Universidad Nacional Autónoma de México

Escuela Nacional de Estudios Profesionales

126

UTILIZACION DE LOS TURBOCARGADORES EN LOS MOTORES DE GASOLINA

Sist. 29213

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A:

SIGIFREDO TEJADA BAÑOS

SAN JUAN DE ARAGON, EDO. DE MEXICO 1983

Universidad Nacional Autónoma de México
UNAM
Biblioteca Central
Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON
DIRECCION

Sr. SIGIFREDO TEJADA BAÑOS
P R E S E N T E .

En contestación a su solicitud de fecha 6 de mayo del año en curso, relativa a la autorización que se le debe conceder para que el señor profesor, Ing. ISMAEL HUITRON MARQUEZ pueda dirigirle el trabajo de Tesis denominado "UTILIZA --- CION DE LOS TURBOCARGADORES EN LOS MOTORES DE GASOLINA ", con fundamento en el punto 6 y siguientes del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reune los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Sin otro particular, aprovecho la ocasión para reiterar a usted las bondades de mi distinguida consideración.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
San Juan de Aragón, Edo.de Méx., junio 2 de 1981.
EL DIRECTOR

LIC. SERGIO ROSAS ROMERO

c.c.p. Coordinación de Ingeniería.
Unidad Académica.
Departamento de Servicios Escolares.

SRR'IRTD'lla.

CON TODO MI AMOR.

A MIS PADRES

FELIX TEJADA GALEANA

DIVINA BAÑOS DE T.

A MIS HERMANOS.

PATRICIA

TERESA

ALEJANDRO

MIGUEL ANGEL.

CON CARIÑO Y AGRADECIMIENTO

A MIS PADRINOS.

CARLOS MORENO L.

LUZ MARIA BAÑOS DE M.

A MIS FAMILIARES Y AMIGOS
QUE DE UNA U OTRA MANERA-
ME BRINDARON APOYO Y PALA
BRAS DE ALIENTO.

I N D I C E

PAG.

INTRODUCCION.

I.- FACTORES QUE PROPICIAN EL AUMENTO DE - POTENCIA EN EL MOTOR. 4

1.0.- DESCRIPCION DE LOS FACTORES 5

1.1.- FACTORES DE DISEÑO 5

1.1.1.- NUMERO Y DIMENSIONES DEL CILINDRO . . . 5

1.1.2.- NUMERO DE TIEMPOS. 6

1.2.- FACTORES DE VELOCIDAD 7

1.3.- FACTORES TERMODINAMICOS Y QUIMICOS. . . 7

1.4.- FACTORES HIDRODINAMICOS 10

1.4.1.- RELACION DE COMPRESION 11

1.4.2.- COEFICIENTE RESIDUAL DE GASES 11

1.4.3.- PRESION Y TEMPERATURA FINAL DE LOS GASES. 12

1.4.4.- PRESION Y TEMPERATURA INICIAL DE LOS-GASES 14

1.5.- FACTORES MECANICOS 16

1.5.1.- PERDIDAS POR FRICCION 17

1.5.2.- PERDIDAS POR EL ACCIONAMIENTO DE MECANISMOS NECESARIOS (No AUXILIARES) . . . 17

1.5.3.- PERDIDAS POR EL ACCIONAMIENTO DE MECANISMOS AUXILIARES. 17

PAG.

2.0.- RENDIMIENTO VOLUMETRICO. 18

II.- SOBREALIMENTACION

1.0.- TIPOS DE SOBREALIMENTADORES. 23

1.1.- SOBREALIMENTADORES DE DESPLAZAMIENTO-POSITIVO 23

1.1.1.- SOBREALIMENTADORES DE PISTONES O RECIPROCANTES. 25

1.1.2.- SOBREALIMENTADORES DE LOBULOS. 25

1.1.3.- SOBREALIMENTADORES DE PALETAS. 26

1.2.- SOBREALIMENTADORES DINAMICOS O ROTATIVOS. 27

1.2.1.- SOBREALIMENTADORES DE FLUJO AXIAL . . . 28

1.2.2.- SOBREALIMENTADORES DE FLUJO RADIAL. . . 30

III.- EL TURBOCARGADOR.

1.0.- ANALISIS TERMODINAMICO DEL TURBOCARGADOR. 32

1.1.- TEORIA DEL COMPRESOR 32

1.2.- TEORIA DE LA TURBINA 37

2.0.- DISEÑO DEL TURBOCARGADOR. 42

2.1.- DISEÑO DEL COMPRESOR 42

2.2.- DISEÑO DE LA TURBINA 54

2.3.- RODAMIENTOS 61

IV.- EL TURBOCARGADOR Y EL MOTOR.

1.0.- REDISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE MOTOR. . . 70

PAG.

2.0.- REDISEÑO DE LOS SISTEMAS DEL MOTOR. 72

2.1.- SISTEMA DE IGNICION. 72

2.2.- SISTEMA DE COMBUSTIBLE. 77

2.3.- SISTEMA DE LUBRICACION. 89

2.4.- SISTEMA DE ESCAPE. 94

V.- SELECCION E INSTALACION DEL TURBO-CARGADOR.

1.0.- SELECCION DEL TIPO DE TURBOCARGADOR. 104

2.0.- INSTALACION DEL TURBOCARGADOR. 126

VI.- SISTEMAS AUXILIARES.

1.0.- VALVULAS DE CONTROL. 134

2.0.- INTERENFRIADOR. 140

3.0.- INYECCION DE AGUA 146

VII.- FALLAS COMUNES EN LOS TURBOCARDORES.

1.0.- PROBLEMAS DE FUNCIONAMIENTO. 152

2.0.- FUGAS DE ACEITE. 154

3.0.- FALLAS MECANICAS 158

CONCLUSIONES.

BIBLIOGRAFIA.

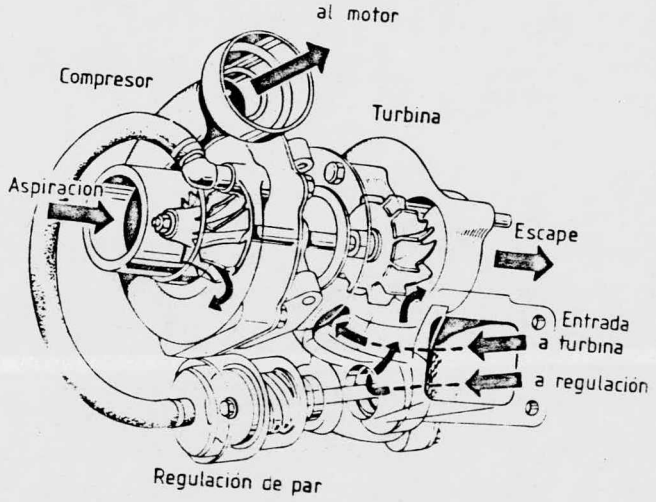


Figura 1 EL TURBOCARGADOR

INTRODUCCION

Desde la invención del automóvil, éste ha sufrido diversos cambios en su fisonomía, los cuales van desde su presencia hasta su funcionamiento.

En los años 60's existía la tendencia de aumentar la potencia de los motores aumentando el desplazamiento; épocas en las cuales existierón motores de 10 ó más cilindros y en los cuales su relación peso-potencia dejaba mucho que desear.

En la actualidad la tendencia es usar motores pequeños pero de alta eficiencia, los cuales pueden estar dispuestos de diferentes maneras (en "V", en línea u opuestos), dependiendo del fabricante; lo cierto es que existen ocasiones en las cuales se requiere de una fuente de energía motríz de gran potencia, y de acuerdo a las tendencias actuales, en poco tiempo esto no será posible, si no se dispone de un dispositivo que haga que de esos pequeños motores se obtenga la energía deseada.

El turbocargador (fig. 1) es un dispositivo que utilizando los gases de escape del motor puede lograr un aumento de más del 100 % en la potencia del mismo realizando solamente algunos pequeños cambios en el exterior de este.

El estudio que actualmente se presenta, pretende dar las bases para la utilización de este dispositivo, consi

derando los recursos y las necesidades de la industria nacional, por lo que su enfoque va desde el punto de vista teórico hasta el práctico, y se pretende que sea de gran ayuda a-cualquier industria que presenta interés en el proyecto; - - pues la información contenido incluye los diversos problemas que se pueden presentar, mismos que se amplian para un mejor entendimiento y comprensión de ellos.

Desde el punto de vista teórico se abarca el analisis termodinámico de los componentes del turbocargador como-son la turbina y el compresor, también se muestran algunos - parametros de diseño, construcción y fabricación de los mismos. Desde el punto de vista práctico se proporciona información de todos los componentes a usar y de los cambios a -- realizar al instalar un turbocargador, se incluyen también - fallas comunes, tablas y graficas, que serán de gran utili-- dad en el desarrollo de este proyecto.

Para finalizar se hace notar que para el mejor entendimiento de algunos temas tratados, se requiere tener conocimientos básicos de mecánica automotríz, también se hacenotar que el análisis presentado es de fácil acceso para personas que no tengan conocimiento de termodinámica, pues la - distribución de los temas es tal, que la información teórica, no interfiere con la información práctica, siendo la primera una -

herramienta, solamente para las personas que deseen profundizar en el tema.

CAPITULO PRIMERO

FACTORES QUE PROPICIAN EL AUMENTO DE POTENCIA EN EL MOTOR

1.0.- Descripción de los Factores.

Los motores de gasolina, no transforman en trabajo el total de la energía que potencialmente deberían entregar, ésto, es debido a que como todas las máquinas térmicas poseen una particular eficiencia.

La potencia como característica de un motor puede-verse afectada por varios factores, mismos que pueden propiciar su aumento o disminución, así dentro de este capítulo - nos va a interesar en particular el aumento de potencia y su mejor aprovechamiento, por lo que los factores que gobiernan la potencia del motor se pueden analizar desde los siguien-- tes puntos de vista:

a).- Factores de diseño.

b).- Factores de Velocidad.

c).- Factores termodinámicos y químicos.

d).- Factores hidrodinámicos.

e).- Factores mecánicos.

1.1.- Factores de Diseño.

1.1.1.- Número y dimensiones del cilindro.

La potencia de un motor puede ser elevada incremen

tando el diámetro y/o la longitud de los cilindros y el número de éstos, esto debido a que la cantidad de combustible -- que transforma el motor es mayor, pero el aumento de número- de cilindros aumenta también las dimensiones del motor, por- lo tanto su peso, a más de que, propicia grandes fuerzas de- inercia en las masas reciprocantes del motor. Con todo lo anterior se debe tomar en cuenta el factor peso/potencia que - puede disminuir el aprovechamiento de la potencia neta del - motor si no se tiene cuidado al determinar estos incrementos

1.1.2.- Número de Tiempos.

La potencia puede elevarse reduciendo el número de tiempos, por ejemplo un motor de dos tiempos comparado con - un motor de cuatro tendrá más potencia con valores idénticos de diámetro y longitud de cilindro, número de pistones y revoluciones del motor, ésto es debido a que se realiza el mismo trabajo en menor tiempo.

También en comparación con un motor de cuatro tiempos, un motor de dos tiene menor coeficiente de carga, refiriéndonos al desplazamiento total del pistón, debido ésto a- un barrido inferior, a una alta temperatura de la mezcla en- el tiempo de compresión y a la pérdida de una porción de la- carrera del pistón para el barrido, además de una eficiencia térmica baja por una combustión menos perfecta.

También debido a estas razones la potencia de un motor de dos tiempos no es exactamente el doble de uno de cuatro dotado del mismo número de pistones del mismo diámetro de cilindros, carrera y revoluciones del motor, sin embargo si llega a tener más potencia, aproximadamente en razón de un 75 % a un 80 % más.

1.2.- Factores de Velocidad.

La potencia de un motor se incrementa en proporción directamente al número de revoluciones de éste y lo mismo sucede con la velocidad media del pistón.

También el aumento de la velocidad trae aparejado el incremento de la resistencia hidráulica en los sistemas de admisión y escape, ésto en consecuencia reduce la eficiencia volumétrica, también el incremento de la velocidad impide la formación de una mezcla homogénea y una adecuada combustión, lo cual sucede aproximadamente arriba de las 3,000 RPM..o por lo menos es el rango donde estos efectos son más notorios, sin embargo estos efectos de reducción de potencia son despreciables con respecto a la ganancia de potencia que se obtiene al incrementarse las RPM.

1.3.- Factores Termodinámicos y Químicos.

Existen tres factores químicos y termodinámicos --

que ayudan al aumento de potencia de un motor los cuales son:

- La cantidad teórica de aire requerida para la -- combustión.
- Una cantidad extra de aire durante la combustión
- El valor calorifico del combustible.

Los anteriores factores propician el aumento de la eficiencia indicada (Ni), esta eficiencia depende del grado de perfección de los siguientes procesos.

- Barrido de los cilindros y su carga con mezcla - fresca.
- Formación de la mezcla aire-gasolina.
- Combustión.
- Transferencia de calor de las paredes del cilindro a los gases de trabajo.
- Temperatura de la mezcla.

La eficiencia de la combustión depende del proceso de formación de la mezcla y del intercambio de de calor entre el cilindro o cilindros de motor un intercambio de calor defi-- ciente propicia una mezcla con baja densidad lo que afecta - la cantidad de combustible quemado.

Así puesto que la composición de la mezcla aire -- combustible se estima por la relación:

$$r_{a/c} = \frac{ma}{mc}$$

Donde:

ma = masa de aire.

mc = masa de combustible.

$r_{a/c}$ = relación de aire combustible

Y si esta relación es referida al coeficiente de - exceso de aire por la ecuación:

$$r_{a/c} = \frac{ma}{mc} = \frac{\alpha\ mc\ Lo}{mc} = \alpha\ Lo$$

Donde:

α = Coeficiente de exceso de aire.

Lo = La cantidad teórica de aire requerida - para la combustión de un Kg. de combustible.

Esta relación nos hace ver que la eficiencia del - motor depende de la relación de aire combustible, la cual está influenciada por el coeficiente α .

El poder calorífico inferior del combustible (Qi) y la cantidad teórica de aire requerido para la combustión dependen de la composición química del combustible, por lo que estas variables tienen diferentes valores numéricos para cada tipo de combustible.

$$qi = \frac{Qi}{Lo}$$

Donde:

Lo, esta en Kg. de aire/Kg. de combustible, o en m^3 de aire/kg. de combustible.

El valor numérico de qi para combustibles usados en motores de combustión interna es casi lo mismo para todos los tipos de motores de gasolina (aproximadamente 10 500 --- Kcal/kg combustible) y se le denomina poder calorífico inferior de combustible.

1.4.- Factores Hidrodinámicos.

En este inciso el primer factor a considerar es la eficiencia volúmetrica, pues es la que nos dá una idea de la calidad del proceso hidrodinámico.

El segundo factor es el peso específico de la mezcla de entrada a los cilindros del motor, ya que la potencia indicada se eleva con el incremento de la eficiencia de la carga. A continuación analizaremos el efecto de varios factores que afectan la eficiencia de la carga, como son:

1).- Relación de compresión.

2).- Coeficiente residual de los gases.

