gamma_r)$$

$$= G_k / G_1$$

$G_k$  = masa de aire de barrido más llenado

$G_1$  = carga fresca

Según Orlin :  $\varphi_k = 0.9$  a  $1.4$  ( para Diesel sobrealimentados se recomienda valores bajos)

Además Orlin recomienda también :

$$\xi_1 - \xi_3 < 0.5 \%$$

$$\text{y } \xi_3 = 1.02 \text{ a } 1.07$$

Para condiciones nominales se puede asumir  $\xi_1 = \xi_3 = 1$

Jovaj da los siguientes rangos para  $\eta_v$  de motores aspirados:

0.80 a 0.90 motores lentos  
0.75 a 0.85 motores rápidos

Según Vsorov:

0.90 a 0.98 motores sobrealimentados

#### 4.24 cálculo de los parámetros del proceso de compresión

1.- En el proceso de compresión se elevan la temperatura y la presión de la mezcla.

Suponiendo adiabático el proceso de compresión de " a " a " c " , conociendo los términos de a se conocen los términos de c (ver figura 4.6)

$$T_c = T_a (\epsilon)^{\gamma-1} \quad (4.34)$$

El exponente adiabático de la compresión y el valor de la temperatura al final de la compresión, se obtienen, a partir de un balance térmico.

$$q_1 (U_c - U_a) + q_2 (U_c - U_a) - \frac{R}{\gamma - 1} (T_c - T_a) = 0 \quad (4.34)$$

$$T_c = (T_a \epsilon^{(\gamma-1)}) - 273) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.35)$$

Donde:  $q_1 = \frac{1 + r_{gr} \Gamma_r}{1 + \Gamma_r}$

$$q_2 = \frac{r_{gr} \Gamma_r}{1 + \Gamma_r}$$

Nótese que:  $q_1 + q_2 = 1$

$r_a$ ,  $r_c$  y  $\Gamma_r$  fueron calculados anteriormente:

$U_a$  y  $U_c$ , son las energías internas del aire en el inicio de la compresión y al final de la misma.

$U''_c$  y  $U''_a$  es la energía interna de los gases en el inicio del proceso de combustión.

$$U_a = u_a \cdot T_a,$$

$$U''_a = u''_a \cdot T_a$$

Donde  $u_a$  y  $u''_a$ , se leen de la tabla de propiedades de los productos de la combustión y del aire, (por interpolación asumiendo un valor de  $n_1 = k_1$ , en base al rango dado para  $n_1$ ,

podemos obtener un valor inicial para  $T_c$  por tanto conocemos:  $U_c$  y  $U''_c$ , análogamente al punto a, con lo cual se evalúa:

$$B = q_1 (U_c - U_a) + q_2 (U''_c - U''_a), - \frac{R}{k + 1} (T_c - T_a),$$

Supongamos que  $B > 0$  entonces  $B = B1$

buscamos otro  $n_1 = k_2$ , donde  $B < 0$ , y tenemos  $B = B2$



Suponiendo que  $B$  varía linealmente en función de  $k$ , hallamos  $n_1$ , para el cual  $B = 0$ .

El coeficiente politrópico  $n_1$  puede ser según Jovaj:

$n_1 = 1.32 \div 1.40$  para diesel rápidos aspirados

$n_1 = 1.30 \div 1.37$  para gasolineros.

$n_1 = 1.32$  a  $1.38$  para sobrealimentados.

También:

$p_c = 0.90 \div 1.50$  MPa para gasolineros.

$p_c = 3.50 \div 5.50$  MPa, para Diesel rápidos.

$T_c = 5.50 - 750$  °k, para gasolineros.

$T_c = 700 - 900$  °k, para Diesel.

#### 4.2.5.- pro eso d combustión

El proceso de combustión es un proceso complejo donde el combustible se quema entregando energía térmica al motor, haciendo que el pistón inicie su movimiento de expansión con lo cual se genera trabajo útil, en este capítulo solo nos abocaremos al cálculo de las temperaturas y presión máximas ( $P_x$ ,  $T_x$ ) y la presión y temperatura al final de la combustión ( $P_x'$ ,  $T_x'$ ).

Para calcular la temperatura al final de la combustión, se determina mediante la ecuación de la conservación de la energía dada por Jovaj de donde se deduce la ecuación dada por Patrajaltsev.

$$\frac{\xi_z H_u}{M_i(1+\Gamma_r)} + q_1 U_c + q_2 U_c'' + R T_c = \mu_r (U_z r_a + U_z'' r_o + R T_z) \quad (4.37)$$

$U_z$  ,  $U_c$  , energía interna de la mezcla fresca en Z. y C

$U_z''$  ,  $U_c''$  , energía interna de los productos de la combustión a  $T_z$  y  $T_c$ .

$\xi_z$  = coeficiente de aprovechamiento de calor.

$U$  = energía interna de un kmol de carga fresca.

$U''$  = energía interna de un kmol de productos de la combustión.

$T_z$  = temperatura al final de la combustión.

$\mu_r$  = coeficiente real de variación molecular.

= grado de elevación de presiones.

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} ,$$

$$\mu_r = \frac{\mu_o + \Gamma_r}{1 + \Gamma_r}$$

Según Jovaj:  $\xi_z = 0.70 \div 0.85$

$\lambda = 1.4 \div 2.2$  , para diesel rápidos aspirados.

$\lambda = 1.3 \div 1.6$  , para diesel sobrealimentados.

$T_z = 1900 \div 2200$  , para diesel.

Esta ecuación se resuelve por el método de las aproximaciones, asumiendo  $T_z$  , en forma análoga al cálculo del proceso de compresión.

#### 4.2.6.- proceso de expansión

Para calcular el índice politrópico  $n_2$  de expansión primero empezaremos definiendo algunos parámetros como:

$$f = \frac{\mu_r \cdot T_x}{\lambda \cdot T_c}, \text{ grado de expansión preliminar.}$$

$$\delta = \frac{\epsilon}{f}, \text{ grado de expansión posterior.}$$

De la ecuación de la conservación de la energía se deduce:

$$\frac{(\xi_b - \xi_x) H_u}{(\mu_b + \Gamma_r) M_1} = \frac{R}{n_2 - 1} (T_x - T_b) - r_a (U_x - U_b) - r_o (U_{x''} - U_{b''}) \quad (4.38)$$

$P_b$ ,  $T_b$ : temperatura y presión al final del escape.

$$T_b = \frac{T_x}{\delta n_2 - 1} \quad (4.39)$$

$$P_b = \frac{P_x}{\delta n_2} \quad (4.40)$$

De las ecuaciones (4.38) y (4.39), mediante el método de aproximaciones sucesivas obtenemos  $n_2$

Asumiendo en base al rango dado por algunos académicos soviéticos como Vsorov , Lukamin , Jovaj.

$$n_2 = 1.28 \div 1.3 , \text{ para Diesel.}$$

$$P_b = 0.20 \div 0.50 , \text{ MPa}$$

$$T_b = 1000 - 1200 , \text{ } ^\circ\text{k}$$

#### 4.2.7.- Parámetros que caracterizan el ciclo de trabajo

**Presión media indicada teórica ( $p_i$ )**

Se obtiene a partir del diagrama indicado teórico.

$$P_{i\text{te}} = P_a \frac{\epsilon^{\gamma_1}}{\epsilon - 1} \left[ \lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\delta^{\gamma_2 - 1}} \right) - \left( \frac{1}{n_1 - 1} \right) \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{\gamma_1 - 1}} \right) \right] \quad (4.41)$$

El diagrama indicado real tiene redondeos dado que el trabajo es menor y los redondeos se dan para mostrar las pérdidas en el diagrama indicado teórico , lo cual será mas detallado en el siguiente acápite.

**Presión media indicada real ( $P_i$ )**

$$P_i = \phi_d P_{i\text{te}} \quad (4.42)$$

$\phi_d$  = factor de diagrama o de redondeo  
(de 0.92 a 0.97)

Se recomienda los menores valores para los diesel rápidos.

### Potencia Indicada ( $N_i$ )

$$N_i = \frac{1}{30 \tau} [ p_i \cdot i \cdot V_h \cdot n ] \quad \text{kw} \quad (4.43)$$

donde  $p_i$  = Presión media indicada en MPa

$V_h$  = Volumen de desplazamiento en lts.

$n$  : rpm del cigueñal.

$i$  = Número de cilindros del motor.

$\tau = 4$  , para motores de cuatro tiempos.

### Presión media de pérdidas mecánicas ( $p_m$ )

Se puede evaluar según la fórmula dada por ORLIN.

$$p_m = p_m' \left[ 0.65 + 0.35 \left( \frac{p_p}{1.033} \right) \sqrt{\frac{288}{T_k}} \right] \quad (4.44)$$

donde:  $p_m' = k (\epsilon + 8.5) V_{mp}$  (4.45)

donde:  $k = 0.0105$  , para motores en línea.

$\epsilon$  = relación de compresión.

$$V_{mp} = \frac{s \times n}{30} \quad , \quad \text{velocidad media del pistón.} \quad (\text{m/s})$$

$p_m$  y  $p_m$ , en MPa.

**Pistón media efectiva ( $p_e$ )**

$$p_e = p_i - p_m \quad (4.46)$$

según Jovaj:  $p_e = 7 \div 20 \text{ kg/cm}_2$

**Potencia efectiva ( $N_e$ )**

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_h \cdot i \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (4.47)$$

**Potencia de pérdidas mecánicas ( $N_m$ )**

$$N_m = N_i - N_e \quad (4.48)$$

**Eficiencia mecánica ( $\eta_m$ )**

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (4.49)$$

Se recomienda :  $\eta_m = 0.7$  a  $0.85$  para ECH.  
 $\eta_m = 0.7$  a  $0.82$  para diesel  
 $\eta_m = 0.80$  a  $0.90$  para sobre-  
 alimentados

**Eficiencia indicada ( $\eta_i$ )**

El rendimiento indicado es la medición porcentual del aprovechamiento de calor en energía mecánica.

$$\eta_i = \frac{\alpha \cdot l_o \cdot p_i}{H_u \cdot \rho_k \cdot \eta_v} \quad (4.50)$$

$\eta_i = 0.28$  a  $0.29$  , para motores gasolineros.

$\eta_i = 0.42$  a  $0.48$  , para motores diesel rápidos.

**Rendimiento efectivo ( $\eta_e$ )**

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (4.51)$$

$\eta_e = 0.29$  a  $0.42$  , para diesel rápidos.

**Consumo específico indicado de combustible ( $g_i$ )**

$$g_i = \frac{3,600}{H_u \cdot \eta_i} , \quad \text{gr/kw - hr} \quad (4.52)$$

**Consumo específico efectivo de combustible ( $g_e$ )**

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \quad (4.53)$$

$$g_e = 170 \text{ a } 180 \frac{\text{gr}}{\text{cv hr}} , \text{ para diesel , en en regimen nominal.}$$

$$g_{e\text{min}} = 140 \text{ a } 145 \frac{\text{gr}}{\text{cv hr}} \text{ para diesel rápidos.}$$

**Consumo horario de combustible ( $G_c$ )**

$$G_c = g_e \cdot N_e \quad (\text{kg/hr}) \quad (4.54)$$

**Consumo horario de aire ( $G_a$ )**

$$G_a = \alpha \cdot l_o \cdot G_c , \quad (\text{kg/hr}) \quad (4.55)$$

Consumo ciclico de combustible ( $G_{cc}$ )

$$G_{cc} = \frac{G_c \cdot (1000)}{30 \cdot i \cdot n} \quad (4.56)$$

Potencia por litro ( $N_1$ )

$$N_1 = \frac{N_e}{V_n \cdot i} \quad , \quad \text{kw/lt} \quad (4.57)$$

#### 4.3 Modelacion matematica del diagrama indicado del motor perkins sobrealimentado modelo c4236v.

##### 4.3.1 Generalidades

La variación de la presión del gas (mezcla de aire y combustible) en el cilindro del motor cuando está en funcionamiento viene representada en función del volumen ( $P=f(V)$ ) ó en función del ángulo de giro del cigueñal ( $P=f(\varphi)$ ), en el primer caso se llama **diagrama indicado cerrado** del motor y en el segundo **diagrama indicado abierto**.

Al estudiar el diagrama indicado (real) del motor no tienen fronteras precisas que la delimiten, debido a la complejidad de los procesos que en el cilindro del motor se desarrollan, la forma ó característica del diagrama indicado depende de varios factores.

El trabajo del ciclo real se puede determinar por medio de un p r a o especial, llamado indicador de diagramas que obtiene el diagrama indicado abierto y



el diagrama indicado cerrado..

Para modelar matemáticamente una forma aproximada del diagrama indicado de un motor diesel, partiremos estudiando el ciclo termodinámico teórico de un motor alternativo (ciclo diesel), el cual es un ciclo donde se considera que el suministro de calor es desde el exterior y es mixto es decir se suministra mientras el sistema (motor) cumple con dos procesos uno a volumen constante y el otro a presión constante, como se aprecia en la figura 4.6.

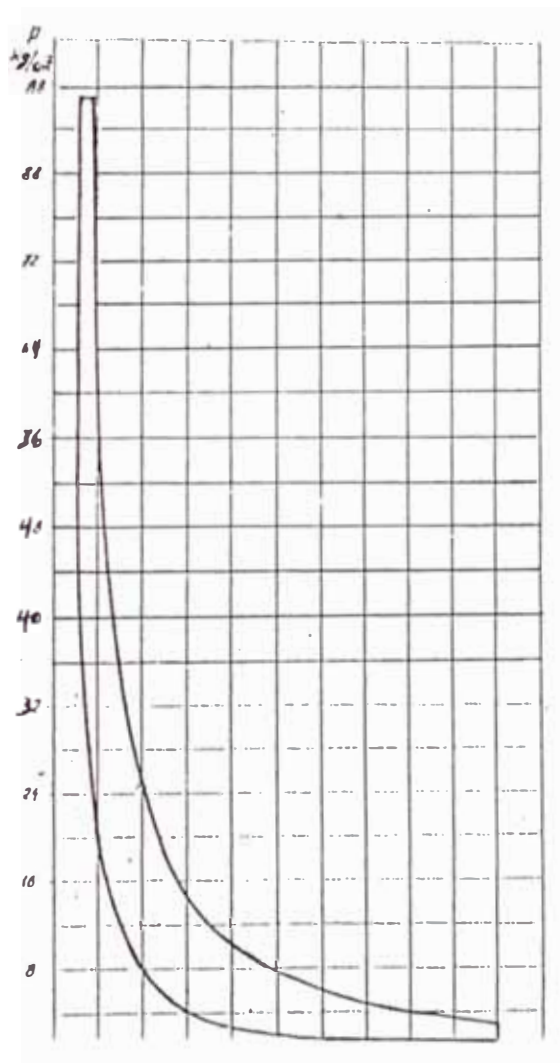


fig. 1 : Ciclo termodinámico de un motor diesel con suministro de calor mixto.

El ciclo real de un motor de combustión interna es totalmente diferente como ya se mencionó anteriormente, pues los procesos son reales y no obedecen las leyes de los procesos termodinámicos establecidos en la termodinámica clásica, debido a las pérdidas mecánicas, al intercambio de calor, etc; estos ciclos reales ó diagramas indicados del motor se muestran en el siguiente gráfico fig.4.7

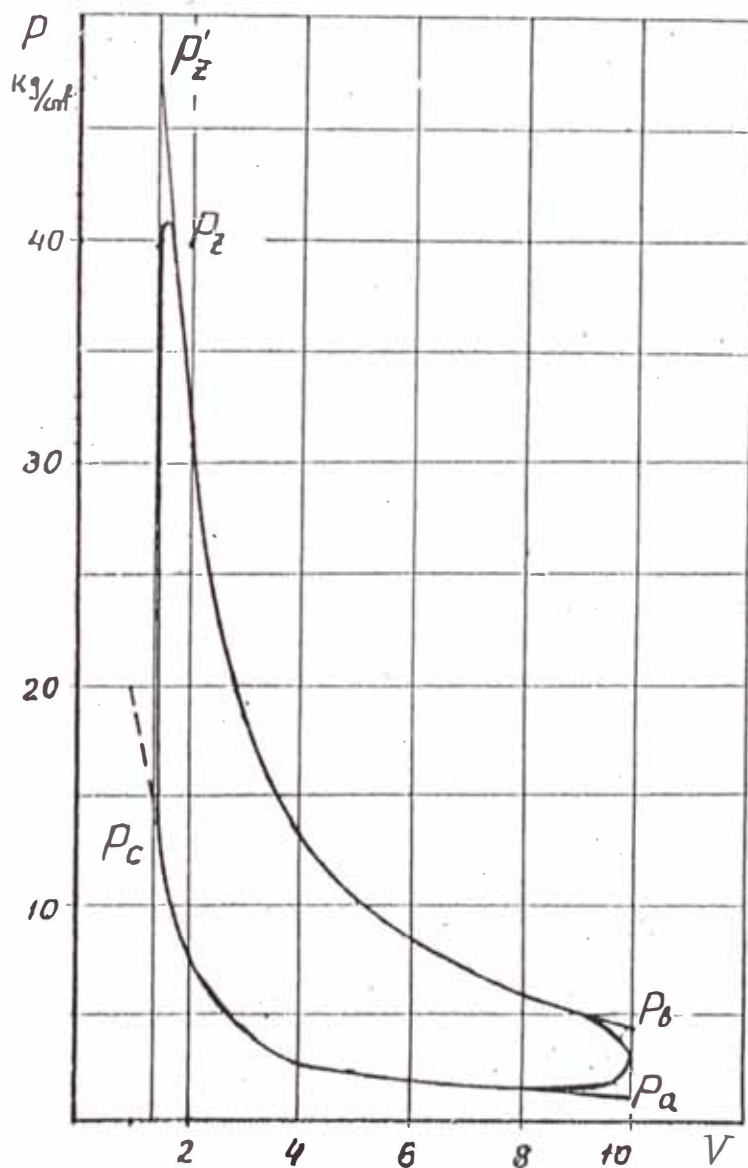


Fig.4.7 diagrama indicado de un motor ECH de 4 tiempos.

#### 4.3.2.- Metodología la modelación matemática del diagrama indicado cerrado

Por la forma del diagrama indicado real y el ciclo teórico del motor diesel mostrado en la figura 4.7 se puede apreciar que es posible obtener de manera aproximada a partir del ciclo teórico, mediante redondeos el diagrama indicado real. Este redondeamiento del diagrama en los lugares que determinan el paso de un proceso a otro, se efectúa a partir de los resultados obtenidos en investigaciones de motores análogos; cuyos rangos de variación ó aproximación se recomiendan en diversos textos especializados.