3).- Presión y temperatura final de los gases.

4).- Presión y temperatura inicial de los gases.

1.4.1.- Relación de Compresión.

Se define como relación de compresión a:

$$r_k = \frac{Vcc}{Vt}$$

Donde:

Vcc = Volúmen de la cámara de combustión

Vt = Volúmen total = Vd + Vcc.

Vd = Volúmen desplazado por el pistón.

Un incremento en la relación de compresión reduce el coeficiente residual de los gases, lo que aumenta la eficiencia volumétrica.

Los valores prácticos de relación de compresión usados en motores de gasolina varían desde 6.0 hasta 9.5.

1.4.2.- Coeficiente residual de los Gases.

Este coeficiente depende de la presión residual y de la temperatura residual de los gases al final del tiempo de escape.

La influencia del coeficiente residual de gases no solo afecta el proceso de carga (eficiencia volumétrica) sino también a la combustión, por eso en la práctica la tenden

cia es a reducir este coeficiente tanto como sea posible.

Con este propósito, en motores de cuatro tiempos - las válvulas de escape se hacen abrir antes del punto muerto superior, además de que un tiempo grande en la duración del- barrido del cilindro permite que la cantidad de gases resi-- duales decrezca, con este mismo propósito se hace que la válvula de admisión abra antes que la válvula de escape cierre.

Durante el traslape de las válvulas, el cilindro - es barrido con la mezcla de combustible lo cual nos mejora - el proceso de carga, en el caso de motores de cuatro tiempos el coeficiente de gases residuales varía de 0.035 a 0.045 -- con el motor funcionando a alta velocidad. El coeficiente residual de gases es más alto a baja velocidad debido a que un decremento en la velocidad del cigueñal provoca que el proceso de barrido sea menos eficiente debido al incremento de la presión residual.

1.4.3.- Presión y Temperatura Final de los Gases.

Se sabe que la eficiencia de la carga cae con la - elevación de la presión residual y las principales causas de la elevación de esta presión son:

- Un tiempo de apertura de la válvula de escape -- erroneo.

- Una excesiva resistencia al flujo del sistema de escape.

Si la apertura de la válvula de escape es retardada el período de descarga libre es más corto, esto incrementa la presión y la cantidad de gases, y así el aumento del - coeficiente residual de gases da como resultado una caida en la eficiencia volumétrica, por otro lado, también sabemos que un cierre de la válvula de escape antes del punto -- muerto superior incrementa el volúmen de los gases residuales comprimidos por el pistón durante el tiempo de escape en el volúmen de la cámara de combustión, esto eleva la presión de escape y reduce el valor de la eficiencia volumétrica, -- además que la resistencia ofrecida por el sistema de escape- se ve afectada por los siguientes factores:

- Por la longitud, por el área y por el número de- curvas del tubo de escape.
- Por la velocidad del motor.
- Por la carga del motor.

Un incremento en la longitud del tubo de escape -- eleva como regla general la resistencia a la salida de los - gases de escape y lo mismo ocurre cuando el diámetro del tubo es reducido y el número de dobleces aumentado, además de que- como es sabido un incremento en la velocidad del motor tiene

como resultado un alto flujo de productos de la combustión a través del tubo de escape, esto incrementa la velocidad de - los gases y da como resultado un incremento en la resisten-- cia del tubo al flujo de los mismos, además un incremento en la densidad de los gases, cuando éstos fluyen a alta velocidad es acompañada por una elevación en la temperatura y como consecuencia el promedio volumétrico de flujo por segundo y- la velocidad de los gases a través del tubo crecen, esto incrementa la resistencia disminuye la salida de los gases y - reduce la potencia del motor:

1.4.4.- Presión y Temperatura Inicial de los Gases.

Una apertura de la válvula de admisión antes del - punto muerto superior nos asegura a altas velocidades del motor el barrido en el cilindro debido a la inercia de los gases que viajan a alta velocidad a través del múltiple de escape, esto sucede cuando existe traslape valvular que es --- cuando ambas válvulas, tanto la de admisión como la de escape están abiertas. El traslape de las válvulas reduce la cantidad de gases residuales en el cilindro, ya que al ocurrir- el barrido de los cilindros baja la temperatura de las paredes de combustión, lo que incrementa la eficiencia volumétrica debido a que se reduce la temperatura inicial de la mez-- cla; por otro lado a bajas velocidades la eyección de la co-

lumna de gases llega a ser débil, así que un recorrido del - cilindro a bajas velocidades y el barrido del mismo durante- el traslape de la válvula nos provocan una penetración de gases provinientes del cilindro al múltiple de admisión, esto- reduce la cantidad de mezcla fresca en el cilindro e incre-- menta los gases residuales en el mismo y da como resultado - que se tenga una caida en la eficiencia volumétrica.

También a bajas revoluciones del motor se puede -- causar la ignición de la mezcla fresca en el múltiple de admisión, debido a una postcombustión en el cilindro durante - el período de escape, así mismo el momento de cierre de la - válvula de admisión es también importante para la eficiencia volumétrica, ya que si la válvula cierra antes del punto --- muerto inferior el período de carga es reducido y la canti-- dad de mezcla en el cilindro será menor. Por otro lado si la válvula cierra muy tarde la mezcla que ha entrado en el ci-- lindro durante el tiempo de admisión será forzado a salir a- principio de la compresión, lo que disminuirá la cantidad -- de mezcla y a su vez la potencia del motor.

La temperatura de la carga es un factor importante en la potencia del motor y depende de la temperatura de las- paredes de la cámara de combustión, de la cantidad de masa, de la temperatura de los gases residuales y de la temperatura -

de entrada de la mezcla.

La temperatura de los gases se incrementa con el - incremento de la carga del motor; algunas personas tienen la idea errónea de que un motor frío funciona mejor que uno caliente a temperatura normal, sin embargo esto es falso pues- el evento de la combustión se vuelve mucho menos efectivo -- cuando el motor esta frío, también en esta situación el consumo de combustible se vuelve más alto de lo normal.

Así mismo la presión atmósferica del lugar afecta- a la eficiencia volumétrica y por lo tanto a la potencia del motor. Un incremento en la presión de entrada mediante un mecanismo o dispositivo es uno de los más eficientes y frecuentes métodos usados en los motores modernos para elevar la potencia, este método es denominado sobrecarga o sobrealimen-- tación y se logra al adaptar un dispositivo llamado sobrealimentador, el cual eleva la presión de admisión del motor.

Cuando un motor es sobrecargado el proceso específico de carga se incrementa, pero la relación de presión de- admisión presión de trabajo se mantiene constante, por lo -- que la eficiencia de un motor sobrecargado aumenta muy poco

1.5.- Factores Mecanicos.

La eficiencia de un motor se puede elevar reduciendo las pérdidas mecanicas. Las pérdidas mecánicas se pueden di-

vidir en tres grupos:

1) Pérdida por fricción.

2) Pérdidas por el accionamiento de mecanismos necesarios (no auxiliares).

3) Perdidas por el accionamiento de mecanismos -- auxiliares.

1.5.1.- Perdidas por Fricción.

Son las ocasionadas por el movimiento relativo entre dos piezas en contacto, como puede ser el movimiento relativo entre los muñones del cigueñal y los cojinetes, el movimiento relativo entre las válvulas y su guía, etc.

1.5.2.- Pérdidas por el Accionamiento de Mecanismos necesarios (no auxiliares).

En este grupo se pueden incluir las pérdidas de potencia al accionar mecanismos indispensables en el funcionamiento del motor como son las válvulas, distribuidor de platinos etc.

1.5.3.- Pérdidas por el Accionamiento de Mecanismos Auxiliares.

Un motor para su funcionamiento requiere de mecanismos que le son utiles para su funcionamiento pero que no necesariamente deberán ser movidos por parte de la potencia-

del mismo, por ejemplo: la bomba de aceite, de agua o gasolina que se podrían substituir por bombas eléctricas sin el accionamiento directo del motor, lo cual no afectaría al rendimiento del mismo; un caso similar serían el ventilador del sistema de enfriamiento; otros dispositivos de este tipo serían el generador o el alternador y el motor de arranque además del filtro de aire que ofrece resistencia al flujo de aire al carburador lo que produce una disminución en la potencia del motor, sin embargo los mecanismos que son accionados directamente por el motor se utilizan por su bajo costo de producción en comparación con los que utilizan otra fuente de energía.

2.0.- Rendimiento Volumetrico.

Se puede definir como rendimiento volumétrico a la relación de la masa de aire combustible introducido en el cilindro en el tiempo de admisión y la masa de aire combustible que ocuparía el volúmen del cilindro más el volumen de la cámara de combustión, y estará representado por la expresión:

$$N_v = \frac{Wa}{Wt}$$

Donde:

N_v = Eficiencia volumétrica.

W_a = Masa de aire combustible introducida en el - tiempo de admisión.

W_t = Masa de aire combustible que ocuparía 1 volúmen del cilindro más el volúmen de la cámara de combustión.

El rendimiento volumétrico es función de la velocidad media de la mezcla a través de los conductos de aspiración y su valor oscila entre un 75 % y un 85 %.

El trabajo de un motor depende principalmente de - la cantidad de mezcla que pueda quemarse, ésto a su vez se - ve reflejado en la potencia desarrollada. La eficiencia volumétrica nos da la medida del grado de llenado del motor y -- por lo consiguiente nos da eficiencia del sistema responsable de la introducción de la mezcla. Los factores que afectan a la eficiencia volumétrica son como lo vimos anteriormente:

- La densidad de la carga y la dilusión originada- por los gases residuales.
- El diseño de los conductos de admisión y escape.
- El diseño de abertura y cierre de las válvulas.

En la eficiencia volumétrica influyen las variaciones de presión que se originan en los conductos de admisión- o escape como consecuencia de las diferencias de velocidad -

que se experimenta en la masa gaseosa en movimiento, por último la eficiencia volumétrica se puede mejorar notablemente comprimiendo el fluido antes de introducirlo al cilindro e - incrementarla si a la compresión le sigue un buen enfriamien to entre el compresor del fluido y el cilindro (Referencia - Fig. 46).

CAPITULO SEGUNDO

SOBREALIMENTACION

Se conoce a la sobrealimentación como un medio de- introducir a los cilindros del motor más mezcla aire combustible de la que normalmente podrían aspirar.

Los efectos positivos de la sobrealimentación se - comprenden en el aumento de la área útil de trabajo del ci-- clo térmico del motor. Este aumento es debido al incremento- de la densidad de la mezcla por el aumento de la presión de- admisión.

La presión media efectiva crece proporcionalmente- con el aumento de la densidad y al salto entre la presión de alimentación y la presión de escape, con esto se tiene una - mejoría en el rendimiento volumétrico como consecuencia de - la evacuación forzada de los gases de la combustión, esto es debido a la compresión que ejerce la carga fresca dejando -- disponible una parte del espacio que en motores de aspira--- ción normal ocuparían los gases residuales de la combustión, debido a esto se tienen como consecuencia un aumento sensi-- ble en la potencia del motor.

La potencia puede ser elevada si la sobrealimenta- ción es elevada y estos resultados se pueden mejorar interpo niendo entre el sobrealimentador y el motor un sistema de re frigeración.

Es notable el hecho de que entre ciertos límites -

de sobrealimentación, el aumento de potencia a igual número de revoluciones del motor no aumenta la carga térmica y mecanica del motor, por lo que no es necesario aumentar la resistencia de sus elementos, y en efecto, la carga térmica se mantiene baja efectuando un traslape adecuado o implementando un sistema de inyección de agua, que absorbe parte del calor generado, esto se ampliará en el capítulo sexto.

1.0.- Tipos de Sobrealimentadores.

Existen dos tipos básicos de sobrealimentadores:

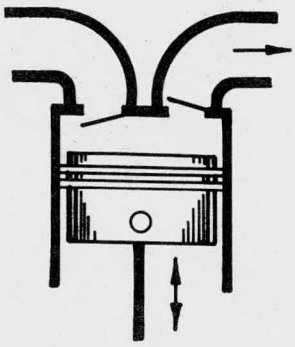
- De desplazamiento positivo.
- Dinámicos o rotativos.

1.1.- Sobrealimentadores de Desplazamiento Positivo.

En los sobrealimentadores de desplazamiento positivo están incluídos:

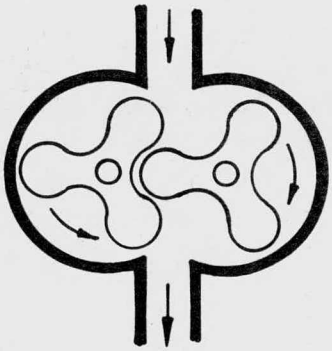
- Los de pistones o reciprocantes.
- Los de lóbulos.
- Los de paletas.

Estos sobrealimentadores tienen un rango de funcionamiento aproximadamente igual al de un motor de gasolina -- por lo que normalmente son movidos por el cigueñal del motor a través de bandas, cadenas o engranes y se les conoce como supercargadores. En este caso se bombea esencialmente la mis



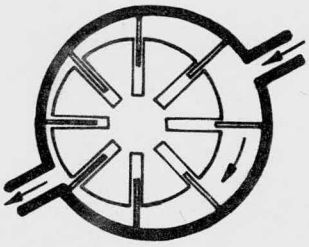
COMPRESOR RECIPROCANTE

Figura ._ 2



COMPRESOR DE LOBULOS TIPO ROOTS

Figura ._ 3



COMPRESOR DE PALETAS

Figura ._ 4

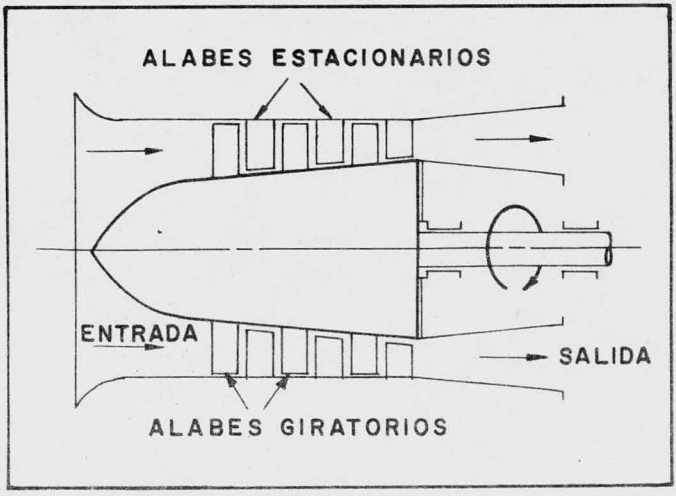


Figura ._ 5

ma cantidad de carga por revolución del motor independientemente de su velocidad, supongamos que en esa carga desplazada por el compresor es dos veces la que aspira un motor normal, entonces la presión del múltiple de admisión deberá elevarse para permitir fluir al motor la misma cantidad de carga entregada por el compresor. Este tipo de compresores tiene la desventaja de que usa energía directa del motor para su funcionamiento.

1.1.1.- Sobrealimentador de Pistones o Reciprocantes.

Los sobrealimentadores reciprocantes son similares en principio y diseño a los motores de combustión interna; constan de un émbolo dentro de un cilindro, posee válvulas de admisión y de escape (Fig. 2) en cada vuelta del motor penetra aire al cilindro por la válvula de admisión y sale comprimido por la de escape. Este tipo de compresores han sido usados por muchos años en motores estacionarios, porque --- usualmente están fijados al cigueñal y funcionan a la velocidad de éste. El problema presentado por estos compresores es que son muy grandes para usarse en motores de vehículos automotrices.

1.1.2.- Sobrealimentador de Lóbulos.

El sobrealimentador de lóbulos del tipo Roots ----

(Fig. 3) es el más conocido y el más usado de los supercargadores, se compone de dos lóbulos en forma de 8 y están unidos a dos engranes que giran a la misma velocidad pero en sentido contrario con un pequeño espacio entre ellos y la carcasa. Este tipo de compresor no trabaja como tal sino como un desplazador de aire, pues la carga de aire sale aproximadamente a la misma presión que a la entrada y es comprimida por el flujo de retorno del aire que se encuentra en el múltiple de admisión, esto ofrece cierta resistencia a la descarga del compresor produciéndose una compresión. La desventaja de este sobrealimentador es que no comprime al aire eficientemente arriba de 15 PSI, lo cual tiende a calentar el aire y a bajar su densidad.

1.1.3.- Sobrealimentadores de Paletas.

Los compresores del tipo de paletas constan de unas paletas deslizables, de manera que puedan adaptarse a las variaciones del diámetro de la carcasa en la cual se mueven (Fig. 4). Cuando el motor es obligado a girar, arrastra con él las paletas, que al mismo tiempo por fuerza centrífuga o por la acción de un resorte hacen contacto con la pared de manera que en la entrada tienen un volúmen en el cual entra la carga y que al girar va comprimiendo hasta que llega a la salida expulsando la carga que se encontraba a presión.

Como este tipo de compresor es completamente sallado, para - lubricar las paletas, usualmente se mezcla el aceite con la- carga lo cual tiende a bajar el octanaje.

1.2.- Sobrealimentadores Dinámicos o Rotativos.

Los compresores dinámicos o rotativos existen en - dos tipos:

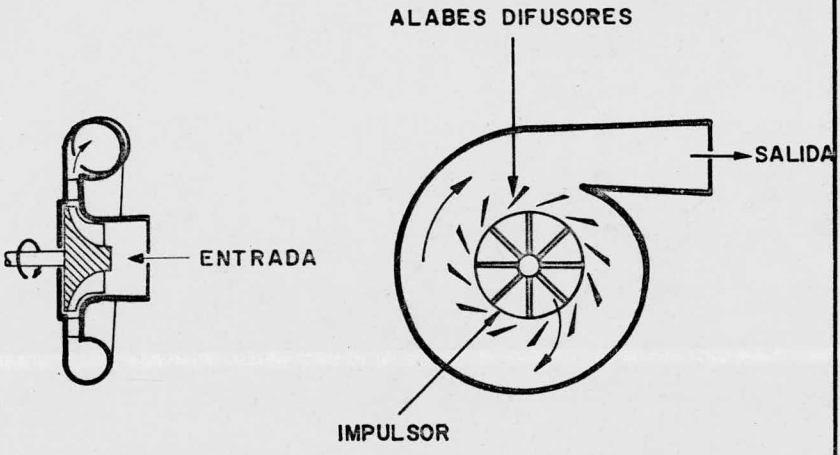
- Flujo Axial.
- Flujo Radial.

Este tipo de sobrealimentador generalmente funciona a grandes velocidades, debido a que el cambio de volúmen lo realiza a través de un cambio de velocidad, por lo que - cuando mayor sea el cambio de velocidad, mayor será el cambio de volúmen y mayor será la presión necesaria para cambiarlo. Como el compresor funciona a altas velocidades, es - difícil hacerlo funcionar por medios mecánicos, o sea, conducido por el cigueñal, ya que un compresor de flujo radial -- funciona aproximadamente a una velocidad de 115000 RPM. para elevar la presión en proporción de 3: 1, por lo que para ser accionado mecánicamente la transmisión debería ser de 20:1 - para un motor funcionando a 5000 RPM, esto es poco práctico- debido al alto costo del tipo de transmisión, que se requiere y a los grandes esfuerzos a que se somete el motor por los cambios a altas velocidades.

Hacer funcionar un sobrealimentador de este tipo - siempre es un problema, excepto si se cuenta con un dispositivo de alta velocidad, o sea una turbina, debido a éste aditamento se les conoce como turbocargadores. Una turbina se - puede acoplar directamente al compresor sin necesidad de --- usar engranajes o algún otro tipo de acoplamiento mecánico.- La turbina puede funcionar usando los gases de escape del motor, energía que comunmente es deshechada en forma de calor- y ruido.

1.2.1.- Sobrealimentador de Flujo Axial.

Los sobrealimentadores de flujo axial están formados básicamente por un rotor que gira dentro de una carcasa, estos - compresores constan de varios pasos formados por rotores con determinado número de aspas, alternando con ruedas directrices fijas a la carcasa, que también esta provista de aspas;- los rotores tienen un cierto ángulo de inclinación llamado - "ángulo de ataque", que es el que desvía la trayectoria del- aire produciendo presión de un lado y vació del otro. Este - tipo de compresor tiene el problema de elevar muy poco la relación de presiones y se necesita de varios pasos para alcanzar la presión adecuada, lo que da por resultado un compre-- sor muy grande (Fig. 5).



SOBREALIMENTADOR DE FLUJO RADIAL

Figura ._6

1.2.2.- Sobrealimentador de Flujo Radial.

El compresor de tipo radial difiere del de flujo - axial en que la dirección del gas es cambiado aproximadamente 90° de su posición original y como el aire está en contacto con las aspas del impulsor por un largo período de tiempo es posible conseguir una presión más alta en un paso menor - que en el de flujo axial (aproximadamente 4:1). El compresor de flujo radial está constituído por dos elementos principales: el rotor y la carcasa (Fig. 6). El aire entra por el -- centro del impulsor en forma axial y sale a gran velocidad - en forma radial a través de su circunferencia; al salir el - fluído del impulsor, pasa a través de un difusor, donde la - velocidad se reduce por el aumento gradual de sección del pasaje, convirtiendo la energía cinética en energía de presión.

CAPITULO TERCERO

EL TURBOCARGADOR

En el capítulo anterior se mencionaron los diferentes tipos de sobrealimentadores incluyendo las características de cada uno de ellos, obviamente las ventajas que presenta el compresor radial al ser accionado por los gases de escape del motor son las que sobresalen, y es en la actualidad es el tipo de sobrealimentador que mayor aplicación tiene en los motores de combustión interna. A continuación se presenta un análisis termodinámico del turbocargador y veremos algunos de sus parametros de diseño, así como la descripción - de las partes componentes.

1.0.- ANALISIS TERMODINAMICO DEL TURBOCARGADOR.

1.1.- TEORIA DEL COMPRESOR.

Como vimos anteriormente el compresor que más ventajas presenta es de tipo radial, de tal manera que haremos el estudio de un compresor de estas características.

Como el compresor es una máquina de flujo que cambia el estado de un fluído de las condiciones PI, VI, y TI a las condiciones P2, V2 y T2 por medio del trabajo dado a la flecha por los gases de escape, podemos basarnos en la primera ley de la termodinámica o principio de la conservación de la energía.

$$h_2 - h_1 = W - Q \qquad -(1)$$

Donde:

h_2 = Entalpia a la salida del compresor.

h_1 = Entalpia a la entrada del compresor.

W = Trabajo dado al impulsor.

Q = Suma de calores ganador o perdidos a través de la carcasa del compresor.

En un caso ideal en que hubiese existido cambio en las condiciones de la masa de gas de entrada y de salida sin que existieran pérdidas de calor a través de la carcasa, estaría dado por.

$$h_2 - h_1 = W \qquad -(2)$$

Donde W sería el trabajo de compresión adiabática, esto en sí es imposible de lograrse, sin embargo, un buen diseño y un buen funcionamiento pueden reducir las pérdidas de calor al medio exterior.

Así tenemos que:

$$h_1 = mc_p T_1$$

Y

$$h_2 = mc_p T_2$$

Donde:

m = Masa de fluido por unidad de tiempo.

T_1 y T_2 = Temperatura inicial y temperatura final respectivamente.

c_p = Calor específico a presión constante.

Entonces tenemos que:

$$W_1 = mc_p(T_2 - T_1) \qquad -(3)$$

Si sabemos que para una compresión adiabática:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} \qquad -(4)$$

Donde:

n = Constante adiabática de los gases.

P_1 y P_2 = Presión inicial y final respectivamente.

Sustituyendo (4) en (3) tenemos que:

$$W_1 = mc_pT_1 \quad \frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} - 1 \qquad -(5)$$

que es la potencia necesaria para mover el impulsor y ésta depende del gasto, de la relación de presiones y de la temperatura de entrada.

Si ahora se consideran los cambios de la cantidad de movimiento de la masa a través del impulsor y una masa infinitesimal que este girando con el impulsor a w radianes/segundo y a una distancia r del centro de rotación y aplicando

la ecuación de Newton:

$$F = m \cdot a \qquad -(6)$$

Donde:

F = Fuerza del cuerpo

m = Masa del cuerpo

a = Aceleración líneal (tangencial)

Si:

$$a = \frac{dv}{dt} = \alpha r \qquad -(7)$$

Donde:

α = Aceleración angular.

v = Velocidad lineal (tangencial)

$$F = m\, r\alpha = m\, \frac{dv}{dt} \qquad -(8)$$

Para encontrar el trabajo desarrollado intervienen el par motor (T) y la velocidad angular (w), entonces:

$$T = Fr = m\, r^2 \alpha = m\, r\, \frac{dv}{dt} = m\, r^2\, \frac{d\omega}{dt} \qquad -(9)$$

Si sabemos que m dv es la cantidad de movimiento o momentum, entonces m dv r será el momento de la cantidad de movimiento y que entonces el cambio de cantidad de movimiento por unidad de tiempo será:

$$W_2 = m\,(vt_2\, r_2 - vt_1\, r_1) \qquad -(10)$$

Pero:

$$v_1 = \omega r_1 \quad y \quad v_2 = \omega r_2 \qquad -(11)\ y\ (12)$$

Entonces:

$$W_2 = m\ (\ v_2\ vt_2 - v_1\ vt_1\ ) \qquad -(13)$$

Esto es en un compresor centrífugo donde no exis-- ten deslizamientos del fluído con las aspas del impulsor, o- sea la velocidad de salida del fluido es igual a la veloci-- dad del extremo del impulsor, entonces:

$$vt_2 = v_2 \qquad -(14)$$

y como el aire entra al impulsor axialmente.

$$vt_1 = 0 \qquad -(15)$$

entonces el trabajo será:

$$W_2 = m\ v^2 \qquad -(16)$$

Donde:

v = Velocidad lineal al extremo de impul-- sor.

Si igualamos las ecuaciones del trabajo desarrolla do por el impulsor y el trabajo para mover la masa del aire- tendremos:

$$W_1 = W_2 \qquad -(17)$$

$$m\, c_p\, t_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right) - 1) = m\, v^2 \qquad -(18)$$

Despejando:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{v_2}{c_p\, T_1} + 1 \qquad -(19)$$

De lo cual observamos que la relación de presiones es función solamente de la velocidad del impulsor y la -- temperatura será función de la velocidad al cuadrado.

$$T = T_2 - T_1 = Kv^2 \qquad -(20)$$

III.1.2.- TEORIA DE LA TURBINA.

Una vez analizado el compresor pasaremos al análisis del otro componente del turbocargador que es la turbina.

La turbina es accionada por los gases de escape -- (los cuales representan del 33 % al 40 % de la energía pro-- porcionada al motor por el combustible).

La turbina que emplean estos turbocargadores son - de impulso y se caracterizan por tener una tobera a través -

de la cual los gases se expanden hasta la presión atmosférica y toda la energía calorífica se transforma en velocidad, - es decir, en energía cinética. Los gases al dejar la tobera a alta velocidad, transformarán parte de su energía en trabajo al pasar por el rotor de la turbina. Los elementos importantes de la turbina son la tobera y los alabes del rotor, - pues la primera determina el rendimiento de la transforma--- ción de energía térmica en energía cinética, los alabes lo - hacen con la transformación de energía cinética en trabajo - sobre la flecha.

Para el estudio de la turbina usaremos la misma -- fórmula que se aplicó a los compresores, ya que la turbina - es una máquina motriz por donde se desplaza un flujo de ga-- ses de las condiciones PI, VI, TI a las condiciones P2, V2, T2.

Tendremos entonces que el trabajo aprovechable es:

$$W = h_1 - h_2 + Q \qquad -(21)$$

Donde:

W = Trabajo desarrollado por unidad de masa.

h_1= Entalpia del gas de entrada.

h_2= Entaplia del gas de salida.

Q= Calor ganado o perdido en la transformación.

Las entalpías dependen de las temperaturas, tanto de entrada como de salida, no así el calor en juego que varía de acuerdo al diseño de la máquina y que se considera dentro del rendimiento de la unidad. El calor máximo que puede convertirse en trabajo, se realiza con una expansión adiabática, y por lo tanto el rendimiento de la turbina quedará determinada por la relación:

$$N_T = \frac{\text{Trabajo real}}{\text{Trabajo adiabático}} \qquad -(22)$$

El trabajo adiabático se define como:

$$W = h_1 - h_2 = mc_p \quad (T_1 - T_2) \qquad -(23)$$

Ahora la expansión adiabática será:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} \quad \therefore \quad T_2 = T_1 \frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} \qquad -(24)$$

Sustituyendo (24) en (23) y despejando.

$$W = mc_p T_1 \quad 1 - \frac{P_2}{P_1}^{\frac{n-1}{n}} \qquad -(25)$$

De lo anterior vemos que el trabajo dependerá de -

T_1 y de la relación de las presiones.

La potencia obtenida de la flecha deberá ser mayor que la potencia absorbida por el compresor, por esto muchas-veces no es necesario hacer pasar por la turbina todos los - gases de escape del motor, pues bastará con satisfacer las - necesidades del compresor, de lo anterior se deduce que la-potencia total obtenida dependerá de:

- La relación de presiones disponibles en la expansión.
- La propiedad de los gases h, c_p, y η.
- El gasto a través de la turbina.
- El rendimiento de la turbina.

La relación de presiones es un valor constante y - es el valor de presión de los gases a la salida del cilindro esta relación dependerá exclusivamente de la presión atmosférica P_2, correspondiente a la altitud de lugar.

La segunda causa no variara, ya que las constantes de los gases no varían y si lo hacen es despreciable la influencia de este cambio.

La tercera causa es la principal del trabajo desarrollado.

El rendimiento de la turbina varía de acuerdo al - diseño y contrucción de la máquina.