Para empezar el redondeo empezamos explicando, el comportamiento del motor durante los procesos que realiza en su trabajo durante un ciclo, además asumiremos que cada proceso que se realice bajo una determinada característica (sea con válvula abierta ó cerrada) tendrá una curva suave cerrada, y estará dada bajo una ley física ó una curva matemática continua que se ajustará según el tipo de proceso que se observará; para explicar mejor la metodología de la modelación matemática graficaremos la curva del ciclo teórico y su respectivo redondeo de manera aproximada sin aún saber el tipo de curva o ley a la que podría obedecer. ( fig.4.8)

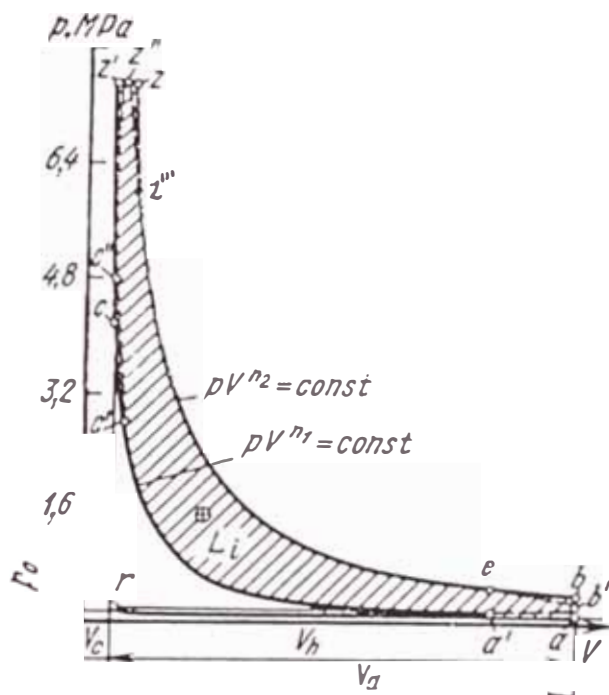


fig.4.8 Diagrama indicado de un motor diesel de 4 tiempos.

Empezaremos describiendo inicialmente los diversos procesos que sigue el motor.

Antes de empezar a detallar los procesos debemos dejar en claro que del cálculo término del motor se tienen definido los puntos  $(p_a, V_a)$ ,  $(p_b, V_b)$ ,  $(p_c, V_c)$ ; es decir los puntos del diagrama teórico.

A continuación se explicará los procesos que ocurren en el motor diesel, primero empezaremos con los procesos que ocurren con las válvulas cerradas (es decir,

compresión, combustión y parte de la expansión) aún no hablaremos del Intercambio de gases por ser un fenómeno un tanto complejo.

#### a) Proceso de Compresión

La compresión empieza en "a" teóricamente y debe terminar en "C". (como se ve en las figuras anteriores) sin embargo, debido a que la inyección del combustible empieza antes de que el pistón llegue al PMS y se va inflamando, ya que la explosión debe ocurrir cuando el pistón esté justo en el PMS., la presión empieza a incrementarse rápidamente desde C' hasta C" como se ve en la figura 4. (no es la politrópica)

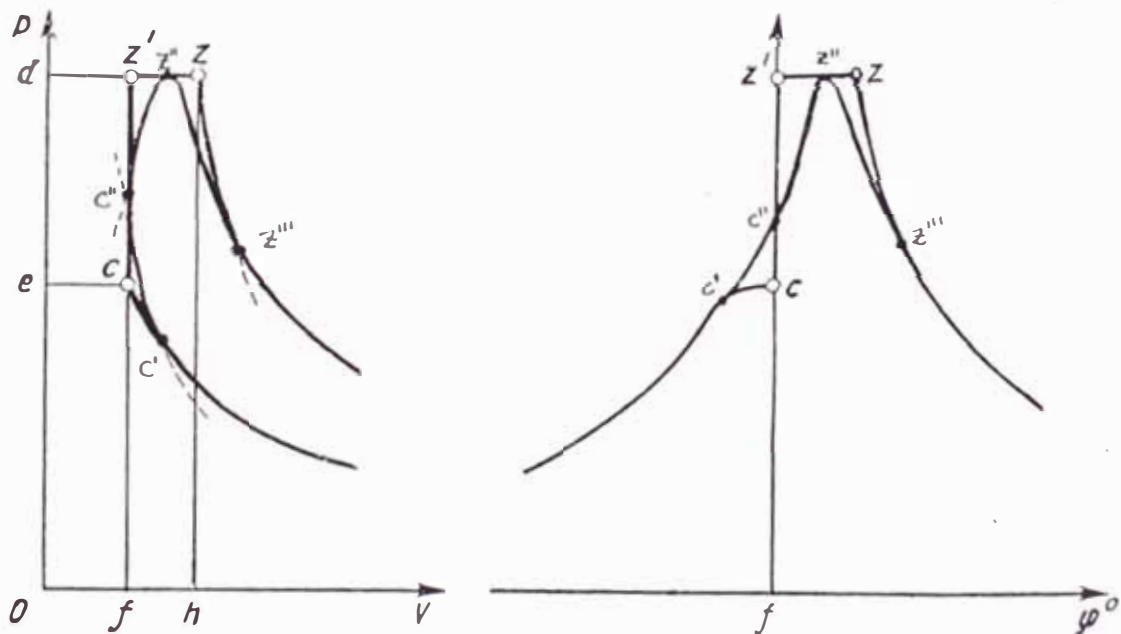


fig. Redondeo de la parte superior de la curva.

Asumiremos que la curva es una hipérbola y se interseca en C" con la recta vertical que pasa por el punto muerto superior (ver fig. 4.9), el punto C" , quedará definido con el ángulo de avance de inyección que según los fabricantes de motores depende del tipo y motor y según [Jadriyan]. La inyección empieza:

8° a 12° antes del PMS. para diesel sobrealimentados

10° a 25° antes del PMS para diesel aspirados según [Lukamin]

Asumiremos que la curva que une C' y C" es una hipérbola de la forma:

$$P_x = k_1 / (V_x)^{n_x} \quad (4.58)$$

$V_x$  en litros y  $P_x$  en MPa)

donde:  $n_x > n_1$  , debido a que en este sector el volumen es menor que 1 litro. Se asume  $n = 2$  y para que  $P_x > P_{\text{atm}}$ . El punto C" , puede quedar definido

según:

$$\lambda = \frac{P_x}{P_c} \quad (4.59)$$

Se toma :  $\lambda_v = \frac{P_x}{P_{c''}}$  pues es un real.

Además:  $\lambda = 1.4$  a  $1.8$  para motores sobrealimentados según Jachiyán.

$$\text{Por tanto: } P_{c''} = \frac{P_x}{\lambda} \quad (4.60)$$

Para ubicar el punto C', debemos trabajar con el ángulo de avance del cigueñal, antes de la inyección considerando el rango dado.

Partiremos de relacionar la cilindrada con el ángulo de giro del cigueñal.

Se sabe que la canera varía según:

$$s_{x'} = R \left[ (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right] \quad (4.61)$$

donde:  $\lambda = \frac{R}{L}$

R = radio de la manivela

L = longitud de la biela.

$\varphi$  = ángulo medido desde el inicio de la admisión.

Se deduce que:

$$V_{x'} = \frac{V_h}{i \cdot s} S_{x'} \dots \dots \dots (4.62)$$

donde:  $S_{x'}$  : es la canera medida desde el PMS.

como se ve en la figura 4.10.

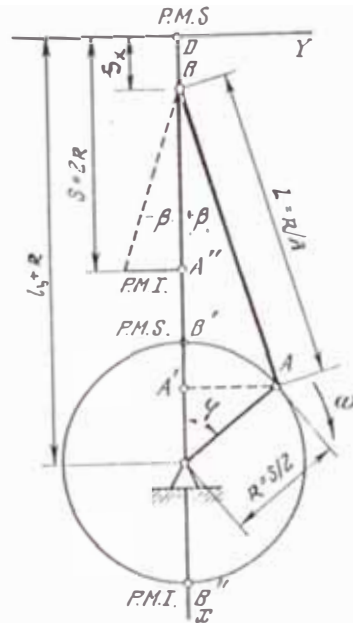


Fig. 4.10 Esquema del mecanismo biela manivela.

Reemplazando (4.62) en (4.61) se tiene:

$$V_{c..} = V_c + \frac{V_n}{2i s} \left[ (1 - \cos(360 - \varphi_i)) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2(360 - \varphi)) \right] \quad (4.62)$$

donde:  $V_n$  = cilindrada.

$V_c$  = volumen muerto.

$\varphi_i$  = ángulo de avance de inyección (8 a 12°)

$i$  = # de cilindros.



Luego se asume un  $\varphi_1$ , y se define C' y asumiendo  $n_x$ , se determina  $\lambda$ , el cual debe estar en rango; de esta manera se define inicialmente la curva de modo tentativo se puede variar luego como se indicará mas adelante.

### Proceso de Combustión

La combustión propiamente dicha empieza en el punto C" y la curva se debe separar inmediatamente del eje Y (de presión) pues en ningún momento el pistón del cilindro se mantiene estático mientras dura el ciclo.

Como una curva aproximada para el redondeo asumiremos una parábola. (se han hecho algunas regresiones para esta curva con varios diagramas indicados reales y el grado de correlación obtenido es de 0.9 a 0.95 lo cual justifica su uso en esta parte); además se comprobará al final con el diagrama indicado con trabajos realizados en el Proyecto de Investigación señalado en la Introducción) (ver fig.4.10)

La parábola se define de la siguiente manera: se tiene el punto c" como un punto de ella y se busca una parábola cuyo vértice sea  $(V_x, P_x)$  y sea tangente a la politrópica superior. Es decir una parábola cuya ecuación sería:

$$(x - V_x)^2 = 4p (Y - P_x) \quad (4.63)$$

donde:  $X = V$  y  $Y = P$

$$\text{además : } p = \frac{(V_c - V_z'')^2}{(P_c'' - P_z) \cdot 4} \quad (4.64)$$

Para definir  $V_z''$ , se debe buscar el punto de intersección de la parábola y la politrópica superior:

$$Y = k/x$$

Por ser  $Z'''$  punto de intersección y tangente a las dos curvas se cumple que sus derivadas en ese punto son iguales; entonces se tiene:

$$(x - V_z'')/(2p) = (-n_z k) x^{n_z-1} \quad \dots\dots(4.65)$$

donde:  $k = P_z \cdot V_z$ . (Conocido)

Por aproximaciones sucesivas ó usando el método de Newton - Raphson se resuelve  $x$ ; y este sale en función de  $V_z''$ , que aún no es conocido, para calcular  $V_z''$ , se asume inicialmente:

$$V_z'' = \frac{(V_z + V_z')}{2}, \text{ y se resuelve la ecuación (4.65)}$$

se comprueba si el ángulo  $\varphi_z = 8$  a  $10^\circ$  (según N.N. Patrajaltsev) si está en el rango, de lo contrario se puede modificar la posición de  $V_z''$  (normalmente la aproximación inicial de  $V_z''$  es suficiente para entrar al rango de  $\varphi_z$ .) por tanto este punto se puede asumir como

una buena aproximación para el redondeo, y algunos autores soviéticos (Orlin, Jachiyán, etc.) recomiendan asumir este punto ( $Vz''$ ) como el punto medio de  $Vz'$  y  $Vz$ .

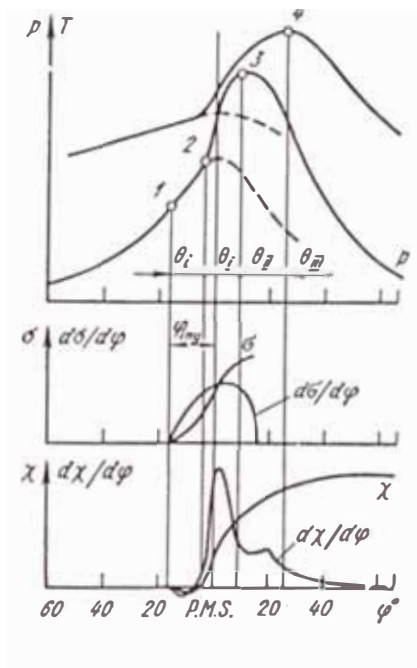


fig. 6: Proceso de combustión en un motor diesel de 4 tiempos.

Sin embargo este punto aunque ya entrase en rango se verificará al final desde el factor de diagrama como se verá mas adelante.

Finalmente debemos señalar que la consideración anterior fue obtenida estudiando el desprendimiento de calor, pues partir de la primera ley de la termodinámica se puede ubicar con precisión  $Z''$ , ya que como se sabe se tiene:

$$\xi = H_u = \Delta U_{c-x} + L_{c-x}$$

Desde esta ecuación y usando iteraciones y otras consideraciones que se toman en cuenta en el estudio del desprendimiento de calor se puede ubicar el punto  $Z''$ , (este estudio es tema de otra tesis a desarrollarse en el Proyecto de Investigación mencionado en el capítulo I).

### Proceso de expansión

La expansión realmente se realiza aún durante el proceso de combustión hasta  $Z''$ , pues no es posible que el pistón se detenga durante el ciclo del motor sin embargo se suele llamar proceso de expansión en un motor diesel al proceso  $z - b$  donde se asume que la combustión ya terminó y solo se realiza la expansión de los gases.

Como ya se mencionó la combustión no acaba en  $z$ , sino en  $z''$ , recién en este punto empieza el proceso de expansión propiamente dicho, este proceso en el ciclo teórico ocurre adiabáticamente, en el real es un proceso politrópico con  $n_2$  variable.

En la siguiente figura (fig.4.11) se muestra el comportamiento del exponente politrópico y adiabático.

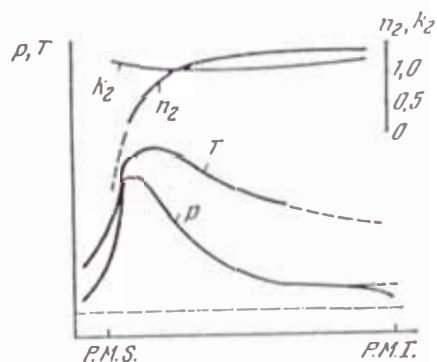


Fig 4.12 Cambio de la presión temperatura de la carga, índices adiabático y politrópico en la expansión

Igual que para el proceso de compresión, el proceso real con el índice variable de la curva politrópica podrá ser sustituido por el convencional con un índice medio que se asumirá constante durante todo el proceso, hasta el momento de apertura de la válvula de escape, que se abre antes de que el pistón llegue al P.M.I.

#### d) procesos de intercambio de gases

Se entiende así los procesos de admisión de mezcla fresca (aire) y el proceso de expulsión de los gases residuales.

Empezaremos con el proceso de expansión para continuar con la orientación del gráfico que se ha descrito hasta ahora. El proceso de expansión de los gases del cilindro se inicia con la apertura de la válvula de escape (unos  $40^\circ$  a  $60^\circ$  antes del PMI); en este instante los gases salen a gran velocidad debido a la presión existente dentro del cilindro, la que es mucho más alta a la existente en el ducto de salida.

La apertura de la válvula de escape antes de que el pistón llegue al PMI se justifica por la siguiente razón.

Supongamos que el escape terminase en  $b$  (ver fig.4.13) según la politrópica, entonces la expulsión de gases empieza en  $b$  hasta el punto donde termina el proceso de expulsión ( $r$ ) e inicie la admisión, como se sabe el área bajo esa curva ( $br$ ) representa el trabajo que se requiere para mover el pistón desde el PMI hasta el PMS ; para disminuir este trabajo se hace que la

aperturas de la válvula de escape (VE) se realice antes de que el pistón llegue al PMI según las curvas punteadas, (ver fig.4.14 ) con lo cual se disminuye este trabajo.

Pero existe un inconveniente la parte sombreada  $lbb'$  es una pérdida de potencia por tanto cuanto más bajo esté  $b'$  mayor será la pérdida de potencia, entonces debemos encontrar un óptimo, para ubicar el punto  $b'$

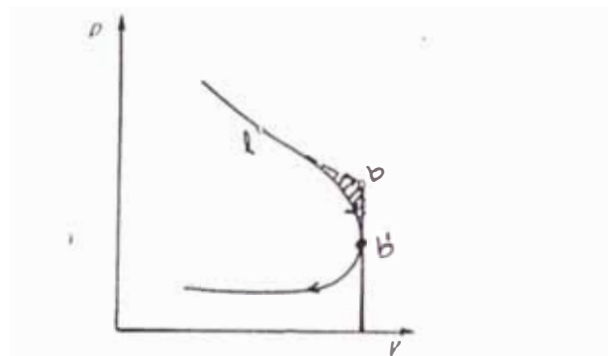


Fig 4.13 Proceso de expulsión de gases

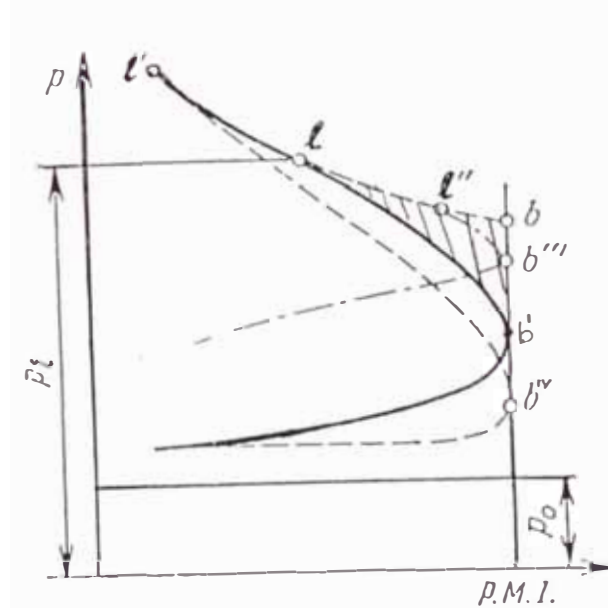
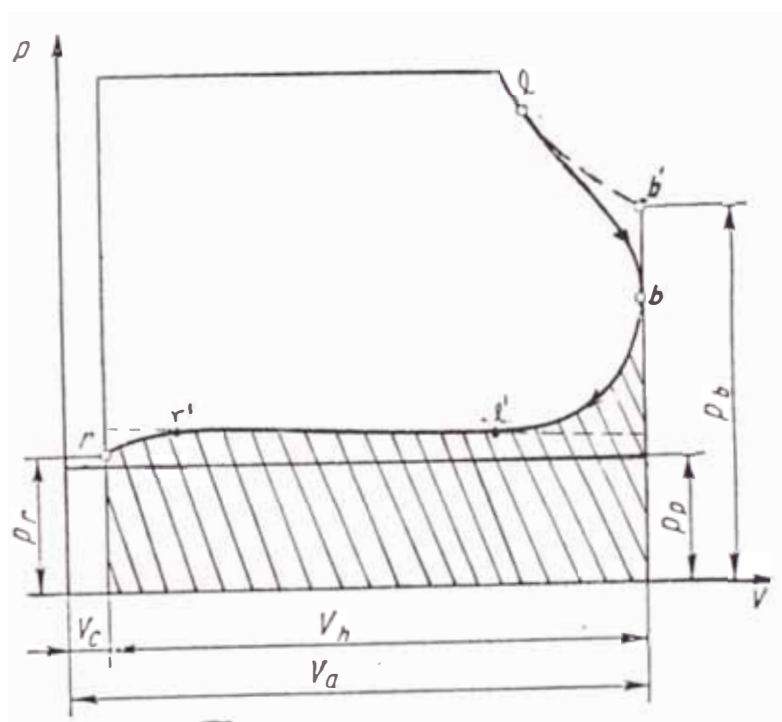


Fig 4.14 Trabajo del diagrama indicado que caracteriza el proceso de escape en un motor de 4 tiempos.

Experimentalmente muchos autores e investigadores recomiendan que el punto medio entre  $a$  y  $b$  es un punto que se aproxima al óptimo, aunque normalmente se recomienda que el punto  $b'$ , sea tal que la válvula quede abierta completamente en el punto  $l'$  y a partir de ahí se expulse con la válvula completamente abierta.