Los gases que llegan a la torbera se mantienen a - una presión igual a la del escape del motor que disminuirá - hasta la presión atmosférica por la reducción del área del - pasaje, aumentando la velocidad, que a la salida tendrá un - ángulo con respecto a la dirección de la velocidad periféri- ca del rotor, considerando que no hay pérdidas en la tobera:

ENERGIA DE ENTRADA = ENERGIA DE SALIDA.

$$Ve^2 + he = \frac{Vs^2}{2g} + ha \qquad -(26)$$

Donde:

Ve = Velocidad de entrada la tobera.

Vs = Velocidad de salida de la tobera.

he = Entalpía en el múltiple de escape.

ha = Entalpía fuera de la turbina.

= Aceleración de la gravedad.

$$(he - ha) = (\frac{Vs^2 - Ve^2}{2g}) \qquad -(27)$$

Como en la práctica Ve es muy pequeña comparada -- con Vs esto nos queda finalmente.

$$Vs^2 = 2g (he - ha) \qquad -(28)$$

$$(he - ha) = \frac{Vs^2}{2g} \qquad -(28)$$

La masa total que pasa por la tobera en la unidad- de tiempo se calcula de los gases perfectos.

$$m = \frac{PV}{RT} \qquad -(29)$$

Donde:

P = Presión del gas.

V = Volúmen del gas.

T = Temperatura del gas.

R = Constante particular del gas.

El trabajo hecho por una expansión adiabática esta dado por:

$$W = \frac{n-1}{n} (PeVe - PaVa)$$

2.0.- DISEÑO DEL TURBOCARGADOR

2.1.- DISEÑO DEL COMPRESOR

El compresor centrífugo esta constituído de tres - elementos los cuales debe estar conjugados unos con otros para máxima eficacia; el impulsor, el difusor y la carcasa, el impulsor del compresor gira a muy altas velocidades y por -- fuerza centrifuga acelera el gas que pasa a través de él, en-

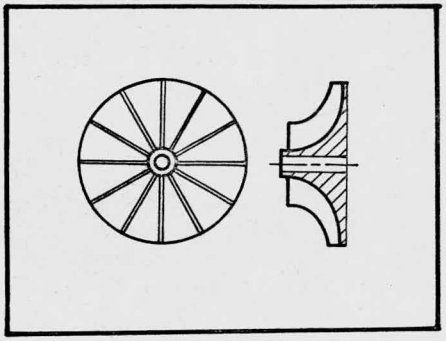
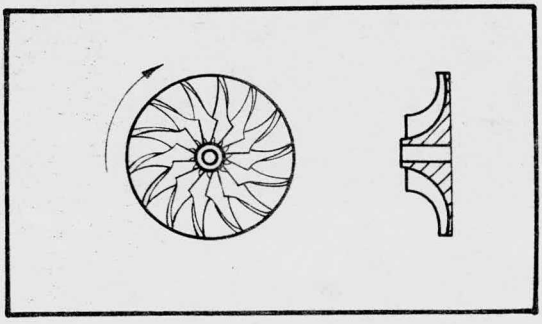


Figura._ 7

IMPULSOR DE ALABES RECTOS

Figura._ 8

IMPULSOR DE
ALABES CURVEADOS



el difusor el gas pierde velocidad sin turbulencia éste le - causa un incremento de presión y desafortunadamente de temperatura, la carcasa alrededor del difusor es usada para conectar este gas a alta presión y para dirigirlo a donde se vaya a usar, en algunos casos, la carcasa misma actúa también como- difusor.

En la Fig. 7 se muestra un impulsor de alabes rectos, esta forma es fácil de producir por medio de fundición- en molde y aún maquinando este tipo de impulsor no ha sido - muy popular debido a la baja eficiencia causada por las pérdidas de choque a la entrada.

La Fig. 8 muestra un impulsor con Alabes curveados el ángulo de curvatura a la entrada de las hojas inductoras- es diseñada de tal manera que el aire de entrada tendrá el - mismo ángulo que el alabe, así pues, reducirá las pérdidas - de la entrada a un mínimo, naturalmente este tipo de ruedas- será costoso de fabricar ya que se necesita fabricar un cuerpo de moldes para cada pasaje entre alabes, recientemente este tipo de impulsor ha sido fundido por el método de cera -- perdida; cuando un impulsor es fundido, unos moldes hechos - similarmente al que se usa en fundición, acepta que se vacíe cera en lugar de metal, la cera es entonces cubierta por yeso líquido que después es endurecido y calentado para remo--

ver la cera por derretimiento. El aluminio fundido es entonces vaciado en la cavidad del molde dejada por la cera, este proceso deja un magnífico acabado y una alta resistencia a los impulsores pero es muy costoso aún.

Más recientemente se ha usado un método llamado de patrón de hule, en este método un molde similar al usado para la cera es construído pero en lugar de ser llenado con cera es llenado con un compuesto de hule el cual solidifica en el molde.

Este patrón o molde de hule es entonces cubierto con yeso plástico el cual se permite que endurezca igual que la cera, en el siguiente punto es donde difieren los métodos, pues el patrón de hule puede ser removido del yeso después que éste se endureció después que el patrón de hule se removió usarse de nuevo pues la forma no se perdio. Este método de fundición hace posible el uso de formas de impulsor de compresor que no eran considerados económicos desde el punto de vista de fundición hace pocos años.

Existe un tipo de impulsor que se conoce como impulsor de alabes curveados hacia atrás, en este diseño, los alabes no son radiales sino que están curveados en dirección contraria al de rotación. Este tipo de impulsor tiene una relación de presión para un diámetro y velocidad dados como lo

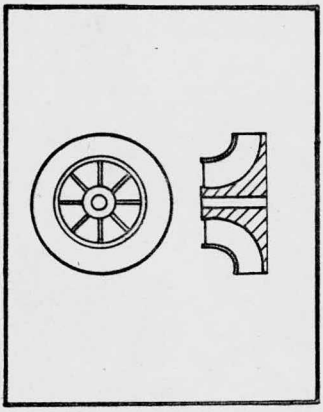


Figura._ 9
IMPULSOR o TOLVA

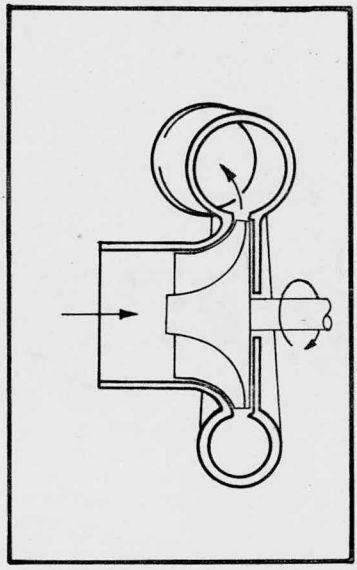


Figura._ 10
DIFUSOR
TIPO
CARACOL

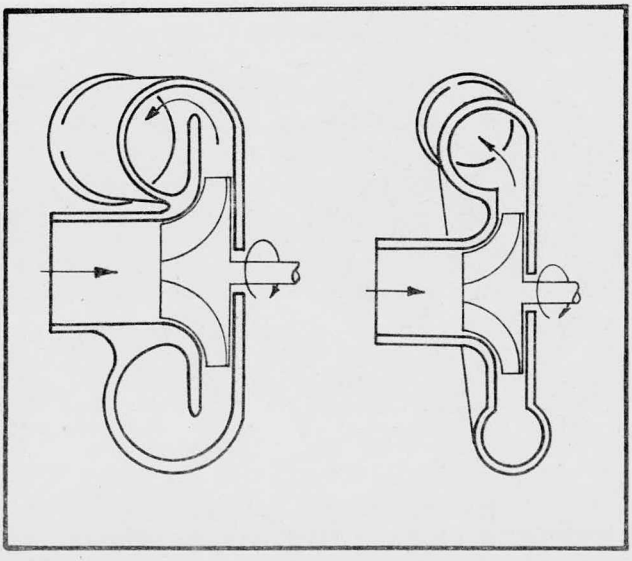


Figura._ 11
DIFUSOR DE
PAREDES
PARALELAS

haría uno de alabes rectos, la resistencia es inherentemente menor que en un impulsor de alabes rectos debido a que la fuerza centrifuga tiende a doblar los alabes de la raíz, debido- a la baja relación de presión proporcionada y la baja resistencia de este tipo de impulsor no es usado para relaciones- de presión arriba de 2:1.

En la figura 9 se muestra un impulsor cubierto. Este diseño es ciertamente el más costoso de fabricar y el más débil de todos los diseños por que los alabes deben acarrear tanto su propio peso como el de la cubierta.

La eficacia del impulsor cubierto es usualmente -- muy alta porque hay una mínima recirculación de la descarga- del impulsor hacia el inductor. La baja resistencia, el alto costo y la tendencia del mismo a colectar suciedad ha eliminado su uso en automóvil.

Existen tres tipos de difusor que normalmente son- usados en compresores centrífugos, el más simple de ellos es el tipo de voluta en forma de caracol (Fig. 10) consite de - una voluta en forma de caracol alrededor de la parte externa- del impulsor, que cuando esta diseñado correctamente convierte la energía de velocidad en energía de presión.

La (Fig. 11) muestra un difusor de paredes paralelas el cual tiene un incremento de áreas desde el diámetro -

Figura._12

INCREMENTO DE AREA DE UN DIFUSOR DE PAREDES PARALELAS

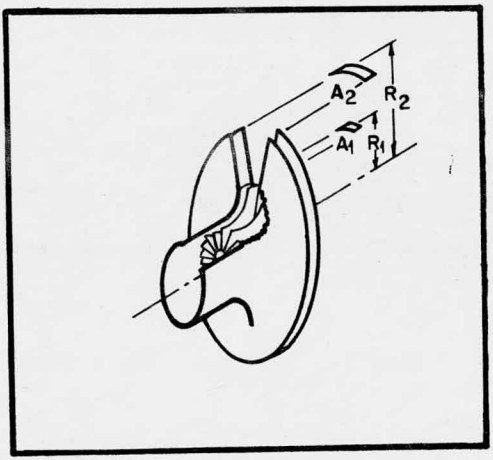
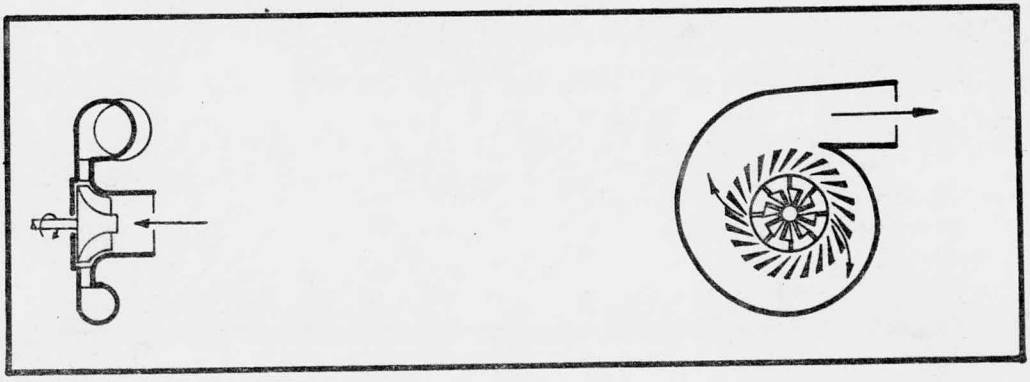


Figura._13_DIFUSOR DE VELETAS



interior del difusor al diámeto exterior.

En otras palabras si R_2 es dos veces más grande -- que R_1 entonces A_2 será dos veces más grande que A_1, suponiendo que el gas estuviera fluyendo en dirección radial la velocidad en R_2 sería la mitad que en R_1 (Fig. 12).

Realmente el gas circula en espiral más que en -- forma radial, independientemente de éste la velocidad del -- gas en el diámetro del extremo del difusor, es considerablemente menor que en el diámetro de entrada.

En la (Fig. 13) se muestra un difusor de veletas;- las veletas están diseñadas de tal manera que el extremo --- guía estará en línea con la dirección del gas que fluye del- impulsor, desde este punto de vista la curvatura de la paleta forzará el gas a fluir y a disminuir su velocidad a ciertas condiciones, este tipo de compresor tiene una muy alta - eficiencia pico, pero preferentemente un rango menor que un- difusor sin paletas.

Como se mencionó anteriormente un compresor centrífugo, aún el más eficiente, elevará a la temperatura del gas cuando se eleva su presión. La fórmula para el incremento de temperatura al 100 % de eficiencia es:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2}{P_1}$$

Donde:

T_1 = Temperatura de entrada (°R)

T_2 = Temperatura de salida (°R)

R = °F + 460

P_1 = Presión de entrada = Presión Barométrica.

P_2 = Presión absoluta = Presión Barométrica + Presión Manométrica.

Por ejemplo, Si T_1 = 70°F, $P_2 = P_{ATM}$, al calcular la temperatura teórica de T_2.

T_1 = 70 + 460= 530°R.

P_1 = 0 PSIG + 14.7 PSIA = 14.7 PSIA

P_2 = 17 PSIG + 14.7 PSIA = 31.7 PSIA

$$T_2 = T_1 \frac{P_2}{P_1}$$

$$= 530 \frac{31.7 \text{ psia}}{14.7 \text{ psia}} = 530 \times 1.214$$

T_2 = 657°R = 197°F

De la cual vemos que hubo una elevación de temperatura de 127° con un 100 % de eficiencia, pero en la práctica

Figura.- 14

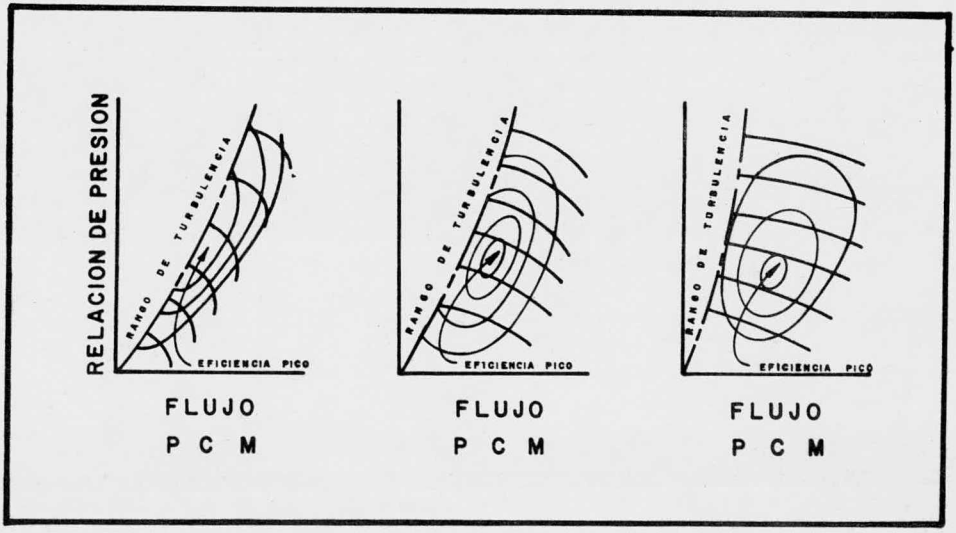
T A B L A I

r	Y	r	Y	r	Y	r	Y
1.1	.027	1.6	.142	2.1	.234	2.6	.311
1.2	.053	1.7	.162	2.2	.250	2.7	.325
1.3	.077	1.8	.181	2.3	.266	2.8	.338
1.4	.100	1.9	.199	2.4	.281	2.9	.352
1.5	.121	2.0	.217	2.5	.296	3.0	.365

r = RELACION DE PRESION $\qquad Y = r^{.238} - 1$

Figura._15

RANGOS DE FLUJOS DE TRES DIFERENTES TIPOS DE COMPRESORES CENTRIFUGOS.



los compresores tienen 70 % de eficiencia adiabática, entonces la temperatura actual se elevará a:

$$T'_2 = \frac{\text{Temperatura ideal}}{\text{Eficiencia adiabática.}} = \frac{127°}{0.7}$$

$$T'_2 = 181°F$$

Sumándole al compresor la temperatura de entrada

$$70°F + 181°F = 251°F.$$

De esto vemos que un supercargador que produce --- 17 PSI de presión a nivel del mar y a una temperatura ambien-- tal de 70°F proporcionará en el múltiple de admisión el gas- a 251°F.

Todos estos cálculos se puede evitar usando la tabla (I) Fig. 14. Con ella se puede calcular la temperatura - de descarga.

Ejemplo: T_1 = 80°F, relación de presiones r = 1.9-

Eficiencia del compresor N = 0.65

de la tabla (I) = 1.91 y 0.199

Elevación de temperatura ideal (ETI)

(ETI) = T.Y

= (460 + 80°) X 0.199

= 107.5°R

Elevación de la temperatura real (ETR)

$$(ETR) = \frac{\text{T. ideal}}{\text{Eficiencia del compresor}}$$

$$= \frac{107.5°F}{0.65}$$

$$= 165.40°F$$

La temperatura a la descarga del compresor.

$$T_2 = T_1 + T_r$$

$$= 80 + 165.4$$

$$= 245.4°F$$

Esto significa que si se comienza con 80°F de temperatura de aire comprimiéndole una relación de presión de - 1.9 con 65 %, tendremos aire a 245.4° esto quiere decir que- un supercargador del tipo ROOTS con 45 % de eficiencia produ cirá una temperatura de 319°F.

Cuando se habla de un compresor centrífugo los términos Rango amplio o Rango angosto son muy usados, la amplitud de mapa del compresor es tomado en cuenta de la línea de inestabilidad a línea de 60 % de eficiencia, la Fig. (15) incluye ejemplos de compresor con rangos angostos, normal y am

plio. El area de inestabilidad en el lado izquierdo de cada- mapa es una región de flujo y presión inestable; se podría - preguntar porque no se diseñan todos los compresores con rangos muy amplios, esto sería perfecto de no ser por las bajas eficiencias. Un compresor diseñado para un solo tipo de flujo tiene un rango de trabajo angosto y una alta de eficien-- cia, como los turbocargadores deben trabajar sobre un amplio rango de operación en los motores reciprocantes, se necesitaría diseñar un tipo de compresor para cada tipo de motor si- éstos fueran de rango reducido. Un turbocargador normalmente trabaja en un rango de flujo de 2:1, esto significa que el - máximo flujo con 2:1 de relación de presión será el doble -- que el flujo con la línea de inestabilidad, entonces éste será un buen lugar para la eficiencia pico y una aceptable cercanía de inestabilidad, lo que podrá ser usado en diferentes tipos de motor y reducir el número de diferentes tamaños de- compresores a un mínimo.

2.2.- DISEÑO DE LA TURBINA

Las turbinas son dispositivos para cambiar energía potencial a energía cinética, las turbinas de flujo radial - están constituídas de una tobera, la cual dirige los gases a la rueda de alabés en el mejor ángulo posible y la distancia entre ellos no es tan crítica como en una turbina axial, los

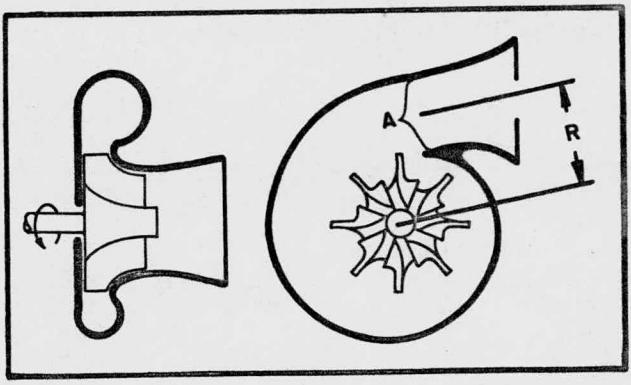


Figura._16

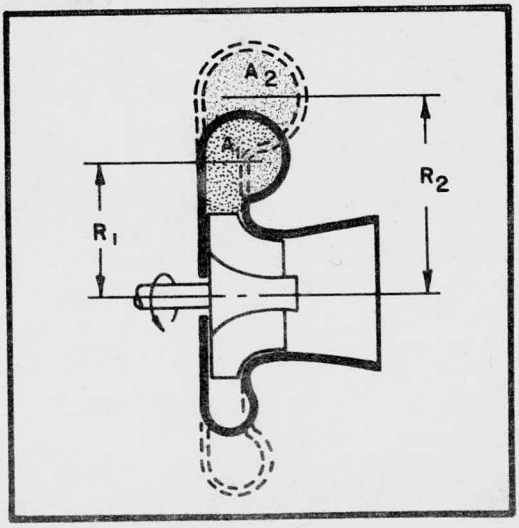


Figura._17

gases continuarán aproximadamente en el mismo ángulo que fueron dirigidos por la tobera . esta espiral formada por el -- flujo de los gases puede ser observada viendo el agua que se va por un agujero de drenaje.

Cuando se diseña la carcasa de la turbina tipo de- voluta espiral (Fig. 16) solo una tobera es necesaria, ésto- reduce considerablemente el costo de construcción de una turbina radial aunque sea necesario cambiar la carcasa de la -- turbina cuando la turbina es usada en diferentes condiciones

El área de la tobera en el caso de la turbina de - flujo axial y en el caso de la turbina con deflectores múltiples es el mismo y es la sección de una tobera multiplicada- por el número de ellas.

Las características de una turbina de flujo radial pueden ser cambiadas, simplemente cambiando el área de la tobera o sea en un turbocargador entre más grande sea el área- de la tobera, más lento será el giro de la rueda, por ejem-- plo: si un turbocargador que tiene una tobera de 1.0 pulg. - de área está propiciando una presión muy alta a la salida -- del compresor a una condición dada, la tobera puede ser cambiada a un área de 1.2 pul., haciendo más lento el giro de - la rueda reduciendo la presión a la salida, y si ésta es incrementada a 1.4 pulg. reducirá aún más la velocidad del tur

bocargador y también así la presión a la salida del compresor

El área de tobera en el caso de una turbina sin deflectores es diferente en este caso el área mostrada como --- (Fig. 16) no necesariamente determina la cantidad de gases de escape que fluyen a la turbina, ahora la cantidad de gas para una rueda dada será determinada por la relación A/R donde R - es la distancia del centro de A al eje de la rueda de la turbina. Si la carcasa es usada con una R más grande (Fig. 17),- A debe de ser incrementada para mantener la misma relación -- A/R. Esto es importante para el diseñador de la turbina y no- para el usuario debido a que las variaciones en R son usual-- mente insignificantes.

Lo que es importante para el usuario es que si por- ejemplo él tiene una turbina con relación A/R de 0.7 y quiere que el turbocargador gire más despacio, sabe que una carcasa- para esta misma rueda con un A/R de 0.9 causará que su turbo- cargador gire más despacio, por otro lado, si quiere que gire más rápido, sabe que una carcasa de turbina que le de un A/R- de 0.6 ó 0.5 hará que el turbocargador gire más rápido y le-- vante más presión.

Los diseñadores de turbinas tratan de usar el pulso de energía que viene individualmente de cada cilindro para incrementar la sobrepresión a bajas revoluciones, ésto se hace-

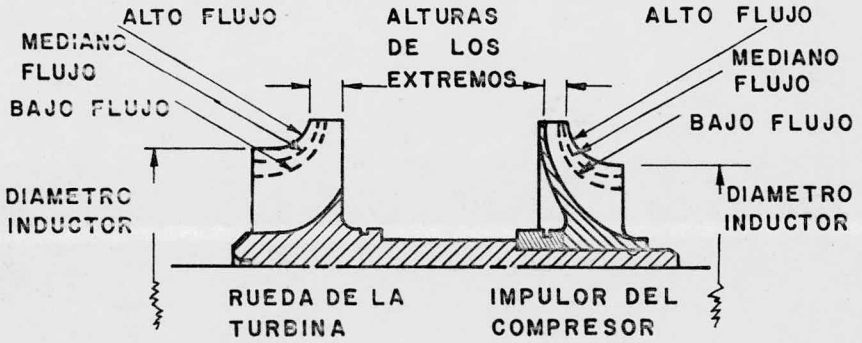


Figura._18

CONTORNOS PARA DIFERENTES FLUJOS

en las turbinas de flujo axial conectando cada cilindro alrededor de la tobera de la turbina, ésto no es práctico en las turbinas de flujo radial.

Para usar los moldes de rueda de turbina e impulsor de compresor para más de una capacidad de turbocargador, los diferentes contornos son maquinados sobre las ruedas, la (Fig. 18) muestra tres contornos diferentes de turbina y compresor. Como la turbina no es tan sensible a los cambios de flujo como el compresor, sería como tener para un turbocargador más variaciones en el impulsor que en la rueda de la turbina.

Hace algunos años la mayoría de las carcasas eran hechas de hierro moldeado Ni-Resist del tipo ductil el cual contenía de un 20 % a un 30 % de niquel. Esto es recomendable cuando el motor va a trabajar continuamente a temperaturas extremadamente altas como en aeroplanos o carros de competencia, es también recomendado su uso en motores marinos - debido a que la resistencia a la corrosión de agua de mar es mejor que cualquier otro tipo de acero moldeado.

Por mucho tiempo las carcasas de las turbinas fueron hechas de acero fundido similar a los usados en los múltiples de escape, ésto funcionó bien hasta que el hierro dúctil estuvo disponible al mismo precio, ahora la mayoría de --

las turbinas están construídas de este material. El hierro - dúctil no sólo es fácil de maquinar sino que se puede soldar mejor que el hierro gris.

Anteriormente la rueda de la turbina era atornillada a la flecha, luego se usó bronce para fijarla soldada, pero últimamente se ha usado el método de soldadura por fricción, este método trabaja de la siguiente manera, se fija la rueda de la turbina a un volante pesado y se gira a alta velocidad, entonces la flecha que tiene rugoso el lado que seva a soldar se fija a un bastidor y se aproxima a la rueda - al mismo tiempo que el motor que hace girar el volante se -- apaga. La fricción genera tal cantidad de calor que logra -- que la flecha y la rueda se solden.

Otro método es el de moldear la flecha y la rueda- de una sola pieza.

En los primeros días en que se usó el turbocargador éstos funcionaban sobre metales prensados en la carcasa, ésto hacía necesario el uso de muñones extremadamente duros- para prevenir un desgaste rápido. Con los rodamientos de tipo flotante casi no hay contacto entre la flecha y los rodamientos por lo que no es necesario darle a la flecha una dureza mayor de 60 RC.

En flechas integradas al rotor de la turbina la du

reza es de aproximadamente 35 RC y ésto no parece gastarlo - más rápido que con muñones duros.

Diferentes tipos de material era usado para fabricar el rotor de la turbina, tales como 19-9DL, STELLITE 31 y STELLITE 15, pero super aleaciones basadas en níquel tales-como GMR235 e INCO713C parecen ser populares. Estas aleaciones no se funden ni se corroen bajo condiciones extremas y - usualmente duran hasta que una tuerca, tornillo o válvula pasa a través de ella o cuando se tiene algún rose con la carcasa debido a la falla de algún rodamiento.

IV.2.3.- RODAMIENTOS.

El compresor y la turbina son los componentes del-turbocargador que transforma la energía que desecha el motor por el múltiple de escape ésta transformación la hace girando a muy altas revoluciones y es transmitida de la turbina - al compresor por medio de una flecha la cual gira sobre unos cojinetes.

Anteriormente los cojinetes eran fabricados de bábit por lo que el rodamiento tenía un conducto de agua de enfriamiento ya que el golpe térmico que provenía de la turbina era suficiente para fundir los cojinetes. Hoy los cojinetes se fabrican de bronce o aluminio y el choque térmico no-es crítico y los ductos de agua han sido eliminados. Para lu

Figura._19._DETALLE DE SELLO CON ANILLO DE PISTON

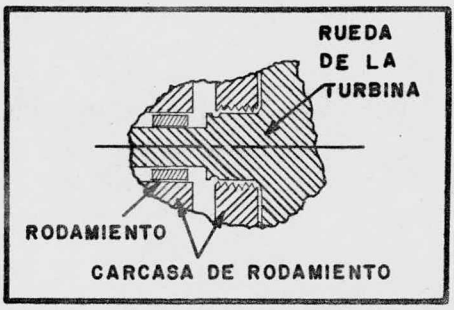


Figura._20_SELLO TIPO LABERINTO

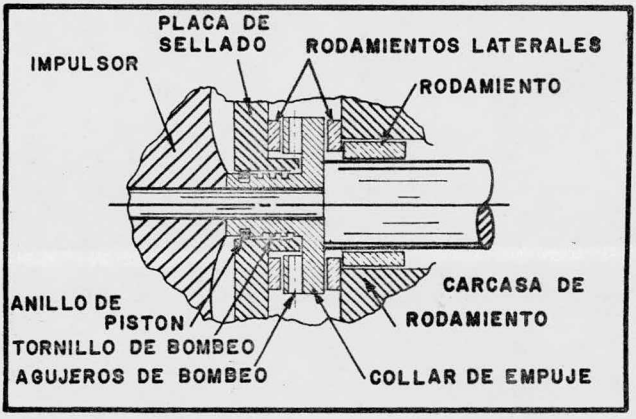


Figura._21_SELLO DE ANILLO DE PISTON PARA EL COMPRESOR

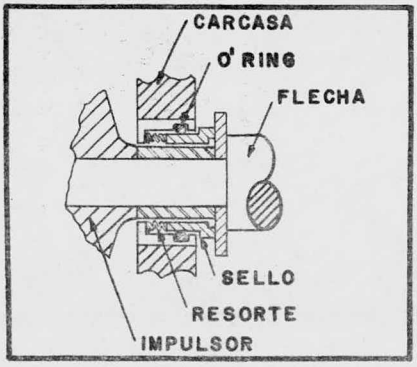


Figura._22 SELLO CON O' RING

bricar se inyecta aceite, presión el cual fluye sobre y bajo los cojinetes.

El aciete entra al turbocargador con una presión - de 30 a 50 libras y después de que se ha mezclado con el aire cuando pasa por los cojinetes, sale del turbocargador sin presión en forma de crema batida por esta razón es muy importante tener una línea de salida mucho más larga que una línea de entrada de aceites y evitar nudos o trampas en las -- mangueras.