Fi 4.15 Proceso completo de expulsión de gases.

Como el proceso de expulsión se realiza con la válvula de escape abriéndose paulatinamente, se recomienda que la válvula llegue con la mitad de su alzada hasta el PMI con lo cual queda justificada la aproximación del punto medio entre  $a$  y  $b$  para ubicar  $b$ .

Además la válvula de expansión queda abierta completamente en el punto  $l'$  que es simétrico a  $l$  por lo mencionado anteriormente.

Para justificar las curvas ó curva matemática que ajusta mejor este proceso desde l hasta l' (pasando por b' naturalmente ) tenemos diversas curvas matemáticas que cumplirán mejor con el ajuste el redondeo, a simple vista podría parecer que una parábola es la que mejor se ajusta por las curvas experimentales obtenidas por diversos investigadores; sin embargo debe notarse que el proceso lb es diferente del proceso bl' por lo siguiente: desde l hasta b la VE empieza a abrirse, por la presión en el cilindro y los gases salen rápidamente disminuyendo suavemente la presión de manera parabólica hasta el punto b', a partir de este punto el proceso de expulsión es ayudado por el propio pistón en su carrera hacia el PMS y la expulsión es mas rápida, disminuyendo la presión con mas rapidez lo cual hace que la curva b'l', tenga mayor pendiente es decir sea más decreciente que la parábola, una función ó curva que cumple este cometido sería una circunferencia.

Las ecuaciones de la parábola y la circunferencia que describen el proceso lb'l', se deducen a continuación.

La válvula de apertura debe abrirse según recomendaciones 40° a 60° antes del PMS (este ángulo depende del tipo de motor por tanto es dato si se tiene el tipo de motor) a partir de este ángulo queda definido el volumen V<sub>1</sub> y asumiendo inicialmente que:

$$P_b = \frac{P_b + P_a}{2}$$



Se define la parábola que redondea  $lb'$  su ecuación será:

$$(P_v - P_{b'})^2 = 4P (V_{1c} - V_b) \quad (4.65)$$

La circunferencia debe ser tangente a la vertical que pasa por  $b'$  y a la horizontal que pasa por  $l'$ , pues las curvas deben ser continuas y suaves (es decir sin puntos donde la derivada no exista además desde  $l'$  el proceso se realiza fuera del cilindro y el proceso se puede asumir a presión constante (enseguida explicaremos esto más detalladamente) luego se tiene que la ecuación de esta curva será:

$$(P_v - P_o)^2 + (V_{1c} - V_o)^2 = r^2 \quad (4.66)$$

donde  $(V_o, P_o)$ , es el centro de la circunferencia como se puede ver de la fig. (4.15)

$$r = P_{b'} - P_r = V_b - V_{1c} \quad (4.68)$$

donde  $V_{1c}$ , se obtiene con el ángulo de apertura de válvula de escape pues guarda simetría con  $V_{1c}$  teniendo los puntos  $P_{1c} = P_r \cdot f$  y  $P_{b'} = (P_a + P_b)/2$  y reemplazando en (4.67) se define los valores de  $P_o$  y  $V_o$  con lo cual queda definida la circunferencia. Donde  $f$  es un factor que hace que  $P_{1c} < P_r$  ó  $P_{1c} > P_r$  según sea el caso es decir el motor sea aspirado o sobrealimentado (ver figura 5.16) y se ajustará más adelante según una integral que luego se define).

El proceso de escape con la válvula totalmente abierta empieza en  $l$  y se puede asumir constante hasta  $r$  (donde empieza a abrirse la válvula de admisión).

Debemos señalar que en este proceso la presión tiene carácter oscilatorio debido al ducto de escape y la contrapresión que hay en la turbina (si el motor es sobrealimentado, produciéndose ondas de choque como se puede apreciar en la fig. (4.17), sin embargo una buena aproximación es trabajar con la presión media de todas estas presiones la cual tiene aproximadamente las tendencias que se muestran.

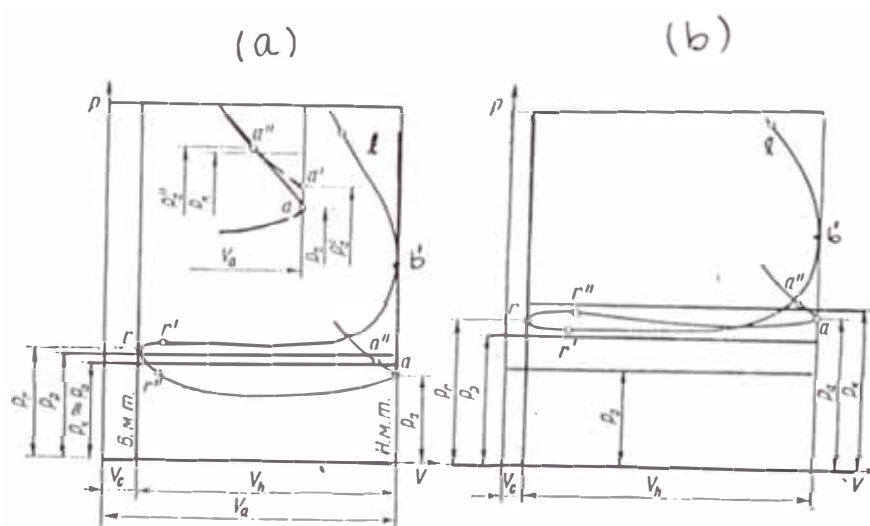


Fig 4.16 Procesos de intercambio de gases

a) aspirado

b) sobrealimentado

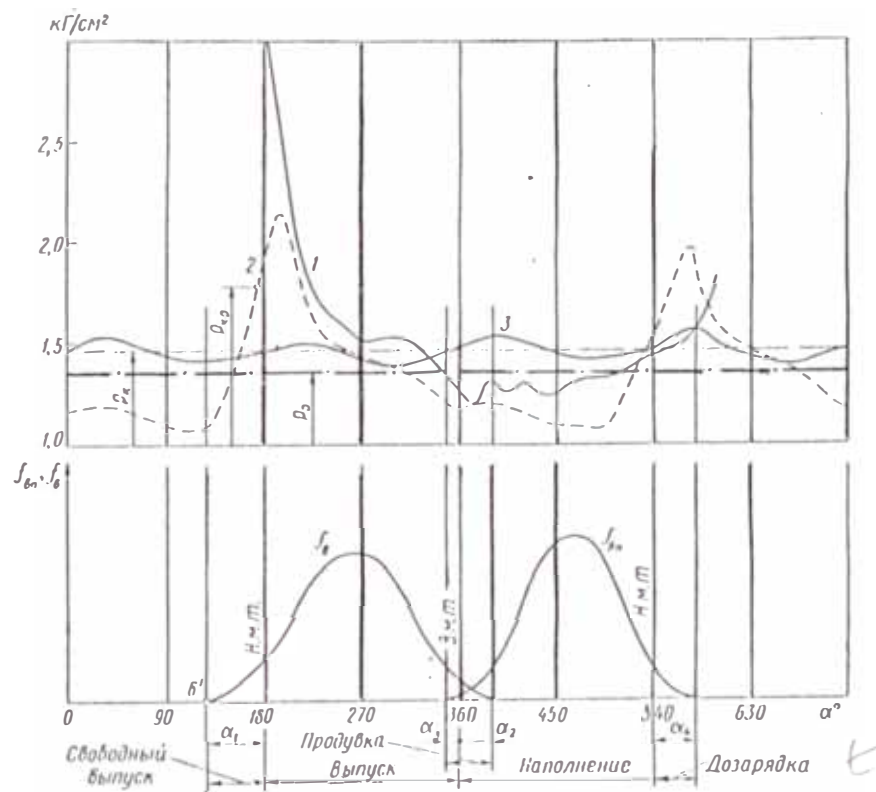


Fig 5.17 Variación de la presión en el cilindro durante el proceso de intercambio de gases.

La presión se asume constante hasta el punto en el cual empieza a abrirse la válvula de admisión (V.A.) y entra aire fresco enfriando ligeramente los gases con lo cual disminuye ligeramente la presión; por tanto la curva  $r'$  puede asumirse como una parábola donde  $r'$  puede hallarse con el ángulo de apertura de la V.A. (que según recomendaciones de Jovaj abre de  $10^\circ$  a  $20^\circ$  antes de que el pistón llegue al PMS y depend del tipo de motor).

Debemos mencionar que la curva final desde  $b'$  hasta  $r$  puede sufrir variaciones subiendo ó bajando  $b'$  así como corriendo  $r'$ , previamente escribiremos la ecuación de la parábola  $rr'$ .

Se puede considerar como una parábola que tiene origen en  $r'$  y pasa por  $r$  cuya ecuación es:

$$P_{r'} = P_{rr'} = f \cdot P_r \quad (4.69)$$

$$4P (P_v - P_{r'}) = (V_{rr'} - V_{r'})^2 \quad (4.70)$$

$$\text{donde: } P = \frac{(V_{rr'} - V_{r'})^2}{4 (P_r - P_{r'})^2} \quad (4.71)$$

el factor  $f$ , quedará definido de la siguiente manera:

Para lograr que el trabajo de expulsión sea el mas óptimo y lograr que la  $P_r$  y  $V_r$  esté en los rangos recomendados y que el motor trabaje en condiciones óptimas Orlyn recomienda que se debe cumplir:

$$G_e = \frac{\int_{V_b}^{V_r} pdv}{P_{r_{\text{recom}}} \cdot V_h} = 0.95 \div 1.15$$

donde:  $G_e$  = coeficiente del trabajo de expulsión.

De la figura (4.15) se puede apreciar de

$\int_{V_b}^{V_r} pdv$  es el área bajo la curva sombreada  $br$ , con lo cual se definirá el factor  $f$ ; es decir se irá probando diversos valores para  $f$  pues la presión durante el proceso de expulsión siempre debe ser superior a  $P_v$  ó  $P_o$ . En caso de que no se logre que el coeficiente  $G_e$

, llegue al rango recomendado se debe subir ó bajar  $b'$ , según sea el caso y también se puede alargar o acortar la posición de  $r'$ , iterando valores se logrará la curva recomendada y de esta manera quedará definida el proceso de expulsión de gases. Se debe mencionar que la Válvula de escape (VE), recién se cierra completamente en  $r''$  a unos  $15^\circ$  a  $30^\circ$  después del PMS (según Jovaj) y al proceso  $r' - r''$ , se conoce como proceso de traslape de válvulas).

Finalmente cerraremos nuestra curva con el proceso de admisión que teóricamente debería empezar en  $r$  pero como ya se mencionó empieza en  $r'$  (es decir antes de que el pistón llegue al PMS, con el fin de elevar al máximo la velocidad de entrada de los gases, así como también utilizar al máximo los efectos que producen los procesos inerciales).

De  $r$  a  $r''$ , se sigue expulsando los gases remanentes y la presión sigue disminuyendo debido al traslape de válvulas, pues en la zona del cilindro próxima a la válvula de admisión se origina cierta depresión debido al efecto de eyección engendrado por el movimiento de los gases quemados a través de la válvula de escape, como resultado de esto gracias al traslape de válvulas ingresa carga fresca en el cilindro y a la vez se expulsa gases quemados, lo cual contribuye a una mejor limpieza pues acelera la succión y el escape a la vez, en los motores sobrealimentados el traslape se utiliza para mejorar la limpieza de los gases residuales pues  $P_k$  es grande y permite por tanto reducir sustancialmente  $P_r$  si como  $P_r$

mejorándose la eficiencia volumétrica, por tanto un factor importante para el mejoramiento de los índices del motor es el traslape de válvulas.

Finalmente podemos asumir que el proceso desde  $r'$  hasta  $r$  (proceso de admisión) es una curva parabólica que satisfaga la ecuación: (según Jovaj)

$$\zeta_a = \frac{\int_{V_c}^{V_a} p \, dv}{P_m V_h} = 0.82 \div 0.9 \quad (4.73)$$

$\zeta_a$  es el coeficiente del trabajo de llenado.

El área bajo la curva  $r$ -a ver fig. (5.18) representa la integral. Se recomienda en ese rango para lograr una eficiencia volumétrica apropiada.

Una buena aproximación sería integrar una parábola con vértice en "e", que variará según  $V_x$ .

$P_m$  estaría definido y sería igual a:  $P_m = f_1 \cdot P_o$  (pues  $P_m$  el punto más bajo de la parábola debe ser menor que  $P_o$ , todo lo contrario en caso de que el motor sea sobrealimentado) por tanto en ecuación de la parábola será:

$$4P (P_v - P_m) = (V_x - V_o)^2 \quad (4.74)$$

$V_o$  se puede asumir igual a:

$$V_o = f_2 \frac{V_a + V_c}{2} \quad (4.75)$$

donde  $f_1$  , y  $f_2$  se irán variando hasta que el factor  
 , entre en rango evaluando la integral según la  
 ecuación 4.73.

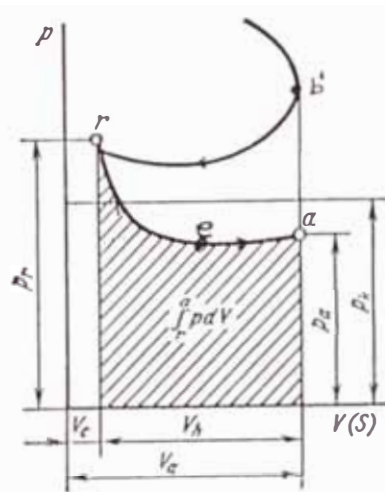


Fig 5.18 Diagrama del proceso de intercambio de gases de un motor rápido de cuatro tiempos

Finalmente la válvula de admisión se cerrará después de que el pistón haya llegado a su PMI , es decir cuando ya se esté iniciando el proceso de compresión aproximadamente según Jovaj unos  $50^\circ$  a  $70^\circ$  después del PMI.

Luego mediante integraciones evaluamos el área sombreada o cerrada del diagrama indicado ( $A_r$ ) y del diagrama teórico ( $A_t$ ) de esta manera se calcula el factor de diagrama:

$$\phi_d = \frac{A_r}{A_t} = 0.92 \div 0.97 \quad (4.76)$$

Para motores rápidos se recomienda los valores más bajos.

En caso de que  $\phi_d$  no está en rango se moverán las posiciones de las parábolas hasta llegar que  $\phi_d$  este en el rango recomendado

#### 4.3.3 .- Construcción del diagrama Indicado Abierto

Para construir el diagrama se procede de la siguiente manera:

Se sabe que las coordenadas de este diagrama son  $P$  presión en el cilindro del motor y  $\phi$  ángulo de giro del cigueñal medido en sentido horario desde el inicio del proceso de admisión que teóricamente debe ser en el PMS, por tanto cada canera del pistón tendrá un ángulo de  $180^\circ$  y todo el ciclo durará  $720^\circ$  de giro del cigueñal tal como se aprecia en la figura 5.19 que se muestra a continuación

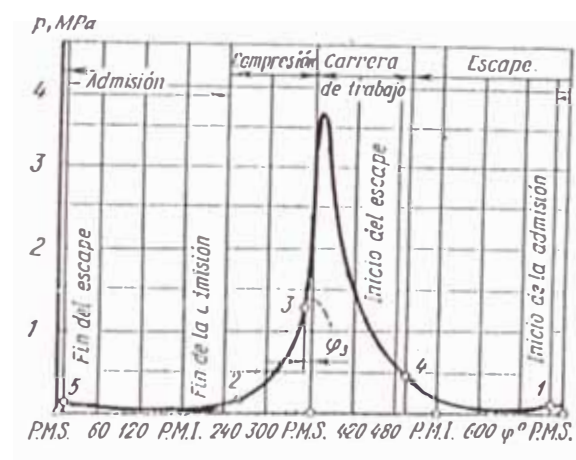


Fig 5.19 Diagrama indicado abierto de un motor de carburador de cuatro tiempos .



1 y 2, apertura y cierre de la VA

3 , salto de la chispa

4 y 5 , apertura y cierre de la VE

En seguida evaluaremos para cada valor de  $\phi$  un valor del volumen  $V_x$  ya que la canera y el ángulo están relacionadas según la ecuación , la cual se deduce de la geometría y cinemática del mecanismo de la biela y manivela del motor, como se puede apreciar en la fig.4.10

$$S_x = R[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)] \quad (4.77)$$

donde:  $R$  = radio de la manivela.

$$\lambda = \frac{r}{L}$$

$L$  = longitud de la biela.

$S_x$  = canera ubicada en cualquier instante medida desde el P.M.S. correspondiente al ángulo de giro .

Tal como se dedujo, anteriormente; a partir de esta ecuación se obtiene:

$$V_x = \frac{V_h}{2 \cdot 1 \cdot S} [(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)] \quad (4.78)$$

donde:

$V_h$  = cilindrada en  $m^3$

$S$  = carrera del pistón en m.

$i$  = número de cilindro.

$V_{i,}$  = volumen correspondiente a  $S_{i,}$

Por tanto tenemos:  $V_{i,} = f(\varphi)$ , como se sabe del diagrama indicado cerrado tenemos ecuaciones que relacionan  $P$  y  $V$  es decir  $P = f(V)$ , por tanto  $P = f(\varphi)$  lo cual permite graficar  $P$  en función de  $\varphi$  variando de  $0^\circ$  a  $720^\circ$ , teniendo cuidado de tomar la ecuación apropiada para cada valor de  $\varphi$ .

✓  
 MODELACION MATEMATICA DE LAS CARACTERISTICAS DEL  
 MOTOR PERKINS TURBOCOMPENSADO MODELO C4236 V  
 EN CUALQUIER ALTITUD

5.1.- GENERALIDADES

El Problema de regulación de la potencia del motor consiste en mantener correspondencia entre las potencias desarrollada y la utilizada.

Bajo revoluciones constantes, los factores de regulación son: la cantidad de la sustancia de trabajo que ingresa al cilindro y la concentración de combustible contenido en la sustancia de trabajo. A partir de esto se aplica la regulación cualitativa y la regulación cuantitativa.

Con frecuencia la regulación de la potencia del motor va acompañada del cambio del número de revoluciones.

Se sabe que:

$$N_e = \frac{30}{632} \frac{H_{ci} \cdot \eta_i}{L_o \cdot \alpha} \eta_v f_k V_n \eta_m n \quad (5.1)$$

o también:

$$N_e = \text{const} \frac{\eta_{ci}}{\alpha} \eta_v f_k \eta_m n \quad (5.2)$$

donde:

$$n_{cr} = \frac{n_1}{n_1 (\alpha = 1)}, \text{ para motores gasolineros.}$$

$$n_{cr} = \frac{n_1}{n_1 (\alpha = 1.5)}, \text{ para motores diesel.}$$

además:

$n_1 (\alpha = 1.5)$  es el valor de  $n_1$  cuando  $\alpha = 1.5$  en condiciones nominales.

Como resultado de las ecuaciones (5.1) y (5.2) se puede inter actuar sobre el cambio de la potencia del motor con los siguientes parámetros.

$\frac{n_{cr}}{\alpha}$  : parámetro de la calidad de la carga energética.

$n_v$  ,  $f_k$  ,  $n_m$  ,  $n_1$  : parámetros de la cantidad de la carga energética.