Cuando el turbocargador esta funcionando, la presión de los gases de la turbina y del compresor es muy diferente a la presión en la carcasa de los rodamientos, por eso se deben colocar sellos entre las carcasas de turbina y compresor, y la carcasa de rodamiento, este es fácil de realizar del lado de la turbina puesto que siempre existe una presión positiva, en el caso de la turbina el principal trabajo del sello es mantener los gases calientes fuera de la carcasa de rodamiento y ésto se hace colocando un anillo de pistón en una ranura en el extremo la flecha junto al rotor de la turbina (Fig. 19). Este anillo se fija ajustadamente en - la carcasa de rodamiento y de esta manera no gira. El anillo ajusta con tolerancia muy pequeñas entre las dos paredes de la ranura de la turbina.

Algunos turbocargadores usan un sello de tipo de - laberinto en el extremo de la turbina, aquí los gases de escape son desvanecidos por una serie de obstáculos (Fig. 20).

El sello del lado del compresor presenta otro problema, ya que a bajas revoluciones, el compresor no produce sobrepresión debido a que no gira, este vacio que tenderá a succionar aceite de los rodamientos hacia el compresor, como el aceite está en todas la periferia del rodamiento es difícil prevenir que éste humedezca o moje el compresor, el sello de la Fig. 21 es usado con muy buenos resultados, este sello tiene un anillo del tipo de pistón y unas ranuras que hacen las veces de una bomba centrífuga la cual impide que - el aceite alcance el sello. Esto funciona donde la caída de presión es de regular magnitud.

Cuando en un motor el carburador esta antes del -- turbocargador es posible un vacío muy grande, cuando el motor esta funcionando a altas revoluciones y la mariposa del carburador se cierra repentinamente, entonces el uso de un - anillo de pistón no es satisfactorio y en estas condiciones fluiran grandes cantidades de aceite que van a dar al múltiple de admisión del motor. El tipo de sello a usar en este caso es el mostrado en la (Fig. 22).

Como se vió anteriormente los rodamientos flotan--

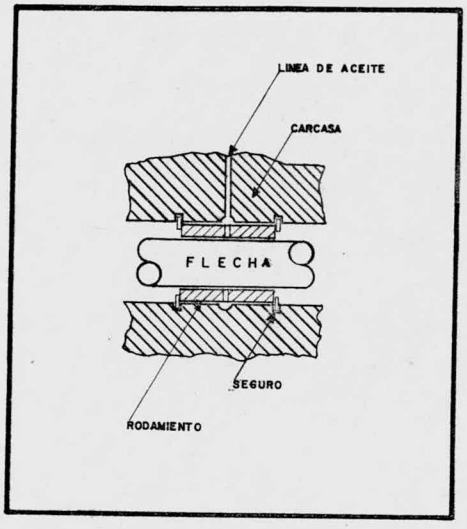
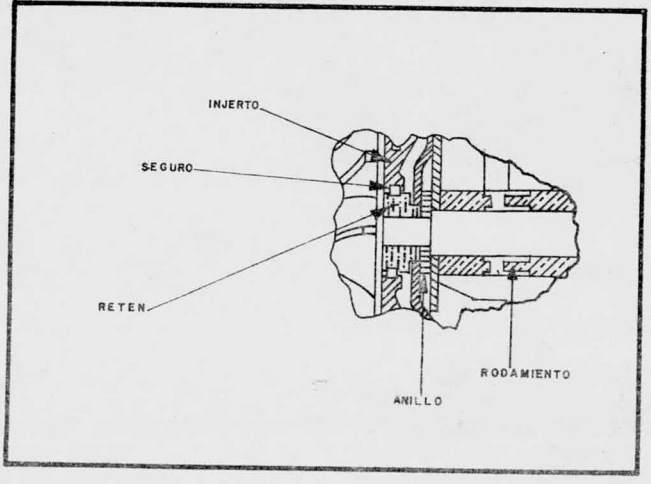


FIGURA. 23 RODAMIENTO FLOTANTE

FIGURA. 24 RODAMIENTO CON ORIFICIO DE LUBRICACION DE PARED DELGADA



tes son en la actualidad los de mayor uso. Este tipo de rodamientos tienen el mismo espacio en el interior que en el exterior (Fig. 23) y sin tener ranuras especiales hacen un gran trabajo pues preveen las vibraciones causadas por el desbalanceo del rotor.

Cuando los turbocargadores con rodamientos fijos se probaban con un equipo para medir vibraciones, se obtenían desplazamientos de 0.001 pulgadas y era lo que se consideraba normal, cuando se introdujeron los rodamientos flotantes, el nivel de vibraciones bajo tanto que los límites de aceptabilidad fueron cambiados a alrededor de 0.0002 pulgadas pico a pico.

Los cojinetes de la carcasa pueden girar y son capaces de soportar fuerzas axiales ya que tienen anillos de seguridad y/o soportes en la carcasa de rodamiento, esta rotación puede causar a su vez ausencia de aceite y como consecuencia degaste en la carcasa de rodamiento. Como el cojinete esta rodando casi a la mitad de la velocidad de la flecha, éste girará a 50 000 revoluciones cuando el rotor esté girando a 100 000 revoluciones, y en una pared de 1/8 de pulgada los hoyos a través del cojinete usado para suplir aceite a la parte interior actuarán como una bomba centrífuga, y a 50 000 revoluciones por minuto, el diferencial de presio--

nes puede ser tal que la presión del aceite no actue, si ésto ocurre el aceite no fluirá del cojinete a los muñones y una rápida falla ocurrirá.

Existe una manera de prevenir esto (Fig. 24), el área del cojinete donde entra el aceite tiene pared más pequeña que el resto del rodamiento, ésto reduce la acción del bombeo y se minimiza haciendo los hoyos en esta área, grandes en comparación con la pared.

Cuando los cojinetes flotantes se usaron en los turbocargadores, se diseñaron para que giraran y como el aceite que fluye alrededor del cojinete lo amortiguaba más que hacerlo rodar, se diseñaron los cojinetes semiflotantes. Existen varias formas de impedir que los cojinetes giren por ejemplo colocando un perno o haciendo en el exterior una forma irregular que impida el giro del cojinete, este tipo de cojinete funciona bien si el material es aluminio.

En la fijación del impulsor del compresor algunos fabricantes prefieren prensar o encajar en caliente el impulsor en la flecha.

Si el turbocargador gira en sentido contratio a las manecillas del reloj, vista desde el lado del compresor una tuerca cuerda derecha tenderá a apretarse durante el funcionamiento del turbocargador, si el turbocargador gira en

el sentido de las manecillas, una tuerca de cuerda derecha - tenderá a aflojarse, por lo que se recomienda una tuerca de- cuerda izquierda.

CAPITULO CUARTO

EL TURBOCARGADOR Y EL MOTOR

1.0.- REDISEÑO DE LOS ELEMENTOS DE MOTOR

Los cambios a realizar en los elementos del motor- depende principalmente de la calidad de éstos. Por ejemplo - un motor con poca durabilidad de sus componentes, seguramente tendrá problemas de fallas de piezas al turbocargarlo, -- por esto a veces es necesario rediseñar o sustituir las partes sujetas a fricción.

Existen otros factores que afectan y son los que - controla cada elemento en particular. La clave para una buena aplicación de un turbocargador son los pistones, ya que - éstos controlan la relación de compresión y así la cantidad- de sobrepresión que se le puede aplicar al motor.

Menos importante pero que debe ser considerada, es la dureza del pistón, por ejemplo, si el motor tiene una relación de compresión muy baja, para elevarla se debe de tomar en cuenta que los pistones fueron diseñados para funcionamiento normal, o sea usando presiones de carga menores de- 8 psi; los pistones usados por el motor funcionarán adecuadamente, pero si se desea usar presiones elevadas lo más adecuado será usar pistones forjados.

Otro factor a tomar en cuenta es el área plana entre la cabeza del motor y el pistón, y está en la parte ----

opuesta a la bujía, y se se usa para prevenir la detonación.

La detonación es causada por ignición prematura de la porción de mezcla más lejana a la bujía. Esta área propicia que el pistón se acerque a la cabeza, por lo que casi- se elimina la mezcla en esa parte, y como la superficie con- la que está en contacto la enfría, ésta no se quema tan fá-- cilmente por la elevación de presión, sino hasta que la fla- ma llegue a ella.

La cabeza de cilindro no es diferente a la usada - por un motor con cilindros de gran diámetro, donde se debe - tomar en cuenta la dureza de los resortes y ésto es debido a la presión ejercida por la mezcla. Por ejemplo supongamos -- que tenemos una válvula de admisión de 2 pulgadas de diáme-- tro, el área de ésta será:

$$1/4\ (2)^2\ .\ (3.1416) = 3.142\ Pul.^2$$

Si tenemos una presión de 10 psi, y un área de --- 3.142, la fuerza será de 31.42 libras que estarán tratando - de abrir la válvula, ésto aparte de producir problemas de -- compresión puede afectar la transmisión de calor de la válvu la para su apropiado enfriamiento.

Se debe de tomar en cuenta el apriete de los torni llos o birlos de fijación de la cabeza del motor, puesto que muchas veces es calculado para una cierta presión dentro de-

la cámara de combustión y un torque no adecuado puede ocasionar fugas o comunicación entre cilindros.

Un motor turbocargado usa el mismo tipo de árbol de levas que un motor de aspiración natural, el uso correcto de un tipo de árbol de levas da al motor un amplio márgen en respuesta a la potencia y economía de combustible y puesto que la admisión y el escape están trabajando a presiones altas, un pequeño incremento en la duración del evento de la leva propicia favorables cambios en el rendimiento del motor

El monoblock, las bielas, el cigueñal y los metales de rodamiento necesitan de cambios cuando el motor vaya a estar sometido a altos regímenes de funcionamiento como en los motores de alto rendimiento, en este caso los elementos deben de ser cambiados por unos diseños para trabajar en estas condiciones.

2.0.- REDISEÑO DE LOS SISTEMAS DEL MOTOR

2.1.- SISTEMA DE IGNICION

El sistema de ignición en un motor turbocargado no es muy diferente que en un motor de aspiración natural, pues como éste el sistema tiene que dar el chispaso en el momento preciso para encender la carga de aire-combustible y los componentes de los gases de escape son los mismos en cada caso-

aunque las altas presiones dentro de las cámaras de combustión crea algunos problemas extras para el motor turbocargado.

Existe un aparato donde se limpian las bujías y - en esta máquina existe una pequeña cámara para que la bujía pueda ser insertada y donde se le puede aplicar una cierta- presión para ver si encenderá igual bajo presión que a las- condiciones atmosféricas, en este dispositivo se puede ob-- servar esta bujía y un pequeño experimento puede mostrar -- que si la presión de la cámara es incrementada el espacio - entre las terminales de la bujía debe ser disminuído para - hacer saltar la chispa, este mismo problema existe en un motor turbocargado, la presión es pues mucho más alta en el - momento de la chispa que en un motor de aspiración natural- con la misma relación de compresión y es necesario reducir- esta distancia para asegurar una buena chispa cuando la presión generada por el compresor es máxima. Por ejemplo en un motor de aspiración natural la calibración de las bujías es de aproximadamente 0.035" para un motor turbocargador reducirla a 0.025" es bastante bueno.

El tipo de bujía como en un motor de aspiración - natural está determinado por el uso del motor, para uso ordinario (ciudad) una bujía fría es recomendable, para uso -

continuo y alto rendimiento, una bujía caliente es lo mejor pues si se usará una bujía demasiado fría se tendría problemas de suciedad o depósitos de gasolina, igual que en un motor de aspiración natural.

En los sistemas de ignición actuales los automóviles están equipados con mecanismos de avance de la chispa,- pues dicho avance puede incrementar la emisión de gases tóxicos de óxido de nitrógeno (NOx) si este no es controlado. - Estos dispositivos pueden variar con el modelo del carro, - pero en general consiste en un avance que varía conforme la presión de vacío disminuye en el multiple, esto sucede una velocidad del motor en marcha lenta; algunos tienen retardo en la chispa durante la desaceleración y con todos estos -- dispositivos un turbocargador puede ser aplicado a un motor y aún así obtener un muy buen funcionamiento, pues un turbocargador es una manera de obtener un gran incremento de rendimiento sin afectar los dispositivos de control de emisión

Debido a que los motores turbocargados son normalmente de baja relación de compresión y funcionan con gasolina de alto octanaje es capáz de aceptar extremados tiempos- de avance a bajas revoluciones cuando aún el turbocargador- no ha comenzado a funcionar.

En un motor (el corvair epyden) se ajustó al dis-

tribuidor a un avance inicial de 24 APMS, estos 24° de avance daban un muy buen resultado alredor de 2000 RPM cuando la presión del múltiple se hacía positiva, en este punto el dispositivo de retardo de chispa por presión (usado en lugar del dispositivo de avance de chispa en el distribuidor) atrasaba la chispa aproximadamente 10° a 2 PSIG de presión sobre la atmósfera, a 3800 RPM el motor era capáz de soportar más avance de la chispa aún con alta presión en el múltiple de admisión. El avance centrífugo del distribuidor surtía efecto a esta velocidad y avanzaba la chispa otros 12° a las 4 500 RPM esta combinación de avance centrífugo y retardo de presión fue probada en un dinamómetro y los resultados fueron que proporcionaban la máxima potencia del motor sin ningún problema de detonación.

Como en el caso de los motores de aspiración natural no hay mejor tiempo de ignición para todos los motores turbocargados y el mejor tiempo de ignición será el que resulte de una serie de pruebas.

La diferencia entre el sistema de ignición electronico y uno de platinos es que cuando los contactos en el de platinos están cerrados, el primario recibe corriente de la batería, cuando los puntos se abren la carga es desechada a través del condensador con un alto voltaje en el secun

dario el cual enciende la chispa, pero con el aumento de velocidad, hay menos tiempo en el embobinado primario para descargarse y si la velocidad del motor va arriba, el voltaje - en el secundario no será suficiente para hacer saltar la --- chispa de la bujía.

En el sistema electrónico, los puntos de contacto- son usados meramente como un gatillo de un dispositivo de alto voltaje el cual eleva la tensión de la batería antes que- entre a la bobina y así pues no necesita mucho tiempo para - cargarlo.

Algunos motores turbocargados funcionando a altas- revoluciones y a altas presiones repentinamente tendrán flamazos sin razón aparente, ésto es causado por una mezcla pobre que puede impedir voltaje en el secundario, un buen sistema de ignición electrónico es a veces la respuesta a este- problema.

Resumiendo, la ignición en un motor turbocargado - no proporciona más problema que los de un motor de aspira--- ción natural, pero el tiempo de chispa es diferente.

Existe un sistema llamado control electrónico de - chispa (CEC), este módulo tiene la característica de que al- detectar cascabeleo retarda la chispa y elimina la detona--- ción completamente. Este sistema ha sido posible debido a --

los avances de la electrónica, el CEC usa el máximo avance - posible todo el tiempo aún tomando en cuenta que el octanaje de la gasolina varía considerablemente, éste proporciona una buena presión en la múltiple para la obtención de la mejor - economía y previene la destrucción del motor por la presen-- cia de detonación.