Para seleccionar el motor asociado a un consumidor de potencia dado (automóvil, tractor, buque, etc.) y luego explotarlo racionalmente, es aún insuficiente tener todo sus indicadores para un determinado régimen de cálculo (puede ser el régimen nominal).

Una visión mas completa sobre las cualidades de explotación del motor, sobre la dependencia de su potencia y consumo de combustible respecto a una serie de parámetros de regulación lo dan las características.

Se llaman características del motor de combustión interna, l s dependencias del momento de giro, de la potencia, del consumo específico de combustible y de



otros indicadores del trabajo del motor respecto al parámetro de regulación. Como parámetro de regulación se tiene en cuenta la revoluciones del eje de cigueñal (n) el coeficiente de composición de la mezcla ( $\alpha$ ), los ángulos de adelanto de encendido o de inyección, la presión de sobrealimentación y otros.

Para toda la clase de motores con inflamación por chispa un modo ventajoso de regulación es el cuantitativo, que en cierto grado se conjuga con el cualitativo. Por eso se puede decir que se usa el modo combinado con ventaja del cuantitativo, ya que  $\alpha$  varía en un rango muy pequeño de 0.8 a 1.

Para los Diesel se usa ventajosamente el modo Cualitativo de regulación con ingrediente del Cuantitativo para pequeñas potencias. Esto permite en pequeñas cargas organizar un proceso de trabajo estable, que ocurre bajo empobrecimientos racionales de la mezcla.

5.2.- características de velocidad Si regulamos el motor por un coeficiente de exceso de aire  $\alpha$ , que corresponde a la potencia máxima, cuando la válvula de estrangulación esté completamente abierta ó la cremallera de la bomba de inyección en su posición de máxima entrega de combustible, y mantenemos un régimen término constante del medio refrigerante y del aceite bajo un quemado óptimamente organizado y si variamos las revoluciones de la carga sobre el eje en onces el motor desrollará para las revoluciones dadas la máxima potencia. Bajo estas

cond ones  $N_e = f(n)$ , viene ser la máxima potencia de que dispone el motor, este aspecto de la característica se acostumbra a llamar característica externa de velocidad. Las condiciones formuladas para la característica externa se pueden describir con las siguientes ecuaciones:

$$N_1 = \text{const.} \cdot \frac{n_{1\alpha}}{a} \cdot n \cdot f_{\alpha} \cdot \eta \dots\dots(5.3)$$

$$N_m = A n^2 \dots\dots\dots(5.4)$$

$$N_e = N_1 - N_m \dots\dots\dots(5.5)$$

las cuales se pueden representar en forma de gráficos (Fig. 5.1)

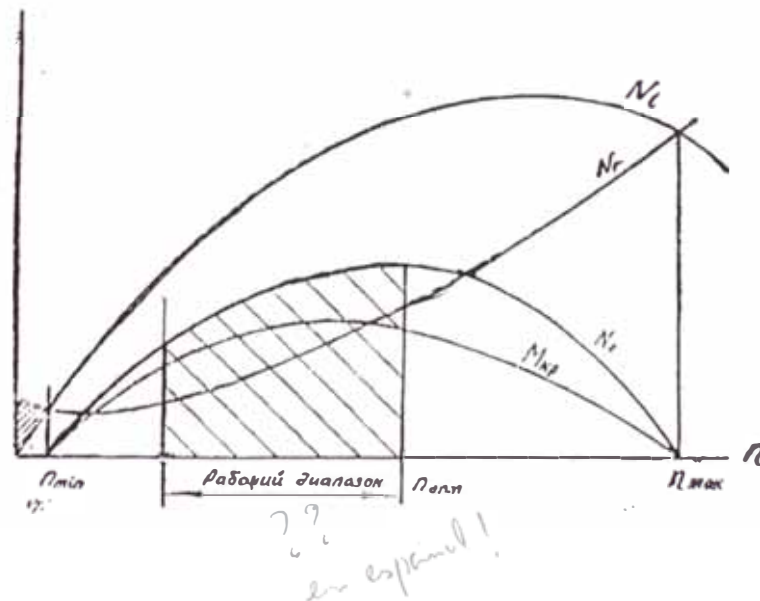


fig. 5.1. Variación de la potencia respecto al número de revoluciones del motor.

Los gráficos mostrados representan el rango completo de trabajo del motor desde  $n_{min}$  hasta  $n_{max}$ . El rango de trabajo de las revoluciones del motor es significativamente más angosto. No hay ningún sentido, debido a las sobrecargas dinámicas explotar el motor en la rama de caída de la característica  $N_e$  para  $n > n_{óptimo}$ .

Teniendo en cuenta que el motor trabaja bajo una estrangulación completa y  $\alpha$  regulada para  $N_{max}$ , la disminución de las revoluciones respecto de  $n_{max}$  se alcanza con el aumento de la carga sobre el eje por eso en el rango de  $n_{opt}$  a  $n_{min}$  el motor trabaja con desprendimiento de calor hacia el medio refrigerante y bajo cargas térmicas elevadas de los émbolos, de las válvulas de escape y de las bujías. Esto se obtiene de lo siguiente:

$$L_i = p_i V_n = \frac{Q_1}{A} \cdot \eta_i \dots \dots \dots (5.6)$$

entonces:

$$p_i = \frac{Q_1}{V_n A} \cdot \eta_i \dots \dots \dots (5.7)$$

por otro lado:

$$Q_1 = \frac{900 N_i}{V_n \cdot n} \dots \dots \dots (5.8)$$

de donde:

$$Q_1 = \frac{900}{\eta_i} A \cdot \frac{N_i}{n} \dots \dots \dots (5.9)$$



Así la cantidad de calor liberado por ciclo cumple aproximadamente la ley de variación del momento de giro. Por eso prácticamente el rango de trabajo del motor según la característica externa está limitado por las revoluciones  $n_{op}$  y ligeramente no llega hasta  $n_{min}$ . Debido a esto la potencia disponible del motor está limitada por el rango de trabajo de las revoluciones y está representada por la región achurada bajo la curva  $N_e = f(n)$ . En los límites de esta región deben inscribirse todas las potencias de explotación del consumidor.

### 5.2.1 .- cálculo de la característica externa de los motores diesel

Se llama características externa de velocidad del motor con autoinflamación a la dependencia de la potencia efectiva, del momento efectivo y del consumo específico de combustible respecto al número de revoluciones para una posición constante de la cremallera de la bomba de inyección correspondiente a la máxima entrega de combustible.

Además para la característica externa se mantienen constantes  $P_k$  (nominal) y el régimen térmico del medio refrigerante y del aceite. (Debemos mencionar que  $P_k$  no es constante, pues  $P_k = f(n)$  y es variable, se discutirá de alladamento en el Cap. VI, por tener que ver con el trabajo conjunto del motor con el turbocompresor),

por ahora se desarrollará la metodología de Zuvarev para construir las características del motor.

Como la cremallera de la bomba al desarrollar la característica externa está fija en posición constante, entonces la entrega de combustible por ciclo cambia ligeramente debido al coeficiente de suministro de la bomba. Al mismo tiempo la composición de la mezcla:

$$\alpha = \frac{G_m}{L_0 \cdot G_c} = \frac{V_n \cdot \eta_v \cdot f_k}{\frac{\pi d_e^2 \cdot S_e \cdot \gamma_c \cdot L_0}{4}} \quad \dots (5.12)$$

donde:

$d_e$  = diámetro del émbolo buzo

$S_e$  = paso del émbolo buzo

$\eta_b$  = coeficiente de suministro de la bomba

de 5.12 se deduce que:

$$\frac{V_n \cdot f_k}{\frac{\pi d_e^2 \cdot S_e \cdot \gamma_c \cdot L_0}{4}} = \text{constante} = C_1 \quad (5.13)$$

$$\text{entonces : } \alpha = c_1 \frac{\eta_v}{\eta_b} \quad \dots (5.14)$$

El coeficiente de suministro de la bomba ( $\eta_b$ ) se determina experimentalmente y generalmente se da en la etiqueta de la bomba

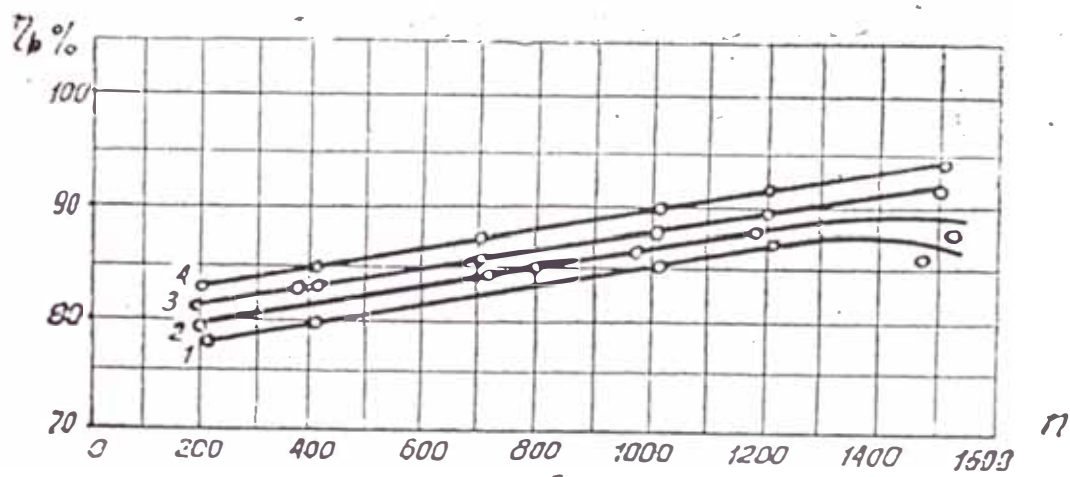


Fig. 5.2 Dependencia del coeficiente de entrega de la bomba de combustible respecto al número de revoluciones de la bomba y a la presión de tensado del resor e del inyector.

- |                                |                                |
|--------------------------------|--------------------------------|
| 1) $P_r = 300 \text{ Kg/cm}^2$ | 2) $P_r = 225 \text{ Kg/cm}^2$ |
| 3) $P_r = 150 \text{ Kg/cm}^2$ | 4) $P_r = 80 \text{ Kg/cm}^2$  |
- Además de  $d = 7.5 \text{ mm}$  y  $S = 10 \text{ mm}$

Como se muestra en la figura 5.2,  $\eta_b$ , depende del número de revoluciones y del tensado del inyector cerrado ( $P_r$ ).

Así, si se conoce  $\eta_b = f(n)$ , se puede determinar la variación de  $\alpha$ , según la característica externa:

$\alpha = f(n)$ ; en general su comportamiento es como muestra la Fig. 5.3

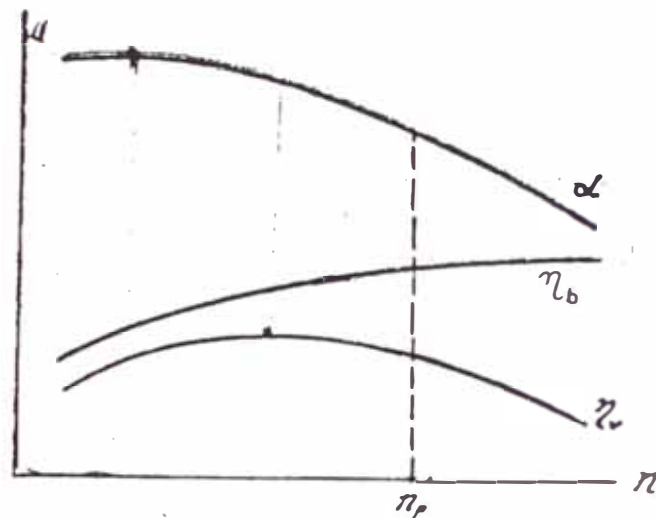


fig. 5.3.- Cambio de la composición de la mezcla ( $\alpha$ ), coeficiente de suministro de la bomba ( $\eta_b$ ), y coeficiente de llenado ( $\eta_v$ ), respecto al número de revoluciones.

### Secuencia de cálculo de la característica externa de velocidad

Los datos de partida para el cálculo de la característica externa vienen a ser los datos obtenidos en el cálculo térmico.

Luego se procede mediante el orden de cálculo siguiente:

1.- Empezaremos recordando que:

$$N_i = (\text{constante}) \eta_v \cdot \eta_i \cdot \frac{n}{\omega} \cdot f_k \quad (5.15)$$

$$N_i = C_2 \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot f_k \cdot \frac{n}{\alpha} \quad (5.16)$$

$$\text{donde: } C_2 = \frac{N_{in} \cdot \alpha_n}{\eta_{vn} \cdot \eta_{in} \cdot f_{kn} \cdot \eta_n} \quad (5.17)$$

donde la letra (n), indica la condición nominal

Para tener:  $N_i = f(n)$ , debemos tener  $\eta_v = f(n)$ ,  $\alpha = f(n)$ ,  $f_k = f(n)$ ,  
 $\eta_i = f(n)$

2.- Obtención de la eficiencia volumétrica en función de  $n$ . ( $\eta_v = f(n)$ ), para este propósito se recomiendan los siguientes métodos:

a) A partir de características experimentales para una gama de motores que tienen sistemas análogos de llenado, para una gran cantidad de motores sin sobrealimentación  $\eta_v = f(n)$  resulta universal en coordenadas relativas  $\eta_v$  y  $n$ .

$$\text{donde: } \eta_v = \frac{\eta_v}{\eta_{vnom}}$$

$$n = \frac{n}{n_{nom}}$$

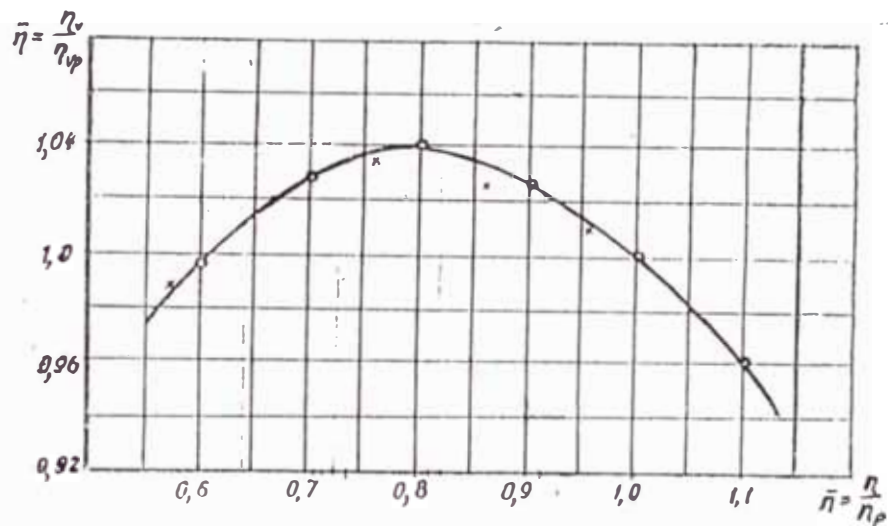


Fig. 5.4.- Variación del coeficiente de llenado en coordenadas relativas.

A partir de esta curva que fue obtenido para una familia de motores, con sistemas de llenado análogos, si nuestro motor pertenece a esta familia entonces se tiene:

$$\frac{\eta_v}{\eta_{vnom}} = f\left(\frac{n}{n_{nom}}\right) = f(n)$$

Regresionando esta curva hacia una parábola se tendrá:

$$\eta_v = \eta_{vnom} (a n^2 + b n + c)$$

es decir:  $\eta_v = f(n)$

Si el motor en estudio no pertenece a la familia cuya característica  $\eta_v = f(n)$  se tiene este método es inexacto y solo se recomienda en casos extremos como una primera aproximación, para luego ser recalculado.

b) Se pueden construir  $\eta_v$ , a partir de recomendaciones y rangos experimentales queda el prof. Zuvarev, que es el siguiente.

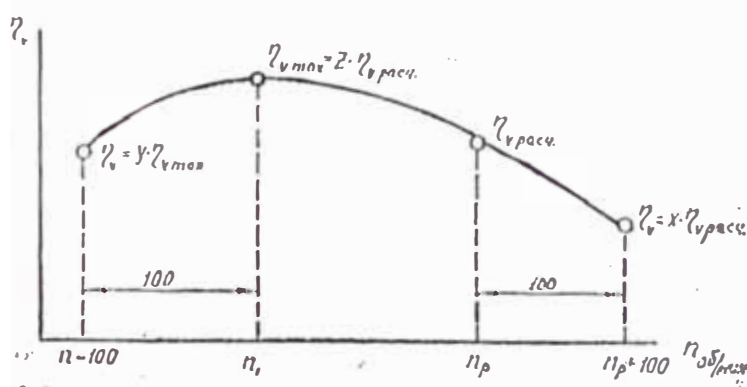


Fig. 5.5.- Cambio del coeficiente de llenado respecto al número de revoluciones.

Si se tiene un rango para  $\psi$ , donde:  $\psi = \frac{n_1}{n_{vnom}}$

para una clase de motores, tenemos definido el punto para  $n_1$  donde  $\eta_v$  es máximo.

Además debe conocerse la magnitud.

$$Z = \frac{\eta_{vmax}}{\eta_{vn}}$$

conocidos estos valores, se debe conocer la ley de caída de  $\eta_v$  al aumentar las revoluciones  $n > n_n$  y al disminuir las revoluciones  $n < n_1$ , para cada 100 rpm.

Por ejemplo para motores gasolineros con  $n_n < 2500$  rpm  $\eta_v$ , disminuye entre 2 a 3 %, durante la disminución cada 100 rev/min respecto a  $n_1$  y se puede tomar:

$$\psi = \frac{\eta_1}{\eta_{nom}} = 0.85 \div 0.9$$

$$y \quad \eta_{vmax} = (1.03 \div 1.05) \eta_{vn}$$

como se puede ver estos métodos están supeditados a características afines de una familia de motores y por tanto resulta no muy ágil de usar, sobretodo en motores Diesel.

c) Finalmente se tratarán de obtener  $\eta_v = f(n)$  a partir de la siguiente fórmula conocida:

$$\eta_v = \frac{\epsilon}{\epsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_k} \cdot \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \left( 1 - \frac{\epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \cdot P_r}{\epsilon \cdot P_a} \right) \quad (5.18)$$

donde, se pueden asumir constantes:

$$P_k = P_{kn}, \quad T_k = T_{kn}$$



por tanto  $f_k = f_{kn}$

$$\xi_{ad} = e^{-\varphi_k} = 0.353 = \text{constante.}$$

Además se sabe que:

$$P_a = P_k - (\beta^2 + \xi_{ad}) \frac{W_{ad}^2}{2} \cdot f_k \quad (5.19)$$

$$\text{donde: } W_{ad} \cdot f_{ad} = C_{pmax} \cdot F_p \quad (5.20)$$

$$C_{pmax} = 2 \pi R n \sqrt{1 + \lambda^2} \quad (5.21)$$

reemplazando (5.21) y (5.20) en (5.19) se tiene:

$$P_a = f(n) \quad (5.22)$$

$$\text{además: } \gamma_r = \frac{(T_k + \Delta T)}{T_r} \cdot \frac{Pr}{\xi \cdot P_a - Pr} \quad (5.23)$$

$$\text{donde } Pr = P_p + \Delta Pr \quad (5.24)$$

$$Pr = P_p + (\beta^2 + \xi_{ad}) \frac{W_{ad}^2}{2} \cdot f_r \quad (5.25)$$

$$f_r = \frac{Pr}{R_g \cdot T_r} \quad (5.26)$$

5.26 en 5.25 y se tiene:

$$Pr = P_p + (\beta^2 + \xi_{ad}) \frac{W_{ad}}{2} \cdot \frac{Pr}{R_g \cdot T_r} \quad (5.27)$$

Experimentalmente se ha demostrado [según Jovaj] que la temperatura de gases residuales  $T_r$  no influye en el comportamiento de la eficiencia volumétrica por tanto se asumirá:  $T_r = T_{rn} = \text{constante}$

de (10) se tiene:

$$Pr = \frac{P_p}{1 - \frac{(\beta^2 + \xi_{ad}) W_{ad}^2}{2 \cdot R_g \cdot T_r}} \quad (5.28)$$

como:  $W_{ad} = f(n)$  y  $P_p = \text{constante} \rightarrow Pr = f(n)$

También experimentalmente se ha demostrado que  $\Delta T$  depende de las rpm, y tiene tendencia hiperbólica; además una buena aproximación lo da [S.I. POGODIN]:

$$\Delta T \approx \frac{C_2}{\alpha} \quad (5.29)$$

como  $\alpha$ , tiene tendencia parabólica una buena aproximación para motores Diesel obtenida a partir de (5.29) es:

$$\Delta T \approx \frac{C_3}{n^m} \quad (13)$$

donde:  $C_3 = (T_n) (n_n)^m$

Además:  $m = 1.8$  a  $2$  (estos valores en realidad fijan la posición máxima de  $\eta_v$ , que coincide prácticamente con el valor de el momento efectivo máximo.

Por tanto tenemos:  $T = f(n) \rightarrow \gamma_r = f(n)$

También: [ POGODIN ] recomienda que para motores sobrealimentados con una buena limpieza de los gases residuales se puede tener aproximadamente.

$$\xi_1 = \xi_3 = A - B \left( \frac{n}{n_n} \right)^{2.4} = f(n) \quad (5.31)$$

donde:  $A = 1.15$  a  $1.30$  ( se puede calcular para las condiciones nominales)

$$B = a - 1$$

Normalmente se asume :  $\xi_1 = \xi_3 = 1$  pues 5.31 solo se cumple en una gama específica de motores.

Finalmente todos los parámetros se tienen en función de  $n$ , por tanto:  $\eta_v = f(n)$ .

3) Se obtiene:  $\alpha = f(n)$ , con la fórmula conocida.

4) Para obtener:  $\eta_i$ , utilizamos la fórmula

$$\eta_i = (\text{constante}) \eta_{\alpha} \quad (5.32)$$

donde la constante:  $\text{const.} = \frac{\eta_{i n}}{\eta_{\alpha n}}$

$\eta_{\alpha}$ ; es una eficiencia indicada relativa que, depende de  $\alpha$ ;  $\eta_{\alpha} = f(\alpha)$ , es Universal y depende básicamente del tipo de combustible. Las tendencias de  $\eta_{\alpha}$  y  $\eta_{\alpha}/\alpha$ , se dan en los gráficos mostrados y es un parámetro que regula la calidad de la mezcla.

Luego del gráfico se tendrá; (regresionando)

$$\eta_{\alpha} = a \alpha^2 + b \alpha + c \quad (5.33)$$

entonces como:  $\eta_{\alpha} = f(\alpha) = f(\alpha(n))$

por tanto  $\eta_1 = f(n)$

5) Potencia de pérdidas mecánicas ó fricción:

$$N_m = cn^2 = f(n) \quad (5.34)$$

donde: 
$$C = \frac{N_m}{n^2} \quad (5.35)$$

6) Potencia efectiva:

$$N_e = N_1 - N_m = f(n) \quad (5.46)$$

7) Eficiencia Mecánica ( $\eta_m$ ):

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_1} = f(n) \quad (5.47)$$

8) Consumo efectivo horario (ge)

$$g_e = \frac{N_e \times 30}{\pi \times n} = f(n) \quad (5.48)$$

9) Consumo de combustible:

$$G_c = g_e \cdot N_e = f(n) \quad (5.49)$$

10) Consumo de aire:

$$G_a = \alpha \cdot L_o \cdot G_c = f(n) \quad (5.40)$$

11) Consumo cíclico de combustible:

$$G_{cc} = \frac{G_c \times 10^6}{120 \times n} = f(n) \quad (5.41)$$

12) Momento efectivo (Me)

$$Me = \frac{30 N_e}{\pi n} \quad (5.42)$$

Las tendencias de estos gráficos se muestran en la figura siguiente.

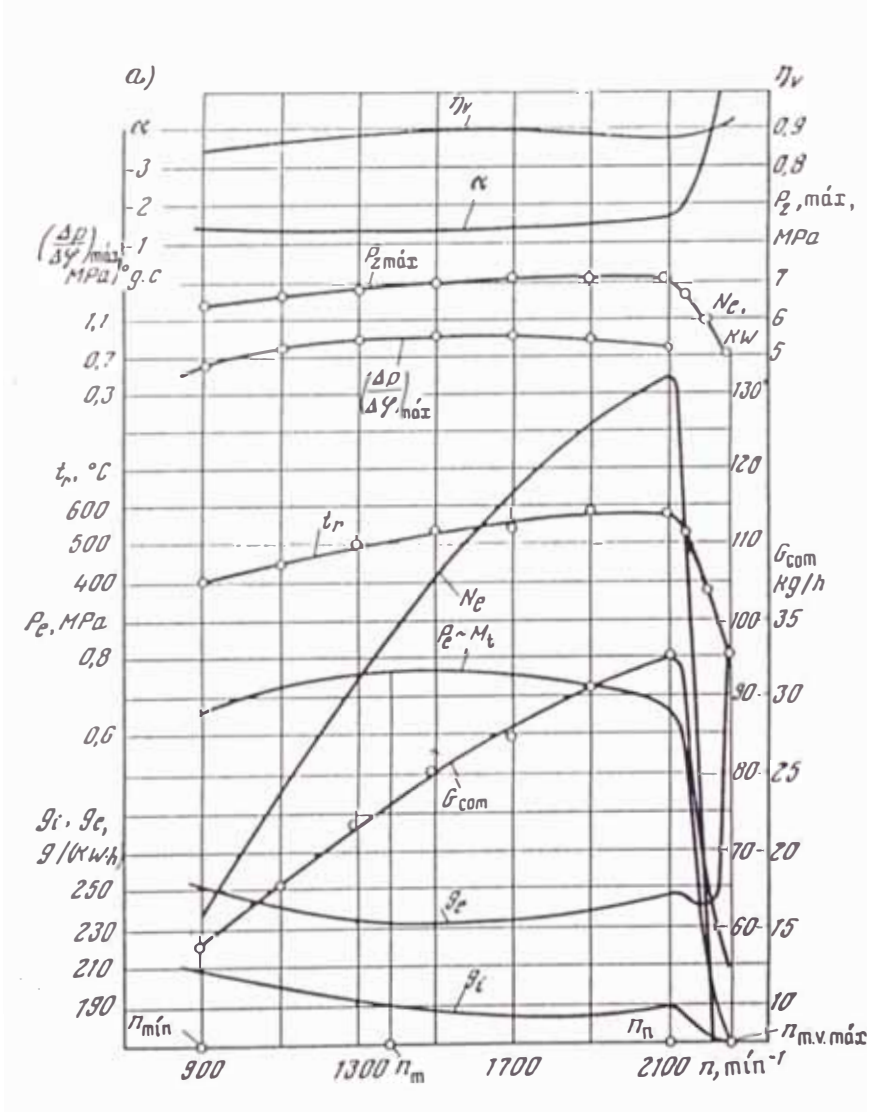


Fig. 5.8 Característica externa de velocidad de un motor diesel de fabricación soviética

### 5.3.- Características de Carga

Los motores de combustión interna estacionarios y una serie de otros motores trabajan con un consumidor que requiere la conservación de revoluciones constantes bajo la variación de carga en el eje.

En este caso la potencia varia con la regulación de la cantidad de la sustancia de trabajo con ayuda del extrangulador (motores de gasolina de carburador) ó con la variación de la composición de la mezcla (Diesels).

Se llama característica de carga a la dependencia del consumo específico de combustible respecto de la potencia (cargas en el eje) bajo revoluciones constantes, en régimen de calor constante del medio refrigerante y del aceite y bajo el ángulo mas ventajoso de adelanto de encendido ó de adelanto de inflamación de combustible.

La característica de carga puede ser tomada del motor experimental ó con cierta aproximación calculada teóricamente.

#### 5.3.1.- Característica de carga de los Motores Diesel:

Para obtener esta característica en los motores diesel se debe regular la mezcla y como resultado del cual la potencia ocurre a cuenta del empobrecimiento de la mezcla. El procedimiento a seguir es el siguiente:

1.- Cálculo de la potencia indicada.

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{M_{ci}}{L_{ci}} \cdot \frac{n_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \gamma_k \cdot V_H \cdot \eta = N_e + N_m$$

como  $n = \text{cte}$ , entonces.

$$\eta_v \cdot \gamma_k = \text{constante.}$$

$$\text{entonces: } N_i = \text{const.} \cdot \frac{n_{i\alpha}}{\alpha} = N_e + N_m. \quad (5.43)$$

de aquí se puede determinar la ley de regulación del motor.

$$\frac{n_{i\alpha}}{\alpha} = \frac{N_e + N_m}{\text{const.}} \quad (5.44)$$

2.- Determinamos el rendimiento indicado y el consumo indicado de combustible.

$$\eta_i = \text{const.} \cdot \eta_{i\alpha} \quad (5.45)$$

$$\text{entonces: } g_i = \frac{632}{H_{ci} \cdot \eta_i} = \frac{\text{const.}}{\eta_i} \quad (5.46)$$

3.- El rendimiento mecánico y el consumo efectivo específico lo determinamos de la siguiente

manera:

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \frac{N_m}{N_e}} \quad (5.47)$$

donde:  $N_m = f(n)$ , y para cada  $n$  es constante y conocido según la característica externa.

$$\text{también: } g_e = \frac{g_1}{\eta_m} \quad (5.48)$$

Las tendencias de estas curvas se muestran en la fig. 5.9.

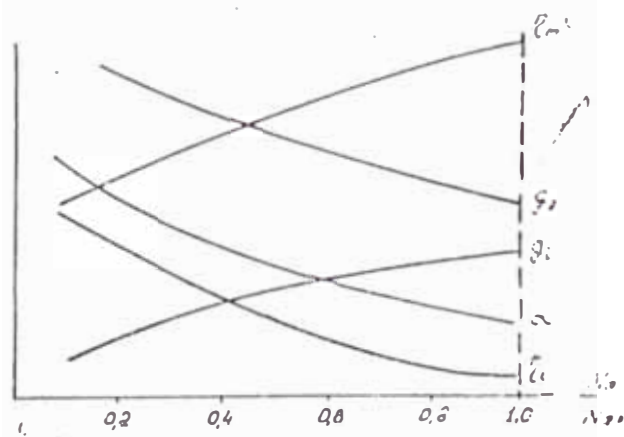


fig. 5.9: características de carga del motor diesel a revoluciones nominales.



La Fig. 5.10, nos muestra las características de carga, a diferentes revoluciones.

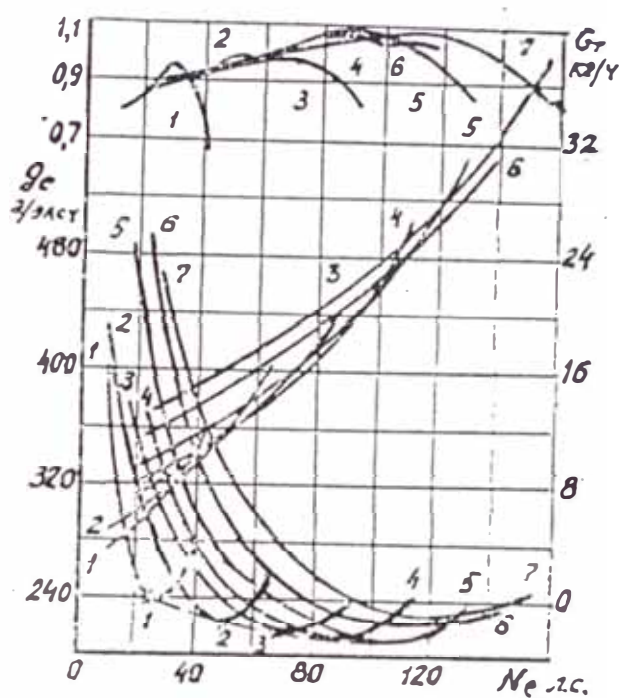


fig. 5.10: Características de carga del motor ZIL - 130 de fabricación soviética.

1: $n = 800$ rpm.	4: $n = 2000$ rpm.
2: $n = 1200$ rpm.	5: $n = 2400$ rpm.
3: $n = 1600$ rpm.	6: $n = 2800$ rpm.
	7: $n = 3200$ rpm.

#### 5.4.- Características de Regulación.

Las características de regulación para un motor diesel se obtienen según: el ángulo de avance de inyección ( $\beta$ ) o la composición de la mezcla ( $\alpha$ )

#### 5.4.1.- Característica del Motor Diesel según el ángulo de avance de la Inyección

Para determinar las condiciones con las cuales se obtienen los índices óptimos del motor, se sacan las características de regulación en función del ángulo de avance del inicio de la inyección de combustible ( $i$ ).

Las características reguladoras se determinan para varias frecuencias de rotación y alimentaciones de combustible utilizando las características de carga trazadas para diferentes ángulos de avance de inyección.

Estas permiten elegir el carácter más racional de variación del comienzo de la inyección de combustible al variar la frecuencia de rotación y de carga, los datos obtenidos se aprovechan en particular, al elaborar el dispositivo automático de ángulo de avance de inyección que hay en los motores Diesel que trabajan en un amplio rango de frecuencias de rotación.

A menudo en calidad  $\alpha$  óptimo se elige el valor menor que el que se utiliza para conseguir  $g_{min}$  no solo debido a la disminución de las cargas mecánicas y térmicas sobre las piezas del motor, sino también para disminuir el contenido de los óxidos de nitrógeno.

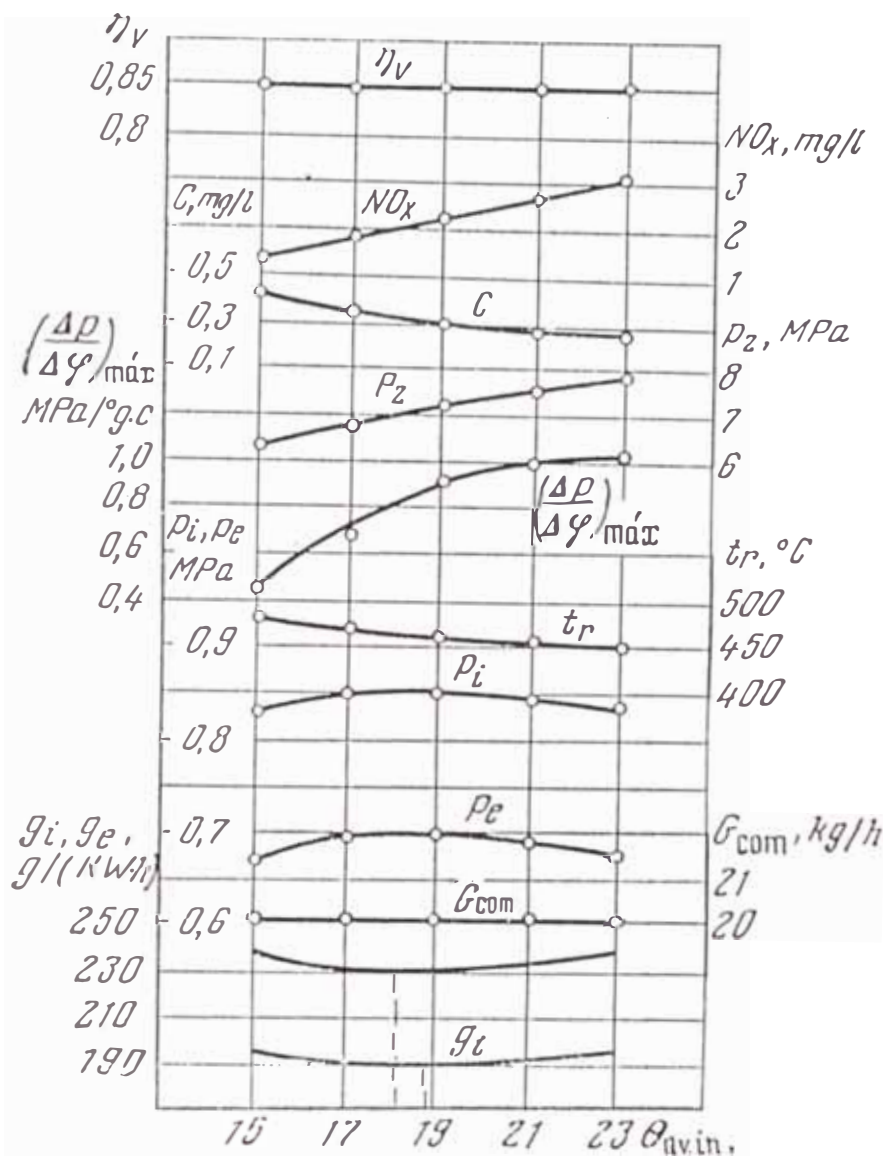


Fig. 5.11: Característica reguladora del motor Diesel según el ángulo de avance de la inyección.

5.4.2.- Características de Regulación según la Composición de la Mezcla.

La dependencia de la potencia efectiva  $N_e$  y el consumo efectivo específico de combustible  $g_e$  respecto de la composición de la mezcla  $\alpha$ , bajo revolución de giro del cigueñal  $n$  y  $P$ , y posición de la cremallera contantes, además bajo un régimen de calor del líquido refrigerante y del aceite y un ángulo de avance de inyección óptimo se

llama **Característica según la composición de la mezcla (c.c.m.)**

Las c.c.m. es la más universal y cómoda para el análisis de la potencia desarrollada y la economía de los motores.

Las diferentes combinaciones de las c.c.m. ofrecen gran ayuda para el estudio del trabajo conjunto del motor y el consumidor.

Antes de desarrollar el método de cálculo y la construcción de las características, tratamos los métodos de cálculo de algunos de las magnitudes más importantes.

a)- Cálculo del rendimiento indicado ( $\eta_i$ ) para cualquier tipo de motor se puede aplicar la fórmula conocida.

$$\eta_i = C_i \eta_{\alpha} \quad . \quad . \quad . \quad (5.49)$$

donde:  $C_i = f(n) \rightarrow \eta_i = f(n, \alpha)$

b)- Cálculo de la potencia indicada a partir de:

$$\eta_i = \frac{30}{632} \frac{H_u}{L_D} \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \gamma_k \cdot v_n \cdot n \quad . \quad . \quad . \quad (5.50)$$

como:  $\eta_v = f(n)$

entonces para un determinado  $n = \text{constante}$ .

$$\eta_i = C_m \cdot \frac{\eta_{\alpha}}{\alpha} \quad (5.51)$$

donde:  $C_m = f(n)$

además:  $\eta_{\alpha} = f(\alpha)$

por tanto  $\eta_i = f(n, \alpha)$

A partir de las características externas evaluamos la constante  $C_m$  para cada  $n$  y hallamos

$$N_i = f(n)$$

$$\text{Así mismo: } N_m = A n^2 \quad (5.52)$$

3)- Potencia efectiva.-

$$N_e = N_i - N_m \quad (5.53)$$

entonces:  $N_e = f(n, \alpha)$

4)- Consumo indicado.-  $g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (5.54)$

$$g_i = f(n, \alpha)$$

5)- Eficiencia mecánica:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = f(n, \alpha) \quad (5.55)$$

6)- Consumo efectivo:

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = f(n, \alpha) \quad (5.56)$$

7)- Consumo de combustible:

$$G_c = g_c \cdot N_e = f(n, \alpha) \quad (5.57)$$

Finalmente mostramos la tendencia de las curvas c.c.m. en la siguiente figura.