2.2.- SISTEMA DE COMBUSTIBLE

El sistema de combustible de un automóvil esta compuesto del carburador, la bomba de gasolina, el tanque de combustible y de los tubos que conectan las partes anteriormente mencionadas.

El carburador tiene la función de suministrar al - motor la cantidad de aire-combustible como mezcla en todo -- tiempo de manera que ésta realice su combustión más eficientemente y al mismo tiempo tratar de evitar que sea demasiado caliente para que se perjudique al motor.

La función esencial del carburador es la misma para un motor turbocargado que para un motor de aspiración natural excepto que para el primero la presión en el múltiple- de admisión es mayor que la ambiental. Los carburadores mo-- dernos difieren en la manera de realizar su trabajo, pero en general todos ellos tienen sistemas para hacer las siguien--

tes operaciones:

a) El sistema de estrangulamiento.- Es un sistema de enriquecimiento de combustible para permitir y mover el motor cuando está frío.

b) Sistema de marcha lenta.- Es un sistema que provee al motor de la mezcla correcta aire combustible cuando esta en vacío sin accionamiento del acelerador.

c) Sistema principal.- Este sistema provee el motor de la mezcla correcta aire combustible cuando ésta funcionando a revoluciones nominales.

d) Sistema de potencia.- Este sistema enriquece la mezcla aire combustible bajo condiciones de potencia (máxima aceleración).

e) Bomba de aceleración.- Esta bomba da una porción extra de combustible a la mezcla cada vez que se acciona el acelerador, esto se hace para que no exista un hueco o retraso entre sistema de vacío y el sistema principal o entre el sistema principal y el sistema de potencia.

Se han desarrollado carburadores de dos y cuatro gargantas cuyo funcionamiento es el mismo que el de una garganta con la diferencia de que las gargantas adicionales son usadas para reducir las caídas de presión a altas revoluciones del motor, así el motor puede proporcionar más potencia.

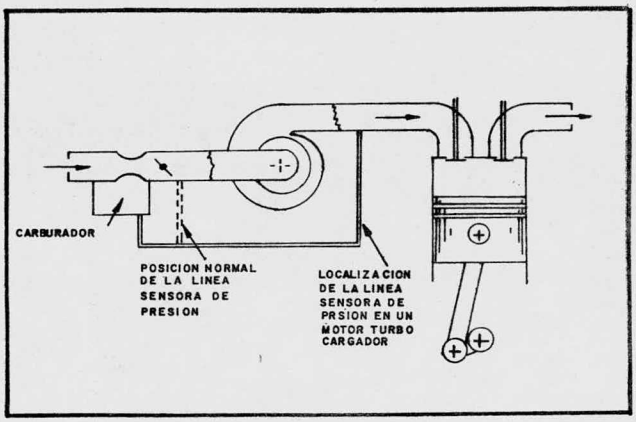
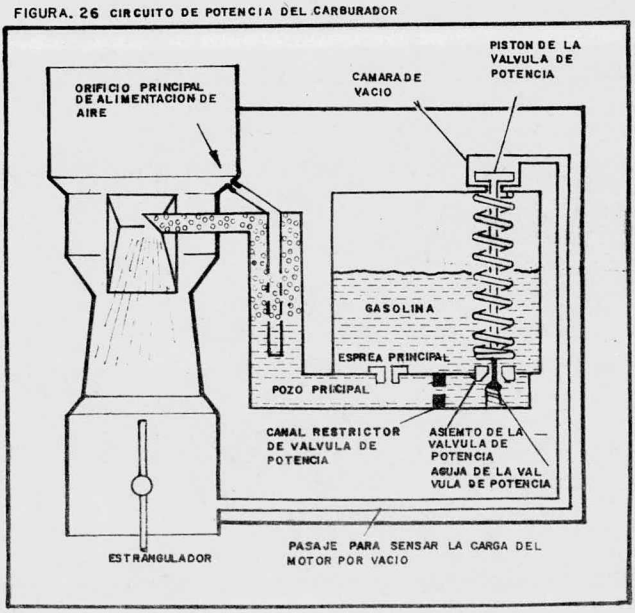


FIGURA. 25 LOCALIZACION DE LA LINEA SENSORA DE PRESION EN UN MOTOR TURBO CARGADO

FIGURA. 26 CIRCUITO DE POTENCIA DEL CARBURADOR



Uno de los principales problemas que tienen los -- carburadores es que fueron diseñados sin tomar en cuenta que un motor turbocargado es necesario enriquecer la mezcla cuando la presión en el múltiple está arriba de 15 psia.

En los primeros motores turbocargados no había la- manera de medir la presión en el múltiple de admisión, así - que se tuvieron que hacer algunos cambios. El primero fue -- instalar un sistema de potencia que sobreenriqueciera la -- mezcla cuando la mariposa estuviera totalmente abierta; la - otra fue colocar en el distribuidor un dispositivo que retardara la chispa con presión en vez de que la retardara con vacío. Este tipo de dispositivo retarda la chispa alrededor de 10° grados del cigueñal a una presión de 2 psig.

Una manera de resolver este problema es conectar - la manguera en el múltiple de admisión y no entre la parte - inferior del carburador y la toma del turbocargador (FIG 25) debido a que si el sistema de potencia estuviera conectado a la parte inferior del carburador, cuando se tuviera la mariposa parcialmente cerrada mientras el turbocargador estuviera proporcionando en el múltiple una presión arriba de la atmosférica, el motor estaría funcionando sobrecargado lo --- cual probablemente propiciaría la detonación.

La solución no es posible realizarla en carburado-

res en los cuales la línea sensora de carga está integrada - en el carburador como un pasaje barrenado (Fig 26). lo que - se debe hacer es taponar el agujero de abajo de la mariposa- y conectar una nueva línea al diafragma de potencia, así pue de ser dirigida al múltiple de admisión.

El problema puede ser atacado de diferente manera usando un carburador de dos gargantas donde la modificación- de la válvula de potencia es todavía necesaria, pero el enri quecimiento de combustible extra puede hacerse completamente en el sistema secundario.

Cuando un carburador de tipo progresivo es usado,- la primera garganta o las primeras gargantas son usadas para hacer funcionar el motor nominalmente y como se dijo ante--- riormente los sistemas secundarios son solamente para obte-- ner una máxima salida del motor a muy altas revoluciones. Es te problema no existe en un motor turbocargado porque cual-- quier caída de presión através del carburador puede ser le-- vantada por el compresor, En motores de aspiración natural - si la presión ambiente es de 25 pulgadas de Hg., el motor só lo podrá rendir:

$$\frac{25 + 4}{25} = 0.840$$ ó sea un 84 % de su potencial

cuando tenga una caída de presión de 4 pulgadas de Hg.

Cuando el secundario de un carburador progresivo - abre, esta restricción baja prácticamente a nada y el motor- puede alcanzar el potencial que la capacidad de respirar le- permite.

El caso es un poco diferente en un motor turbocar- gado porque es posible tener una caída de presión de 8 pulga das de Hg. a través del carburador y tener en el múltiple de admisión presiones mayores a la atmósferica. La observación- que se hace es que un carburador progresivo no tiene signifi cado desde el punto de vista potencia, pero es algo que con- tiene por separado dos sistemas aire-combustible que pueden- utilizarse bien para proporcionar la relación correcta de -- mezcla al motor tanto en la condición de normalmente aspira- do como en la de supercargado.

La mariposa secundaria puede empezar a abrirse --- cuando el primario este abierto 3/4, ésto puede hacerse por- un sistema mecánico de varillaje o por vacío.

Desde que se ha hecho uso de los turbocargadores - han existido dos opciones en cuanto a si es mejor soplar o - succionar a través del carburador, la mayor ventaja de so--- plar a través del carburador es que se requieren menos modi- ficaciones del motor en el múltiple de admisión, Las líneas- de combustible y las varillas del carburador puede quedarse-

en su lugar.

Si se llega a suponer que un turbocargador es más-eficiente cuando se sopla a través de él es un error, debido a que la eficiencia del turbocargador es función de su diseño y no de la posición del carburador, pues si la eficiencia adiabática pico es de un 70 % ésta seguirá siendo del mismo-valor independientemente de la posición del turbocargador, - cuando se habla de ésto se habla más bien de capacidad más - que de eficiencia, ésto es, que siempre habrá una caída de - presión a través del carburador cuando está antes del compresor y maneja una presión menor que la atmosférica, ésto es,- el compresor centrífugo es calculado en unidades de volúmen- y la cantidad de masa que maneja será menor mientras que las restricciones en el carburador sean mayores, en otras pala-- bras un compresor de mayor capacidad es solicitado cuando -- hay que succionar a través del carburador para alcanzar la - máxima potencia, si se usa un carburador grande la diferen-- cia es mínima.

Una gran ventaja de soplar a través del carburador es que el compresor no necesita un sello positivo de aceite- (ver diseño de rodamiento).

Otra de las ventajas de soplar a través de carbu--

rador es que la gente que diseña el múltiple de admisión lo-
hace de manera que existan la menor cantidad de pérdidas y -
que haya la mejor distribución de mezcla a los cilindros, --
pero si el sistema es cambiado y el turbocargador es coloca-
do entre el carburador y el múltiple de admisión, las cone--
xiones del compresor al múltiple se vuelven críticas. La mez
cla descarga un remolino el cual suele ser disuelto usando -
un dispersor en la unión del tubo de descarga del compresor-
y el múltiple de admisión, si se usan dos turbocargadores --
como en un motor V-8, el dispersor no es solamente importan-
te, sino que debe ser montado frente a frente y no tangen- -
cialmente porque si se hace ésto algunos cilindros estarán -
ricos mientras otros estarán muy pobres. En motores donde se
usa un sólo turbocargador, un interenfriador o un tubo un po
co grande debe ser usado entre el compresor y el múltiple.

Los múltiples de fundición tienen usualmente cur--
vas muy pronunciadas, pero los múltiples de admisión deben -
de ser fabricados cuidadosamente para evitar separación de -
combustible.

Otra de las ventajas de soplar a través del carbu-
rador es que todos los carburadores en carros de pasajeros -
tienen un método de calefacción para prevención de las condi
ciones de congelamiento, ésto se hace normalmente en los mo

tores en línea conectando el múltiple de admisión sobre el - múltiple de escape o colocando una camisa de aguà sobre el - múltiple de admisión.

En los motores en V los dos múltiples de escape están conectados por un pasaje elevador de temperatura a través del múltiple de admisión para permitir a los gases de escape elevar la temperatura en el área del carburador, algunos motores en V tienen unos pasajes para mantener caliente- al múltiple de admisión con el agua de enfriamiento del motor, otros tienen la combinación del pasaje elevador de temperatura y la camisa de agua. Cuando el turbocargador es colocado entre el carburador y el múltiple de admisión, es posible obtener un congelamiento y condensación del combustible en la carcasa del compresor. Algunos compresores han sido diseñados con una camisa de agua para prevenir los problemas anteriores.

Una de las desventajas de soplar a través del carburador es la presión en el suministro de combustible, pues- el promedio de las bombas no producen más de 14 psi de presión de combustible hacia el carburador. Esto funciona magníficamente en un motor de aspiración natural, pero no en un - carburador con presión. Si el turbocargador está entregando 14 psi al carburador, es imposible hacer fluir el com-

bustible.

Una forma de resolver este problema es colocando - una bomba de alta presión en serie con la bomba mecánica, pero la bomba de alta presión debe ser colocada entre la bomba mecánica y el carburador debido a que la última puede actuar como un regulador de esta manera la bomba entregará suficiente combustible cuando el motor esté supercargado, pero a bajas revoluciones la alta presión puede vencer la válvula del flotador y fluir hacia el motor provocando un incendio, ésto puede prevenirse usando un interruptor de presión en la bomba eléctrica, de manera que se conecte la bomba cuando exista presión en el múltiple de admisión arriba de la atmosférica.

Las bombas mecánicas normalmente son accionadas -- por el árbol de levas, éste mueve un brazo el cual sirve solamente para accionar un resorte usado para bombear la gasolina, con ésto la presión de combustible permanece constante mientras sea menor que la capacidad de la bomba. La capaci-- dad de la bomba será aumentada poniendo un resorte con más - tensión, pero sería el caso de la bomba eléctica que entregaría alta presión cuando no se necesita causando problemas.

Existe otro tipo de bomba con resorte en la parte- superior del diagrama, en este caso si una conexión es fija

da al agujero de ventilación y se conecta una línea a la descarga del compresor, la bomba entregará la gasolina a su presión nominal más la presión del turbocargador.

En bombas donde el resorte se encuentra abajo del diafragma, el brazo es también movido por el árbol de levas, este brazo se fija holgado en una guía de plástico, si este brazo se remplaza por otro que ajuste perfectamente a la guía, la cámara puede ser presurizada conectando una línea de descarga del compresor, así la bomba entregará siempre una presión adecuada de combustible.

Una vez que todos los problemas anteriores han sido resueltos, el presurizar el carburador tal vez sea mas difícil debido a que el diseño del mismo no permita el sellado. En este caso tal vez se necesitaría construir una caja alrededor del carburador y conectar el varillaje de accionamiento a través de la caja por un agujero sellado.

Si se quiere usar el carburador sin caja se deben observar varias cosas, por ejemplo, el carburador debe ser inspeccionado para estar seguros de que tanto la cuba del carburador y las otras ventilas estén conectadas a la presión del múltiple, de esta manera aseguramos que la mezcla de aire combustible no será soplada fuera del carburador sino que el sistema va a ser presurizado desde el asiento del-

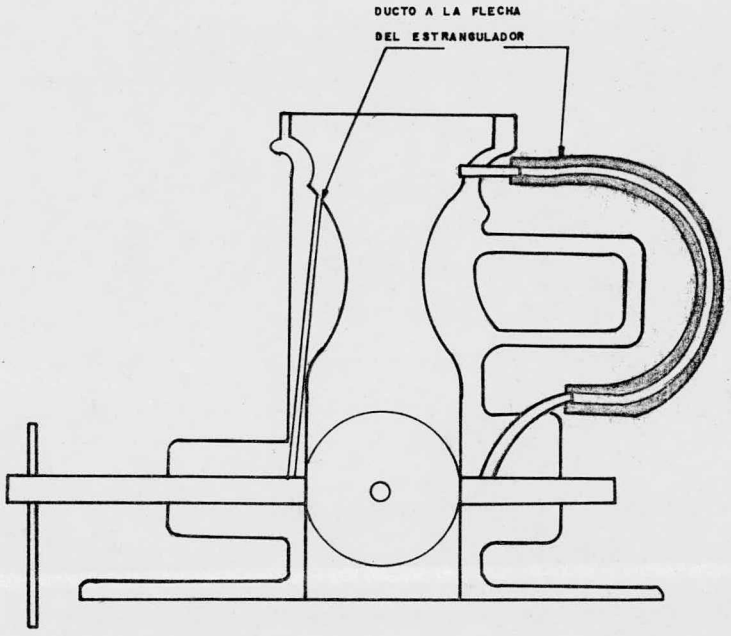


FIGURA 27 FLECHA DE ESTRANGULADOR SELLADA POR AIRE

filtro de aire.