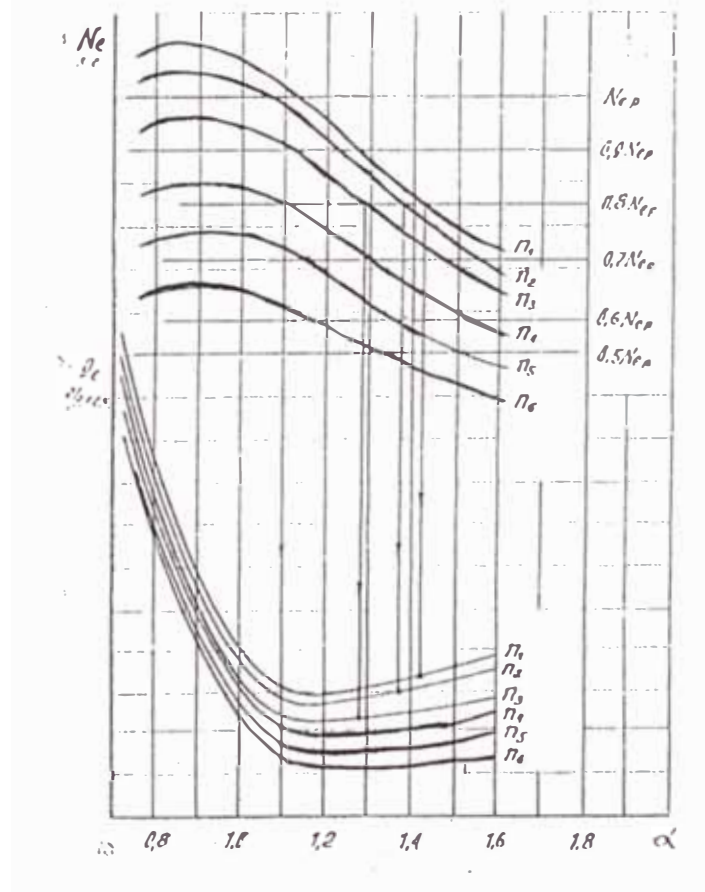


fig. 5.12: Variación de  $g_c$ ,  $N_e$ , según la ccm bajo diferentes valores del número de revoluciones.

## 5.5 característica de economía

Estas características tienen sobre todo gran significado para los diesel que poseen la posibilidad de rango amplio de regulación de potencia con la variación de la composición de la mezcla. sin embargo y para los motores a carburador las características descubren todas las posibilidades de elevación de economía y la regulación más económica del motor.

### 5.5.1 características de economía de los diesel

Las c.c.m. obtenidas mediante cálculo ó tomadas del motor se modifican para una serie de potencias constantes  $N_{en}$  ,  $0,9 N_{en}$  ,  $0,8 N_{en}$  ,  $0,7 N_{en}$  , .. etc.

El orden de modificación se muestra en la fig. 5.12 Como resultado obtenemos las características mostradas en la fig. 5.13

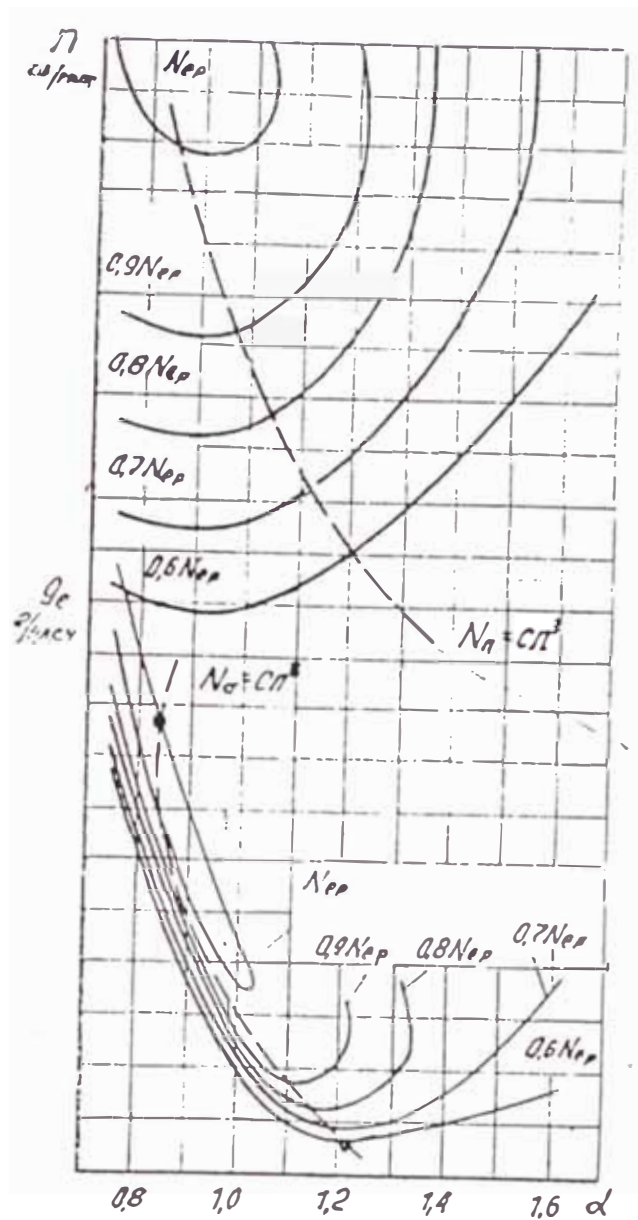


fig. 5.13 Variación del consumo específico de combustible y del número de velocidades del eje de cigüeñal en dependencia respecto de la composición de la mezcla bajo una potencia constante.

Las características obtenidas dan la posibilidad de representar las leyes de variación del consumo específico de combustible en dependencia respecto a  $\alpha$ ,  $g_c = f(\alpha)$  para  $N_i = c e$ , y también establecer



los regímenes de economía máxima para cada potencia estudiada

Las características representadas en la fig. 5.13 permiten también establecer un programa de regulación del motor para una economía máxima.

Las características de economía máxima están representados en la fig. 5.14

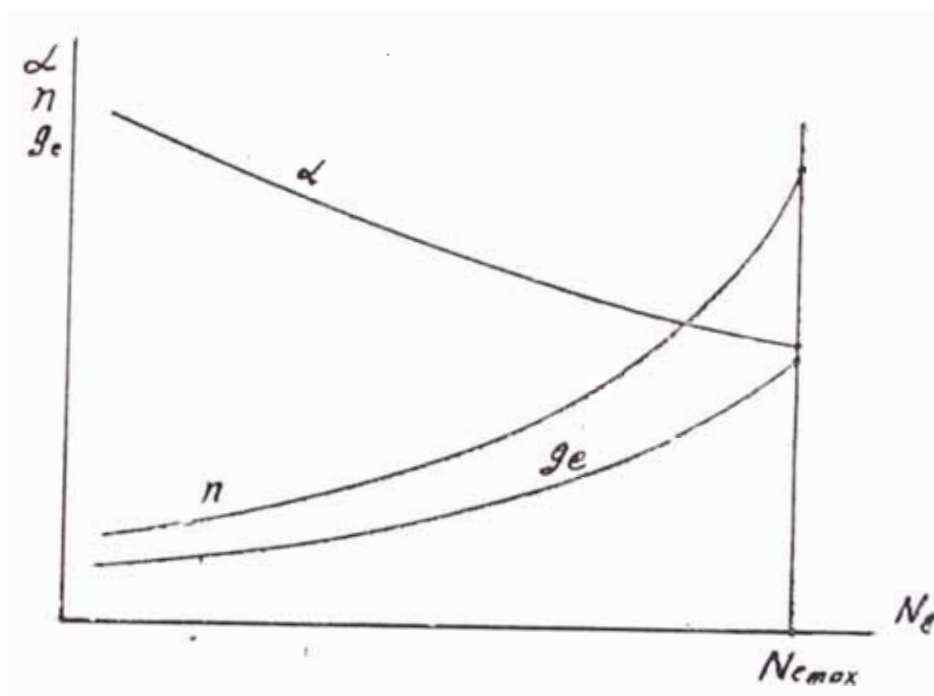


Fig. 5.14 Características de economía máxima

Sin embargo cada consumidor de potencia puede trabajar en todos los regímenes con economía máxima. Así por ejemplo: si el consumidor de potencia es la hélice, entonces la ley de variación de potencia según las revoluciones viene a ser una parábola cúbica:

$$N_c = C n^3$$

$$N_{cmax} = C n_{cmax}^3$$

entonces:

$$\frac{N_e}{N_{e\max}} = \left( \frac{n}{n_{\max}} \right)^2$$

de donde:

$$n = n_{\max} (N_e/N_{e\max})^{1/2}$$

En este caso es muy importante elegir correctamente las revoluciones de cálculo considerando la aproximación de la curva  $N_e = f(\alpha)$  a la economía máxima.

En la fig. 5.13 se muestra la variación de revoluciones y del consumo específico de combustible en el caso si el consumidor de potencia viene a ser la hélice, como se aprecia el desenvolvimiento de la curva  $N_e$   $C_n$  es cercano a la economía máxima de regulación. En este caso el programa de regulación del motor puede ser obtenido con la modificación de las características de la fig. 5.13, ella se demuestra en la fig. 5.14

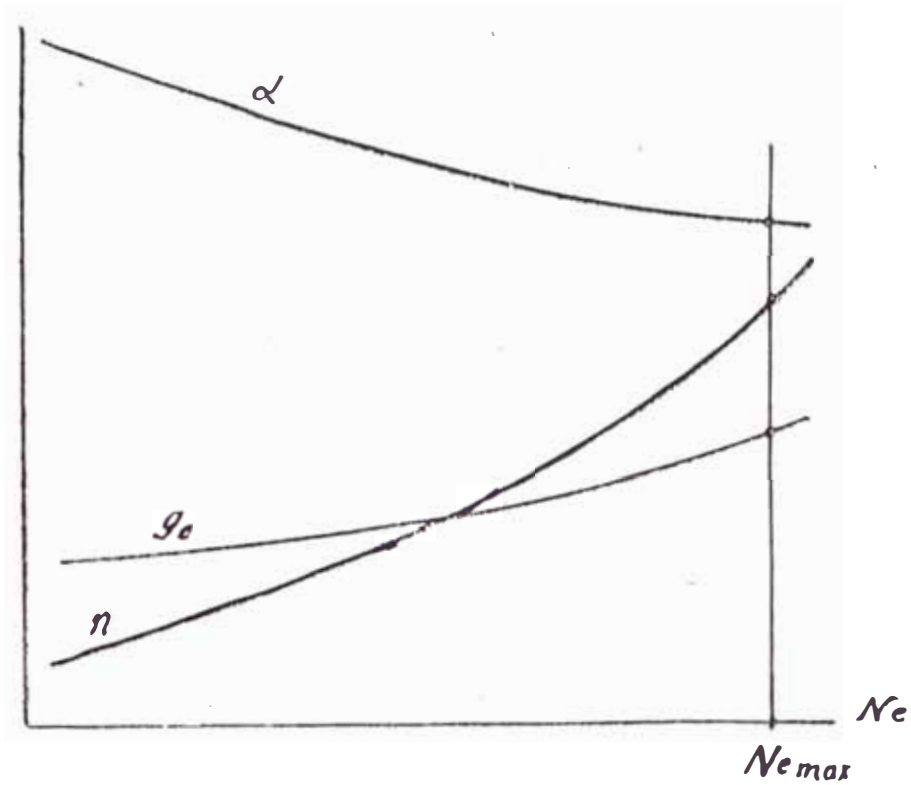


fig. 5.15 Características de economía máxima del motor bajo funcionamiento con el consumidor.

#### 5.6.- Características de Altitud

Se llaman características de altitud a las características anteriormente mencionadas obtenidas en cualquier altitud s.n.m., ó el comportamiento de un índice del motor con la altura manteniendo un determinado régimen constante para cada altura, esta característica se ve en la fig. 5.15

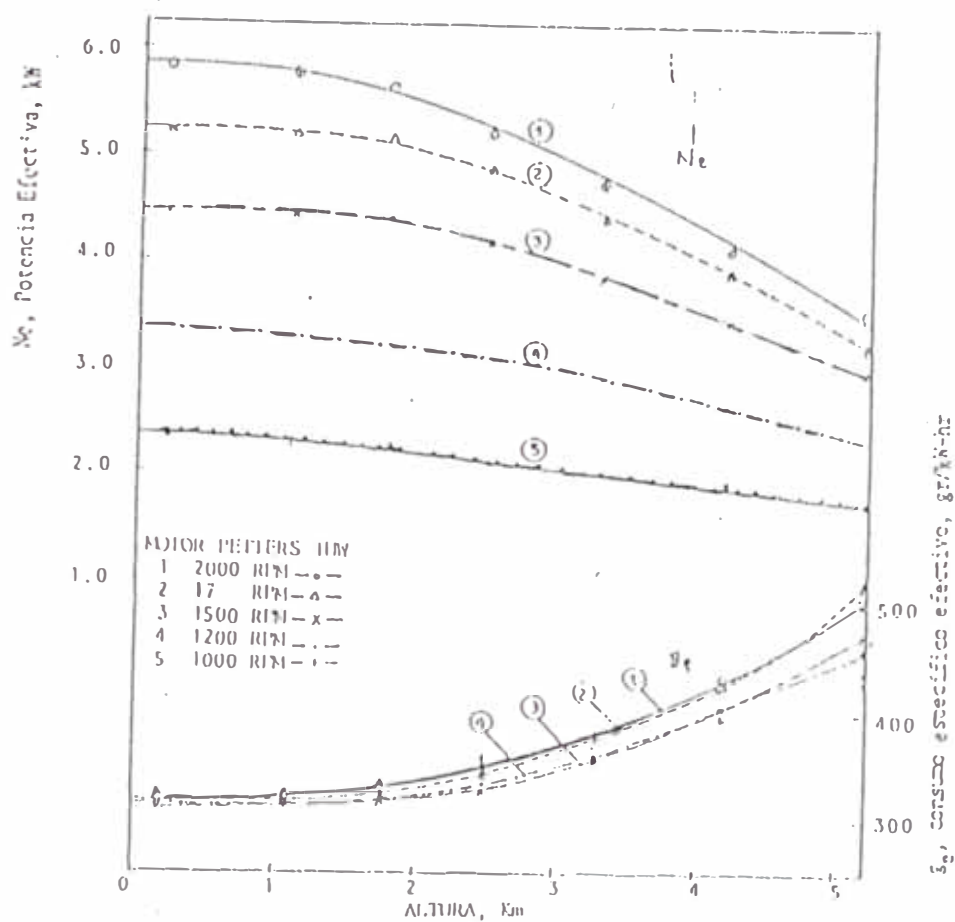


Fig. 5.16: Variación de la potencia efectiva y consumo específico efectivo de combustible en función de la altura s.n.m.

Para obtener este gráfico experimental mediante modelación matemáticas se puede realizar cálculos térmicos a diferentes condiciones para cada altura y se tendrán estos parámetros en función de la altura, para el motor compensado este cálculo térmico se hace manteniendo la potencia efectiva constante en cada altura.

En el caso de un motor aspirado la potencia efectiva

en cada altura no es la misma pués esta disminuye debido al encarecimiento del aire. Una fórmula práctica que permite ver la caída de potencia de un motor on la altura es la fórmula propuesta por V.Majaldiami.

$$\frac{N_{eH}}{N_{e0}} = (1 + 0.091 H^{0.026}) \left[ 1.11 - 0.11 \frac{\gamma_H}{\gamma_0} \right] \left( \frac{P_H}{T_H} \right) \left( \frac{T_0}{T_0} \right)^{0.5}$$

donde:

$N_{eH}$  = potencia en la altura H en (kw)

H = altura sobre el nivel del mar en (m.)

$\gamma_H$  = densidad del aire en la altura H (kg/m<sup>3</sup>)

$\gamma_0$  = densidad del aire a nivel de mar (kg/cm<sup>3</sup>)

$T_0$  = temperatura del aire a nivel de mar (°k)

$P_0$  = presión atmosférico a nivel de mar (M<sub>pa</sub>)

$P_H$  = presión atmosférico en la altura H (M<sub>pa</sub>)

$T_H$  = temperatura atmosférica en la altura H (°k)

Finalmente, si se quieren obtener las características externas, teniendo los resultados de los cálculos térmicos en cada altura, se procede de la misma forma como si estuviera a nivel de mar, en la fig. 5.17 se tienen las características de carga en varias alturas

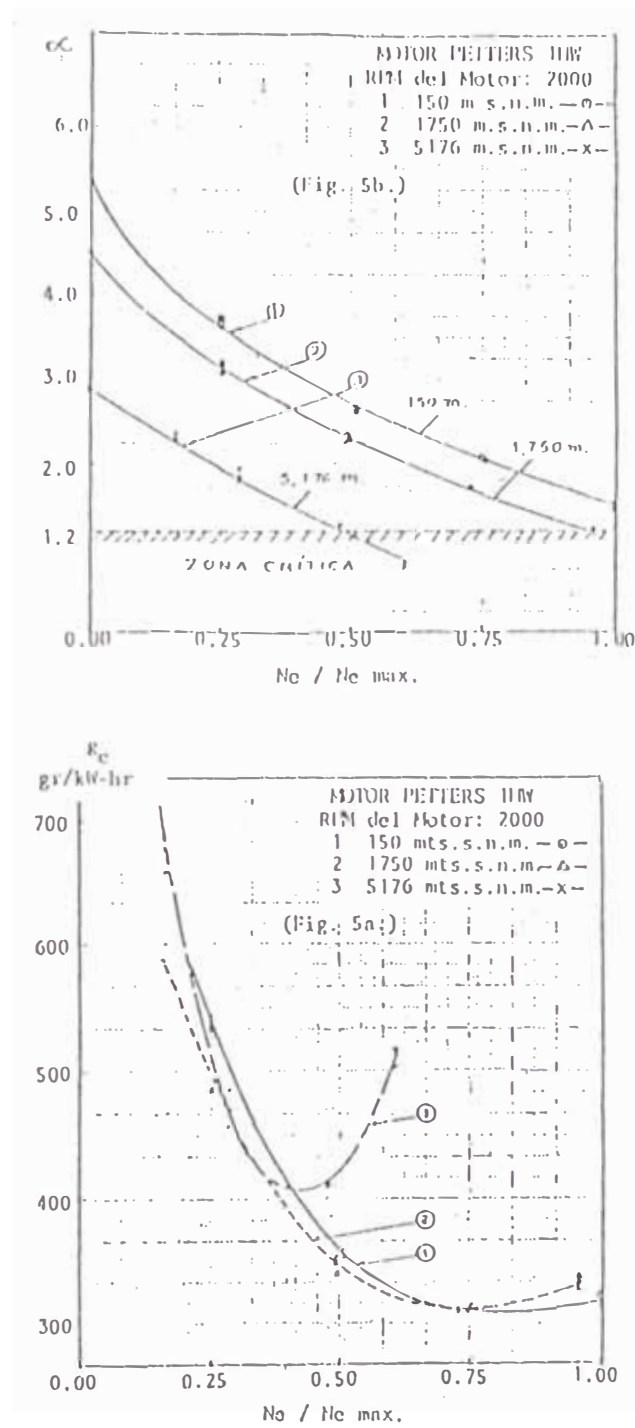


fig.5.17: Característica experimental de carga del motor diesel para diferentes alturas. (Sin regulación especial).

## V I

### MODELACION MATEMATICA DEL TRABAJO CONJUNTO DEL MOTOR TURBOCOMPENSADO

#### 6.1.- Generalidades

El trabajo conjunto del motor con el turbocompresor es un proceso complejo por ser dos máquinas que se diferencian en su principio de funcionamiento, además estas máquinas no tienen una sección rígida, pues solo los enlaza el flujo de gases. Durante el funcionamiento del motor y junto con el turbocompresor, a medida que disminuye la frecuencia de rotación del motor ( $n$ ) la cantidad de gases quemados que se ingresan a la turbina de gas por unidad de tiempo disminuye y por tanto disminuye la temperatura delante de la turbina con lo cual disminuye la potencia de esta, sin embargo el compresor en el instante que disminuye las revoluciones tiene el mismo flujo de aire lo cual hace que su potencia se mantenga constante, entonces existe aparentemente un desbalance de potencias, pero debido a que el trabajo de la turbina ( $N_T$ ) disminuye decrece el trabajo consumido en la compresión ( $N_K$ ) con lo cual la posición de sobrealimentación queda reducida.

Por tanto al variar el régimen de funcionamiento del motor diesel generalmente varían  $N_K$  y  $N_T$ , gracias a la variación (aumento ó disminución) de  $n$ , debido a que

varía  $P_k$ ,  $P_p$ ,  $\eta_k$ ,  $\eta_T$ ,  $G_k$ ,  $G_o$ , hasta valores en los cuales de nuevo se establezca la igualdad  $N_k = N_T$ , diferentes a los valores de los del régimen anterior.

**6.2.- Adaptación del Turbocompresor.-** El motor de cuatro tiempos se adapta mal a las exigencias del turbocompresor, debido a que la potencia en el motor sobrealimentado, sube paulatinamente a regímenes bajos y luego aumenta rápidamente cerca al régimen nominal. Esto tiene su explicación en el hecho de que  $P_k$ , sube desde valores muy pequeños y se incrementa con  $n$ , pero a medida que sube  $n$ ,  $P_k$ , cada vez sube más, lo que hace que la curva de la  $N_k = f(n)$ , se aleje más de la curva del aspirado a altas velocidades tal como se aprecia en la fig.6.1

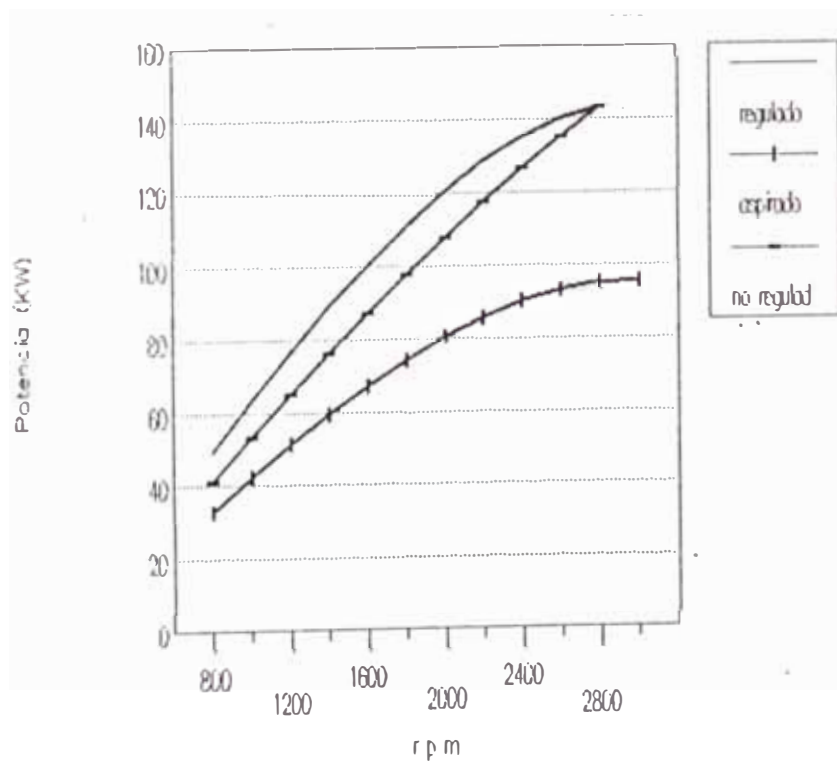


Fig. 6.1: Característica externa del motor perkins modelo 6354.4 aspirado y sobrealimentado



Otro problema existente debido a la forma de la curva de potencias máximas es que el momento máximo no se mantiene, es decir el par torsional de reserva disminuye para motores sobrealimentados, lo cual es perjudicial para motores de uso automotriz, debido a que en estos motores es un parámetro muy importante el par torsional. (ver fig. 6.2)

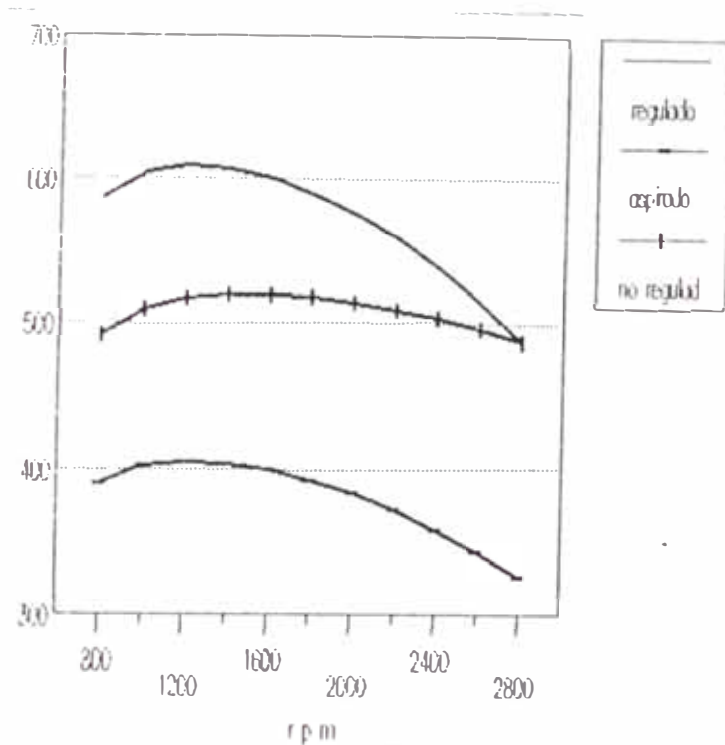


fig. 6.2: Par torsional del Motor Perkins sobrealimentado y aspirado modelo 6354.4

Una forma de mantener el par torsional para un motor es regulando el flujo de gases ya sea a través de la turbina o el compresor. Por ejemplo la firma Garret propone la válvula reguladora denominada, **válvula de cortocircuito Garre** con el fin de mantener la curva del par torsional

conveniente. El principio de esta válvula es colocar un bypass delante de la turbina en el ducto de escape, de modo que a medida que crece la presión en el colector de admisión se va abriendo el paso de gases directo a la atmósfera haciendo caer la presión  $P_k$  a medida que aumenta las revoluciones del motor.

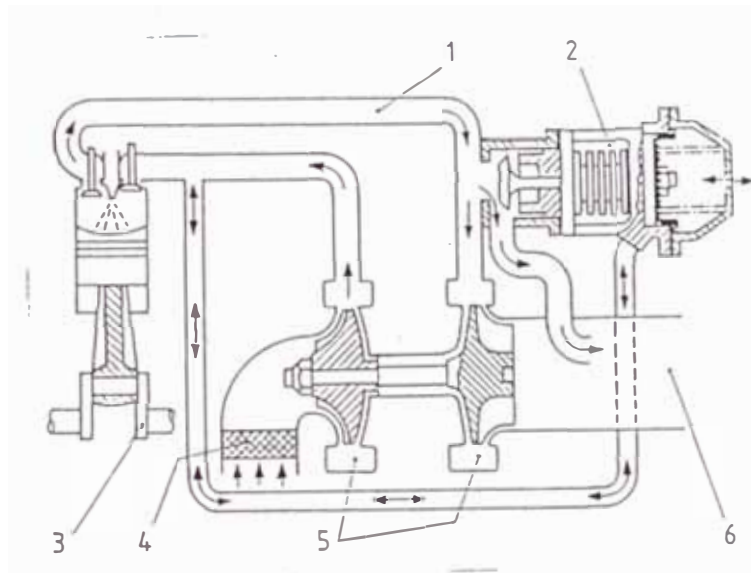


Fig. 6.3: Válvula reguladora de cortocircuito Garret

- 1: Colector de escape.
- 2: Válvula de cortocircuito.
- 3: Motor diesel.
- 4: Filtro de aspiración.
- 5: Grupo.
- 6: Escape.

Para regular el turbocompresor con el fin de mantener el momento se debe diseñar el compresor con  $P_{kmax} > P_{nom}$  es decir sobredimensionarlo para que el momento máximo se

conserve. En el caso de que un turbocompresor de uso vehicular no tenga bypass, necesariamente se debe regular desde la bomba de inyección es decir a medida que aumenta  $n$  ir disminuyendo ligeramente el consumo de combustible, naturalmente aún para este caso el turbocompresor debe de diseñarse sobredimensionado. La línea de trabajo conjunto de un motor y un turbocompresor sin regulador es el que se da a continuación en la Fig. 6.3.

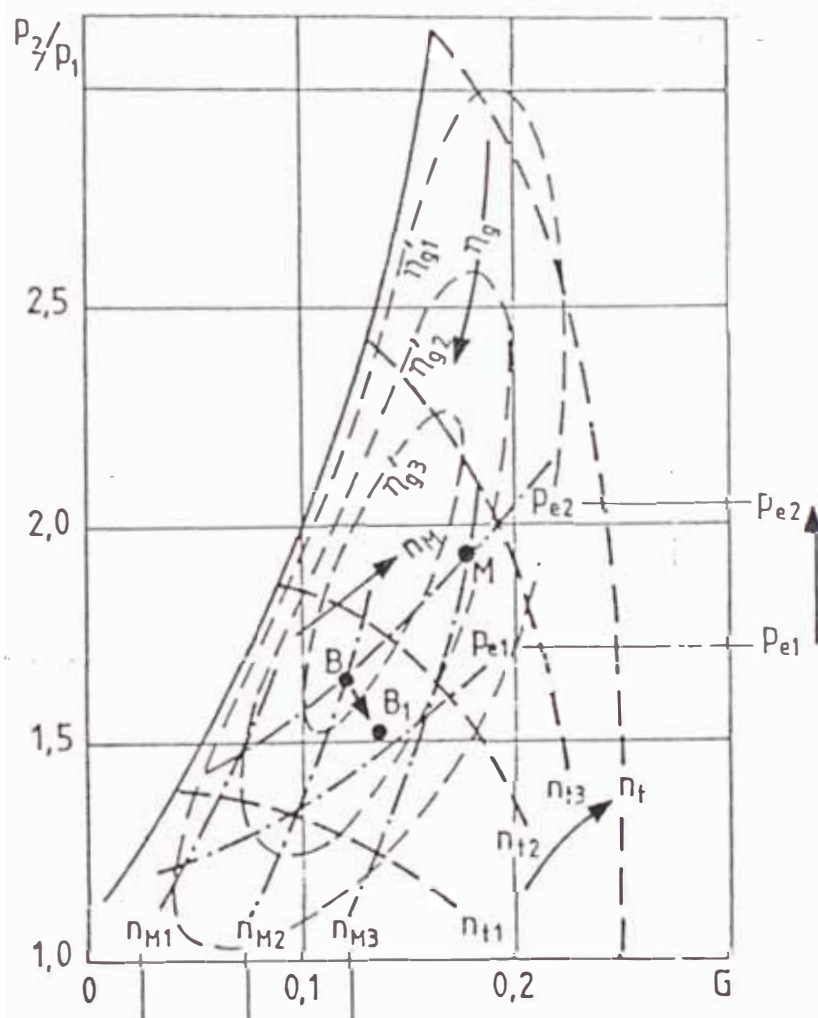


Fig. 6.3: El acoplamiento motor-turbocompresor en cargas y velocidades parciales.

$P_{e1}$ : con 100% carga.

$P_{e2}$ : con 75% de carga.

Cuando los motores trabajan con turbocompresores reguladores, se tienen las siguientes líneas de hermanamiento lo cual se recomienda para ciertos tipos de motores. Por ejemplo la línea D donde:  $\pi_k$  es constante (ver Fig. 6.4) se recomienda para motores de uso automotriz y la línea donde  $G_r$  es constante se recomienda para motores estacionarios.

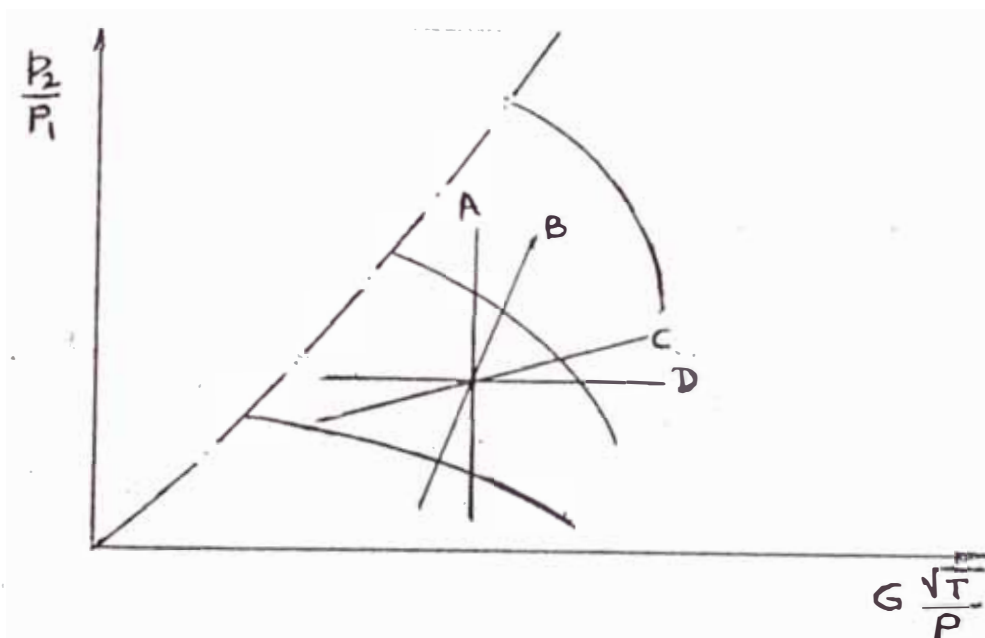


Fig. 6.4: Características del trabajo conjunto del motor de 4 tiempos.

A: motor estacionario ( $T_k$  sin enfriador).

B: motor estacionario ( $T_k$  con enfriador).

C: motor vehicular ( $T_k$  con enfriador)

D: motor vehicular ( $T_k$  sin enfriador)

TK: turbocompresor

### **6.3.- Metodología de cálculo del trabajo conjunto del motor Diesel con el turbocompresor**

La presente metodología es un resumen de la metodología Jachiyán con una modificación en el programa que se explicará más adelante.

La particularidad del método de Jachiyán viene a ser que este se realiza con la característica externa de velocidad del motor conocida.

Otra particularidad del método viene a ser la posibilidad de emplear diferentes tipos de características de compresores y turbinas es decir una familia de turbocompresores donde las características tanto del compresor y la turbina son conocidos. Como se verá lamentablemente en nuestro medio no se cuenta con esta información razón por la cual se optó por diseñar un turbocompresor y caracterizarlo, es decir obtener las curvas características del compresor y turbina mediante una modelación matemática.

Esta modelación de las características fue realizada por la Ing. Elizabet Vera, y de cuyos programas se obtuvo las características del turbocompresor requerido.

#### **6.3.1.- Procedimiento de cálculo**

Para un régimen estacionario dado se determina los índices de trabajo conjunto del motor diesel con el turbocompresor. El régimen estacionario del trabajo conjunto se determina por las siguientes condiciones:

a) Frecuencia de rotación de los rodets de la turbina y

del compresor iguales

$$n_k = n_T \quad (6.1)$$

b) Los consumos de aire y de gas a través del compresor  $G_k$ , del motor  $G_m$  y de la turbina  $G_T$  están ligados con las relaciones.

$$G_k = G_m = G_T - G_{comb} - G_{pg} + G_{byp} \quad (6.2)$$

donde:

$G_k$  : consumo del compresor de aire.

$G_m$  : consumo de aire por el motor.

$G_T$  : consumo de gas de la turbina.

$G_{comb}$  : consumo de combustible.

$G_{pg}$  : pérdida de gas.

$G_{byp}$  : consumo de gases a través del bypass

En ausencia de bypass se puede tomar:

$$G_k = G_m = G_T \quad (6.3)$$

c) La potencia de la turbina y del compresor son iguales.

$$N_k = N_T \quad (6.4)$$

La secuencia de cálculo a seguir por la metodología es la siguiente:

1.- se asume inicialmente:

- El coeficiente de exceso de aire  $\alpha$ .
- La presión de sobrealimentación  $P_k$  MPa.
- El grado de elevación de presión del gas en la turbina  $\pi_T^*$ .
- La frecuencia de rotación del turbocompresor  $n_{Tk}$  (min<sup>-1</sup>).
- La frecuencia de rotación del motor  $n$  (rev/min).
- La presión media de pérdidas mecánicas  $P_m$  (MPa)

- Las velocidades adimensionales del aire en la entrada del compresor  $\lambda_1$  y del gas en la entrada de la turbina  $\lambda_T$

2.- Se leen desde la característica externa la presión media efectiva  $P_e$ , la presión media indicada  $P_i$ , el rendimiento indicado  $\eta_i$ , el consumo de horario de combustible  $G_c$  y el suministro cíclico de combustible  $G_{cc}$  y el consumo horario de aire a través del motor  $G_a$ .

3.- El consumo secundario de aire a través del compresor será:

$$G_k = \frac{G_a}{3600 \times i_{tk}} \text{ en kg/s} \quad \text{----- (6.5)}$$

donde:

$i_{tk}$  : es igual al número de turbocompresores instalados en el motor.

4.- La frecuencia de rotación del compresor reducida en  $\text{min}^{-1}$ , se calcula como: ( $n_k = n_{tk}$ )

$$n_{kr1} = n_k \left( \frac{T_{ok}}{T_{2*}} \right)^{0.5} \quad \text{(6.6)}$$

donde:

$T_{2*}$  : es la temperatura del aire en la entrada del compresor ( $^{\circ}\text{k}$ ).

$T_{ok}$  : es la temperatura de reducción de la característica del compresor (generalmente  $288^{\circ}\text{k}$ ).

5.- La presión del aire en la entrada del compresor es:

$$P_{1*} = P_0 - A (G_a/G_{a\text{nom}})^2 \quad \text{(6.7)}$$

donde:

$P_0$  : es la presión atmosférica (MPa)

$A$  : es el coeficiente que considera las pérdidas de presión en la zona hasta el compresor; se encuentra de 0.03 a 0.05 MPa.

$G_{anom}$  : es el consumo de aire asumido en el régimen nominal.

6.- Por consiguiente el consumo de aire reduce a través del compresor será:

$$G_{kr} = G_k \frac{P_{ok}}{P_{1*}} \left( \frac{T_{1*}}{T_{ok}} \right)^{1/2} \text{ en kg/s} \quad (6.8)$$

donde:

$P_{ok}$  ; es la presión de reducción de la característica del compresor, generalmente  $P_{ok} = 0.1$  MPa

7.- El rendimiento adiabático ( $\Pi_{k*}$ ) del compresor y el grado de la presión de aire en el compresor  $\pi_{k*}$  , se determina con las características dimensionales ó adimensionales obtenidas experimentalmente del compresor.

Se empleará las características dimensionales entonces:

$$\Pi_{k*} = f(n_{kr} , G_{kr})$$

$$\pi_{k*} = f(n_{kr} , G_{kr})$$

los cuales se leen de las características dadas para un compresor determinado. Estas características se muestran en las figuras 4.3.a y 4.3.b

8.- Se ajusta la presión de sobrealimentación  $P_k$  en MPa a través de la fórmula:

$$P_{k\text{nuevo}} = \Pi_{k*} P_{1*} - B \frac{G_a}{G_{anom}} \quad (6.9)$$



donde:

B , es el coeficiente que considera la pérdida de presión en la zona desde el compresor hasta la válvula de admisión y varía de 0.001 a 0.004 Mpa

Luego se emplean en los cálculos los nuevos valores de  $P_k$  y se hace:

$$P_k = P_{k\text{nuevo}} \quad (6.10)$$

9.- El índice politrópico de compresión del aire en el compresor se da con la fórmula:

$$\eta_{\text{nom}} = \frac{(k/(k-1)) \pi_{k*}}{(k/(k-1)) \pi_{k*} - 1} \quad (6.11)$$

10.- La temperatura del aire de sobrealimentación se calcula con la fórmula.

$$T_k = T_1 * (\pi_{k*})^{\left(\frac{n_{\text{nom}} - 1}{n_{\text{nom}}}\right)} \quad (6.12)$$

11.- La densidad del aire de sobrealimentación en  $\text{kg/m}^3$ , se calcula con la fórmula.

$$\rho_k = \frac{P_k}{R T_k} \quad (6.13)$$

12.- Se lee el coeficiente de llenado  $\eta_v$ , desde la característica externa del motor.

13.- Se ajusta el consumo horario de aire a través del motor, el consumo secundario de aire a través del compresor y el coeficiente de exceso de aire según las fórmulas.

$$G_{\text{anuevo}} = iVh \cdot 30 \cdot n \cdot \eta_v \cdot f_k \quad (6.14)$$

$$G_{\text{kNuevo}} = \frac{G_{\text{anuevo}}}{i_{TK} \cdot 3600} \quad (6.15)$$

$$\alpha_{\text{nuevo}} = \frac{G_{\text{anuevo}}}{G_{\text{comb}} \cdot l_0} \quad (6.16)$$

14.- En seguida se calcula la potencia consumida en mover el compresor, pero antes se hace:

$$G_a = G_{\text{anuevo}} \quad (6.17)$$

$$G_k = G_{\text{kNuevo}} \quad (6.18)$$

$$\alpha = \alpha_{\text{nuevo}} \quad (6.19)$$

15.- La potencia que consume el compresor es igual a:

$$N_k = \frac{L_k \cdot G_k}{\eta_{k*}} \quad (6.20)$$

16.- El consumo secundario de los gases en kg/s es:

$$G_g = \left( \frac{\alpha L_0 + 1}{\alpha L_0} \right) G_k \cdot m \quad (6.21)$$

$m$  : es el coeficiente que considera la pérdida de aire y de los gases y varía de 0.98 a 1.0

17.- La presión del gas después de la turbina en MPa se calcula con la fórmula:

$$P_{T0*} = P_0 + C (G_g/G_{gnon})^2 \quad (6.22)$$

donde;  $C$  : es el coeficiente que considera el aumento de la presión de los gases en el tubo principal después de la turbina y varía de a 0.003 a 0.005

18.- La presión de los gases delante de la turbina a MPa

se determina según:

$$p_{e*} = \pi_{T*} P_{T0*} \quad (6.23)$$

19.- La temperatura de los gases delante de la turbina en °k se determina con la función experimental.

$$T_p = T_{T*} = 1.13 T_k + 1850 / (\epsilon^{0.25} (1 + \alpha_{10})) \quad (6.24)$$

20.- La densidad del gas delante de la turbina en kg/m<sup>3</sup>, se determina con la fórmula.

$$\rho_T = \frac{P_{T*}}{R_g \cdot T_p} \cdot \xi(\lambda_T) \quad (6.25)$$

donde:

$R_g$  : constante de los gases

$\xi(\lambda_T)$ : función gasodinámica  
conocida

21.- La velocidad crítica del gas delante de la turbina en m/s es igual a:

$$a_{\text{crit}} = \left[ 2 \frac{k_1}{k_1 + 1} R_g T_{T*} \right]^{0.5} \quad (6.26)$$

donde:  $k_1$  es el índice adiabático de los gases de escape.

22.- La velocidad de los gases delante de la turbina se calcula en m/s como:

$$C_e = \frac{4 Gg}{D_{Tm}^2 \cdot \pi \cdot f_T} \quad (6.27)$$

donde:

$D_{Tm}$ : diámetro del tubo en la entrada de la turbina en m.

23.- Ajustamos la velocidad adimensional del gas en la entrada de la turbina.

$$\lambda_{Tnuevo} = \frac{C_T}{a_{Tcr1t}} \quad (6.28)$$

En seguida se hace:

$$\lambda_T = T_{nuevo} \quad (6.29)$$

24.- El consumo de los gases a través de la turbina será igual a: (en ausencia de bypass)

$$GT = Gg$$

El coeficiente de aumento de la potencia de la turbina en el flujo de impulso  $k_N$  se determina con la fórmula:

$$K_N = 1 + \frac{0.005}{Pk - 0.1013} \quad (6.31)$$

26.- El coeficiente de aumento de la capacidad de peso de la turbina en el flujo de impulso  $k_f$ , es igual a:

$$k_f = (K_N)^{-0.5} \quad (6.32)$$

27.- En el caso de emplearse características dimensionales se tendrá ( $\pi_T = \pi_{TK}$ )

$$G_{Tr} = f \left( \frac{\pi_T}{\sqrt{T_{T*}}} , \pi_{T*} \right) \quad (6.32)$$

donde:

$$G_{Tr} = \frac{GT \sqrt{T_{T*}}}{PT*} \quad (6.31)$$

Para el valor de  $\pi_{T*}$  asumido inicialmente se lee  $G_{Tr}$  de la característica dimensional dada para cada tipo de turbocompresor (estas características se obtienen experimentalmente y tienen las tendencias que se muestran en la fig. 6.5.

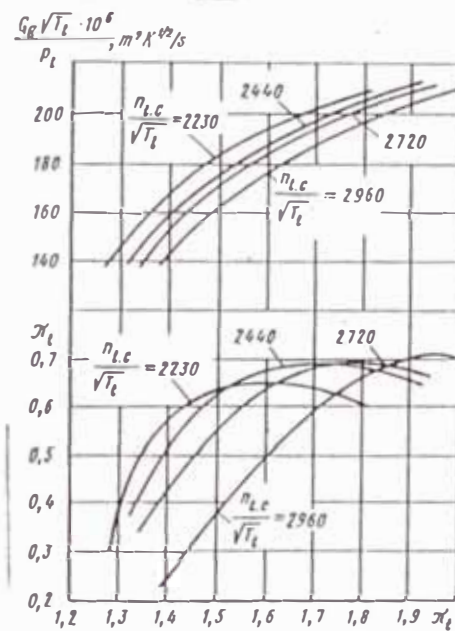


Fig. 6.5 Curvas características dimensionales de una turbina de fabricación soviética.

28.-El nuevo valor de la presión del gas delante de la turbina se determina según:

$$P_{T*} \text{ nuevo} = \frac{G_T \sqrt{T_{T*}} \cdot 0.0981}{K_f G_{Tr}} \quad (6.32)$$

donde: el coeficiente de traspaso es igual a 0.0981 y es igual a 0.0981 y es necesario debido al que al determinar experimentalmente  $G_T$  se cumple  $P_T$  en  $\text{kg/cm}^2$

29.- el nuevo valor del grado de disminución de la presión del gas en la turbina será:

$$\pi_T^* \text{ nuevo} = P_T^* \text{ nuevo} / P_{T0}^* \quad (6.33)$$

30.- En seguida en los cálculos el valor de  $\pi_T^*$  se aproxima a:

$$\pi_T^* = \frac{(\pi_T^* + \pi_T^* \text{ nuevo})}{2} \quad (6.34)$$

ya que si tomamos  $\pi_T^* = \pi_T^* \text{ nuevo}$  el proceso de aproximaciones resulta divergente.

31.- El trabajo adiabático que realiza el gas en la turbina en Joules está dado por:

$$L_T = \left( \frac{K_1}{k_1 - 1} \right) R_T T_{T^*} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_T^*} \right)^{(k_1 - 1)/k_1} \right] \quad (6.35)$$

32.- Para determinar el rendimiento efectivo de la turbina  $\Pi_T$ , se emplean las características dimensionales; de donde se tiene:

$$\Pi_T = f \left( \frac{n_D}{\sqrt{T_{T^*}}}, \pi_T^* \right) \quad (6.36)$$

33.- La potencia de la turbina con el flujo de impulsos del gas será:

$$N_T = L_T \cdot G_T \cdot \Pi_T \cdot k_N \quad (6.37)$$

34.- El nuevo valor de la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor ( $n_{TK}$ ) es:

$$n_{TKnuevo} = n_{TK} \left( \frac{N_{TK}}{N_k} \right) \quad (6.35)$$

35.- En seguida en los cálculos la frecuencia de rotación del rotor se determina como:

$$n_{\epsilon k} = \frac{n_{\epsilon k} + n_{\epsilon knuevo}}{2} \quad (6.39)$$

36.- El cálculo se repite hasta que se cumpla la condición:

$$| (N_k - N_{\epsilon}) / N_{\epsilon} | < 0.02 \quad (6.40)$$

37.- Luego se asume un nuevo régimen para el motor ( $n$ ) y se procede análogamente para este punto, de esta manera se ubican todos los puntos del trabajo conjunto del motor y el turbocompresor.

38.- El diseño térmico del turbocompresor fue desarrollado por la sra. Elizabet Vera y se usaron los programas hechos por ella para calcular el turbocompresor del motor en estudio, además sus programas también modelan matemáticamente las características del turbocompresor, por tanto el programa de trabajo conjunto se realiza con un turbocompresor definidos con características simuladas matemáticamente.

El compresor se calcula con el programa COMPRESOR y la turbina con el programa TURBINA, las características del compresor se calculan con el programa CARTURR y del compresor con CARCOM.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1.- A partir de los resultados del cálculo térmico dados en el capítulo IV se puede conocer el tipo del turbocompresor utilizado por el motor, pues mediante este programa se obtiene la máxima altura donde el motor trabaja sin pérdida de potencia, ya que aproximadamente en esa altura el compresor trabaja con su  $P_{i,max}$ ; este punto queda limitado con  $T_e$  y  $T_x$ , debido que si no entra en rangos recomendados se aumenta  $P_i$  ó se detiene el programa.

2.- El modelo matemático establecido para la obtención del diagrama indicado puede ser usado tanto para un motor aspirado como sobrealimentado el porcentaje de aproximación al real no fue posible establecerlo por no contar con diagramas indicados reales.

3.- La metodología de Zubarev empleada en la simulación de las características carece de deficiencias tanto en la obtención de la eficiencia volumétrica como indicada, por las recomendaciones de parámetros universales experimentales dados, los errores son del orden del 13% a 15%.

4.- Corrigiendo la simulación de la eficiencia volumétrica para la obtención de las características



partir de fórmulas empíricas recomendadas y otras fórmulas teóricas, el porcentaje de error es en el orden del 4% al 5% .

5.- El error de aproximación de la simulación de las características del motor (como parámetro de comparación se establece la característica externa dada por el fabricante) es del orden de 2% al 3% si se corrige la tendencia de  $\eta_s$  ; con lo cual se mejora la  $\eta_i$  .

6.- Las características de economía máxima dadas en el capítulo V permiten regular el motor con un determinado consumidor y a partir de acá se puede ver si el motor seleccionado para un determinado consumidor (camiones, autos, barcos, etc.) es el más óptimo.

7.- Asumir  $P_k = \text{constante}$ , para la simulación de las características es buena solo para motores vehiculares y esto queda confirmada en el trabajo conjunto.

8.- Finalmente se recomienda enriquecer y comprobar la metodología para diversas marcas de motores VOLVO, PERKINS, SCANIA, etc, existentes en nuestro medio experimentalmente y establecer rangos específicos los cuales son importantes en la simulación del comportamiento del motor.

9.- De los resultados del cálculo térmico se puede observar que en condiciones de la INA el turbocompresor cumple con las especificaciones del fabricante es decir compensa la pérdida de potencia aproximadamente hasta 4500 metros sobre el nivel del mar.

10.- De los resultados del cálculo térmico a condiciones de la atmósfera peruana se puede observar que el turbocompresor solo compensa hasta 3500 metros sobre el nivel del mar. Esto se debe a que la densidad de la atmósfera dada por la INA es mayor que la densidad de la

## BIBLIOGRAFIA

1. **ARONES, J.M.**  
"Metodología para la sobrealimentación de motores diesel mediante turbocompresores, aplicado al motor B-55 montado en vehículos a oruga", tesis de grado FIM - UNI 1990
2. **BAIKOV, B.P. et al.**  
"Turbocompresores para sobrealimentación de motores diesel. Manual de consulta Ed. Mashinostroenie. Leningrado, 1975 (en ruso)
3. **BALJE, O.E.**  
"Turbomachines - a guide to design, selection and theory" Ed. John Wiley and Sons. Nueva York, 1981
4. **BALJE, O.E.**  
"A study on design criteria and matching of turbo-machines: Part A - Similarity relations and design criteria of turbines", Transactions of the ASME, Ene. 1962
5. **BALJE, O.E.**  
"A study on design criteria and matching of turbo-machines: Part B - Compressor and pump performance and matching of turbocomponents" Transactions of the ASME, Ene. 1962
6. **BARSKI, I.A.**  
" Máquinas de álabes para turbocompresores Ed. Universidad de la Amistad entre los Pueblos. Moscú, 1979
7. **BARSKI, I.A.**  
"Cálculo de los turbocompresores para sobrealimentación Ed. Universidad de la Amistad entre los Pueblos. Moscú, 1980 (en ruso).
8. **BROCK, E.K.**  
"Turbocharging of four-stroke diesel engines related to power generation", Diesel Engineers and Users Association, publication 379.
9. **CHERKASKI, V.M.**  
"Bombas, ventiladores y compresores" Ed. MIR. Moscú, 1984

10. **CHURCH, A.H.**  
"Bombas y máquinas soplantes centrífugas", Ed. Reverté S.A. Barcelona, 1954
11. **COHEN, H.**  
"Gas turbine theory". Ed. Longman group, Londres 3<sup>ra</sup> reimpresión, 1975
12. **COZ, A.F.**  
"Streamline curvature investigation of flow in radial turbine". Tesis de Maestría, Universidad de Manchester. Manchester, 1973
13. **CROUSE, W.H.**  
"Mecánica del automóvil". Ed. Marcombo. 5<sup>ta</sup> reimpresión. Barcelona, 1979
14. **CROUSE, W.H.**  
"Motores de automóvil". Ed. Marcombo S.A. 1<sup>a</sup> ed. castellana. Barcelona, 1981
15. **FERGUSON, T.B.**  
"The centrifugal compressor stage" Ed. Butterworths, Londres, 1963.
16. **GARCIA, H.R.**  
"Estudio teórico experimental de un turbocompresor centrífugo". Tesis de grado, FIM - UNI, 1969
17. **GIACOSA, D.**  
"Motores endotérmicos" Ed. DOSSAT, 3<sup>ra</sup> edición. Madrid, 1980.
18. **INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS**  
"Turbocharging and Turbochargers" Institution of Mechanical Engineers. Londres, 1978.
19. **JACHIYAN, A.S. y SINIAVSKI, V.V.**  
Guía metodológica para el trabajo monográfico del curso "Motores de Automóviles". Ed. Instituto MADI, Moscú, 1985 (en ruso)
20. **JACHIYAN, A.S.**  
Apuntes de clase del curso "Sobrealimentación de motores de automóviles" del MADI
21. **JANICEK, P.**  
"Un nuevo método para el diseño de la turbina centrípeta radial"
22. **JAVETSKI, J.**  
"The changing world of gas turbines" Power, revista 1978
23. **JOVAJ, M.S. y MASLOV, G.S.**  
"Motores de automóvil" Ed. MIR 2a.edición. Moscú 1978

24. **JOVAJ, M.S.**  
"Motores de automóvil" Ed. MIR. Moscú, 1982
25. **JUDGE, A.W.**  
"Automobile engines". London Chapman and Hall.  
Londres, 1972
26. **KNOERNSCHILD, E.M.**  
"The radial turbine, for low specific speeds and low  
velocity factors", Journal of engineering for Power,  
Ene.1961.
27. **KOHLER, H.**  
"Turbocharger for heavy fuels" Diesel and Gas  
Turbine, revista Dic. 1986.
28. **KUNBERGER, K.**  
"Turbochargers to meet worldwide engine require-  
ments" Diesel and Gas turbine, revista Jul-Ago, 1987
29. **LILJEDAHL, J. y CARLETON, W.M.**  
"Tractores, diseño y funcionamiento" Ed. Limusa.  
Mexico, 1975
30. **LUDEÑA, A.**  
Apuntes del curso "Sobrealimentación de Motores"  
UNI, 1989
31. **LUKANIN, V.N.**  
"Motores de combustión interna" Ed. MIR. Moscú,  
1988 (traducción del ruso).
32. **LUTSGARTEN, G.**  
Z and A engines design and development, service  
experience, particularly exhaust valves, Sulzer  
paper 1982.
33. **MARKS, L.**  
"Manual del Ingeniero Mecánico" Ed. Mc.Graw Hill  
8ª Edición. Mexico, 1982.
34. **MESNY, M.**  
"Motores diesel" Ed. Alsina. Buenos Aires, 1958
35. **MIRALLES de IMPERIAL, J.**  
"Sobrealimentación de motores". Ed. CEAC. Barcelona,  
1980
36. **MIRANDA, P.**  
"La construcción y el manejo de los motores diesel  
marinos" Ed. Gustavo Gili, 6ª Edición. Barcelona,  
1971.
37. **OBERT, E.F.**  
"Motores de combustión interna - análisis y  
aplicaciones" Ed. Continental 1966