El siguiente paso es conseguir espuma plástica, -- pues los flotadores de latón de paredes delgadas tienden a - deformarse bajo presión, si se agujera el flotador y se in-- troduce espuma plástica en el flotador y se sella el agujero después de que la espuma ha endurecido no se tendrán proble- mas.

El siguiente paso es sellar las flechas del estran gulador, pues las flechas del ahogador sólo fugan aire. La - mejor manera de sellarlos es usando un sello de aire. Se to- ma aire de la parte superior del venturi y se guía por la -- flecha del estrangulador. La presión arriba del venturi es - un poco mayor que la de abajo, así que solamente aire se fu- gará hacia afuera del carburador y otro poco hacia adentro,- la forma de hacer la conexión se muestra en la (Fig. 27).

2.3.- SISTEMA DE LUBRICACION

En el funcionamiento de un turbocargador como en - todas las máquinas, las partes que están sujetas a fricción de ben de estar bien lubricadas; para darnos una idea de lo im- portante que es la lubricación podemos decir que a velocidad- que giran el rotor de la turbina y el impulsor que es de --- aproximadamente 80 000 RPM., la ausencia de aceite puede sig

nificar la destrucción total del turbocargador en segundos.

La mayoría de los turbocargadores se diseñan para - trabajar con el tipo de aceite que usa el motor, no es necesario tampoco instalar un filtro especial en la línea de aceite del turbocargador si el motor está equipado con un filtro de- aceite que permita el paso de partículas de 30 mícrones, o menos. Si el motor no está equipado con un sistema de filtrado- de flujo total, entonces es definitivamente recomendado en la línea de entrada un sistema de flujo alterno por si el filtro llega a obturarse, no es raro ver turbocargadores fallar debido a la falta de servicio en el filtro de aceite.

Es usual tomar la línea de lubricación del turbocargador de la abertura en el block usado para el bulbo de la -- luz de baja presión o donde se conecta el manómetro de pre--- sión, una conección T debe ser colocada para conectar la lí-- nea de lubricación y en otra en sensor de presión. Para asegurar la cantidad de lubricación que recibirá el turbocargador- desconecte la línea de la carcaza de rodamiento y con el mo-- tor en ralenti mida el flujo, al menos 0.5 galones por mínuto se deben usar para un turbocargador de 3" y 1.0 por cada turbocargador de 4" de diámetro.

Un tubo de 1/8 de pulgada es bueno para un turbocargador de 3" mientras que un tubo de 1/4 de pulgada para un --

turbocargador de 4". Estos tamaños de tubos son buenos si el motor esta funcionando en caliente con al menos 30 PSI de -- presión. Si la viscosidad del aceite del motor es muy alta - debido a la temperatura ambiente, el aceite no fluirá al turbocargador. Si el motor es arrancado y acelerado antes que el aceite llegue al turbocargador y los cojinetes pueden desgastarse muy rápido.

Debido a que el aceite sale del turbocargador e -- mulsionado, es necesario tener una línea de drenaje muy larga y evitar excesivas flexiones. La línea de drenaje de aceite debe instalarse en el carter arriba del nivel del aceite, debido a que si la línea se conecta abajo del nivel el aceite espumoso tiende a regresar a los cojinetes.

Antes de que se usarán los dispositivos de control de emisiones en los motores, éstos estaban equipados con un- respirador para prevenir el aumento de presión en el carter, esta presión es causada por los gases de alta presión que se escapan por los anillos de los pistones del motor, a estos - respiradores se les debe dar servicio regularmente o se obstruyen y ésto permite que la presión aumenta en el carter lo que impide un flujo libre del aceite que viene del turbocargador.

Hoy todos los motores están provistos con disposi-

tivos de ventilación positiva del carter. El diseño de este - dispositivo varía de acuerdo al motor, pero usualmente tiene- una línea que va desde la cubierta de balancines hacia el filtro de aire y la otra va de la cubierta de balancines hacia - el múltiple de admisión. La línea en el múltiple de admisión- está normalmente equipada con una válvula. Esta válvula está- diseñada para impedir el flujo desde el carter cuando el va-- cío en el múltiple de admision es alto y el flujo de los ga-- ses es bajo, de otra manera, a máxima potencia cuando el va-- cío de múltiple es bajo y el flujo de los gases provenientes- de la combustión es bajo permite el flujo total. Si a la válvula no se le da servicio regularmente, se pagará y causará - el aumento de presión en el carter, esto naturalmente causará que el aceite de drenado no fluya rápidamente del turbocargador y causará fugas por las juntas o sellos.

Cuando se instala un turbocargador en un motor la - mayoría de la gente no gusta de desmontar el motor del vehículo a menos que sea absolutamente necesario y fijar el retorno del aceite al carter es difícil a menos que este sea removido del motor, en la mayoría de los casos ésto puede hacerse desmontando el motor del vehículo, debido a esto es deseable encontrar otro lugar para colocar la maguera de retorno de aceite al motor. Si el turbocargador está montado lo suficiente--

mente alto, el aceite puede ser drenado a las tapas de balancines.

En algunos motores en línea la tapa que cubre las varillas levanta-válvulas ofrece un buen lugar para conectar la manguera del drenaje del turbocargador, si el turbocargador está montado muy bajo, no es práctico drenar el aceite al motor es mejor forzarlo por medio de una bomba, pero hay que recordar que la bomba debe ser mucho más grande que la que necesitaba para mover la cantidad de aceite usada por el motor debido a que el aceite que pasa por el turbocargador se mezcla con aire, la mayoría de los motores tiene una bomba de aceite con la capacidad suficiente para lubricar el turbocargador también como el motor.

Como se mencionó anteriormente si el manómetro de lectura de presión para el turbocargador tiene una lectura baja, se debe probablemente en una restricción en la bomba de aceite, más que a una deficiencia en la capacidad de ésta pero si se establece que no hay restricción y la presión es aún baja debe usarse una bomba de mayor capacidad. Un turbocargador funcionando a altas velocidades añadirá alrededor de 80°F de temperatura al aceite cuando pasa a través de los cojinetes, como el turbocargador está en vacío la mayoría del tiempo en el automóvil de uso común, este calor adicional

sólo ocurre ocasionalmente y el aceite no se calienta más -- que si el motor fuera de respiración natural; ésto sucede en motores que vayan a estar sometidos a altos regímenes de funcionamiento y para las cuales recomiendan el uso de un medidor de temperatura de aceite, y si la temperatura del aceite aumenta arriba de los 250°F instale un enfriador de aceite,- ésto ayuda a mantener la temperatura de aceite en un rango - normal lo cual previene la oxidación.

2.4.- SISTEMA DE ESCAPE

En un motor de aspiración natural el sistema de escape sirve para llevar los productos de la combustión a la - parte trasera del vehículo y para reducir el nivel de ruído, al mismo tiempo se desea crear la menor contrapresión posible en el motor.

En un motor turbocargado el sistema de escape es diferente, pués los tubos conducen calor, alta presión y gases a alta velocidad del motor hacia el turbocargador, sin reducir su presión, temperatura y velocidad tanto como sea posible.

Como se mencionó en el capítulo III.2.2, la carcaza de la turbina incrementa la velocidad de los gases de escape (aproximadamente a 2000 pies por segundo), ésto es necesario porque en una turbina de 3" de diámetro, girando a ---

120 000 RPM, necesita alrededor de 1600 pies por segundo de- velocidad de gases de escape. Si los gases de escape salen - del puerto alrededor de 300 pies por segundo, no ganamos mu- cho si le reducimos la velocidad a 100 pies por segundo, por esta razón un diámetro muy grande del múltiple de escape no- es recomendable, así pues el área del puerto de escape es lo recomendable para el múltiple.

El uso de "headers" en motores turbocargados es más útil desde el punto de vista estético que desde el punto de- vista el incremento de potencia. Es muy común que se aisle - el tubo de escape en un motor turbocargado con el fin de --- guardar el calor de los gases de escape tanto como sea posi- ble. Esto puede causar problemas, pues cuando un tubo de es- cape es aislado se llega a calentar tanto que se puede que-- mar, aún si no se quemará éste tendería a crecer y si los extremos del tubo de escape están fijos, esta tendencia a cre- cer imprimira un excesivo esfuerzo en las curvas del tubo lo que propiciará que éste se rompa. Este problema es particu-- larmente evidente en el tipo de escape de motores de pisto-- nes opuestos (como VW).

Muchos motores no usan juntas entre el múltiple de escape y la cabeza del motor, esto no sólo es importante en- cuanto a que la fuga puede ser peligrosa para los ocupantes-

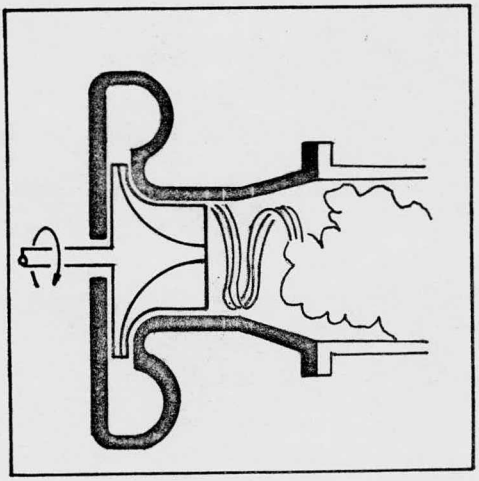
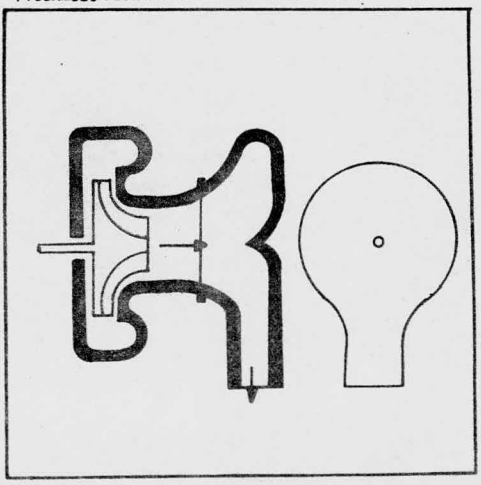


FIGURA 28 DESCARGA DE TURBINA DE EXPANSION RAPIDA PARA CONVERTIR EL FLUJO ESPIRAL EN TURBULENTO

FIGURA 29 DESCARGA DE LA TURBINA TIPO BANJO



del vehículo, pues una pequeña fuga en este lugar en un mo-- tor turbocargado causa una considerable pérdida de sobrepresión, este efecto es doble pues causará una reducción en la- velocidad del giro de la turbina, no solo por menor volúmen- de gases debido a la fuga, sino porque el compresor levantará menos presión debido a la menor velocidad de la turbina,- esto en sí, afecta a la potencia del motor, una buena junta- de asbesto reforzado con metal hará un buen trabajo. Si aún- colocando bien la junta se tiene fugas debido a un múltiple- torcido o superficies mal trabajadas entonces es conveniente cambiar el múltiple.

Cuando dos ó más turbocargadores son usados en un- motor, los mejores resultados se obtiene si se proporciona - la misma sobrepresión a todos los cilindros y ésto solo se - logra conectando los turbocargadores entre sí.

En motores en línea con los múltiples de escape de admisión del mismo lado se tiene una parrilla de calentamien to para evitar la condensación del combustible, para evitar- fugas, esta conexión del múltiple de escape debe ser sellada

Los gases de la combustión que provienen del turbo cargador idealmente deberían de fluir axialmente, pero en -- realidad salen en forma helicoidal debido a la rotación del- conjunto (Fig. 28), la razón de ésto es que el turbocargador

es usado en un amplio rango de velocidades y potencias del - motor así que algunas veces los gases se moverán a más velocidad que la rueda de la turbina, y algunas veces más lento. Cuando van más rápido que la rueda de la turbina, girarán en sentido contrario a la rueda de la turbina y cuando sale más lento que la rueda girará en el mismo sentido. En cada caso- la trayectoria de los gases será más larga que si ellos abandonarán la turbina axialmente, por ésto es deseable destruir el torbellino tan pronto como abandona el turbocargador, una forma de eliminarlo es usando un difusor como el mostrado en la figura 28. Una vez que el flujo turbulento es establecido no es perjudicial tener un tubo de esas dimensiones y se puede hacer una reducción a 20" ó 30" de distancia ésto no creará una gran contrapresión y ayudará reducir el nivel del ruido.

Cuando se usa un mofle no hay que cuantificarlo -- por la cantidad de ruido que se escucha, es mejor colocar un manometro entre la salida de la turbina y el mofle.

A veces por razones de instalación la salida de -- la turbina queda muy cerca de un obstáculo y no hay espacio- para colocar un codo, el uso de un difusor del tipo banjo -- (Fig.29) es aconsejable. Como se había dicho anteriormente - una fuga en el múltiple de escape causa una considerable pér

dida de potencia y a veces ésta no se puede detectar en marcha lenta, ni a altas revoluciones por el ruido que provoca el motor, pero la falta de presión y la falta de potencia señala una fuga, la mejor solución es tapar la salida de la turbina, dejando el motor en marcha lenta, si el motor sigue funcionando la fuga es grande.

Cuando un motor no entrega toda su potencia siempre se culpa al turbocargador, pero si las ruedas de la turbina y el compresor están intactas y no se desplaza una con respecto a la otra y la flecha puede ser girada el problema esta en el sistema de escape.

CAPITULO QUINTO

SELECCION E INSTALACION DEL TURBOCARGADOR

Una vez conocida la forma en que afecta el turbo-- cargador al motor es necesario saber qué motores pueden ser- turbocargados, como seleccionar el turbocargador y como instalarlo.

Por principio podemos decir que cualquier motor de aproximadamente 500 cm^3. ó más puede ser turbocargado y los - resultados de potencia desarrollados por éste depende de la- resistencia de las partes componentes y de su instalación.

Los motores de cuatro ó seis cilindros son los que presentan menor problema al ser turbocargados y aquellos que tienen los múltiples de admisión y escape del mismo lado simplifican la instalación aún más, en motores con pistones --- opuestos y en "V" existe el problema que se tiene que diri-- gir la mitad de los gases hacia uno y otro lado del motor -- equitativamente, los motores de seis pistones en "V" tienen- el problema de que son muy pequeños para usar dos turbocargadores, mientras que los V - 8 trabajan bastante bien.

Al principio los motores de cuatro y seis pistones eran más deseables, debido a que tenían baja relación de compresión mientras que los de ocho tenían relaciones altas --- arriba de 10:1. Esto ha cambiado recientemente debido a que- al reducir la compresión se reduce las emisiones contaminantes.

Cuando los motores tenían relaciones de compresión altas eran diseñados para funcionar con gasolina de alto octanaje (90, 100, 110, etc.) ésto limitaba la potencia que fácilmente podía ser ganada con un turbocargador, pués los requerimiento de octanaje de un motor van una unidad con cada libra de sobrepresión proporcionada por el turbocargador, ésto es por ejemplo, si un motor con una relación de compresión de ocho a uno funciona bien con gasolina de 90 octanos, se requerirá una gasolina de 98 octanos para funcionar con una sobrepresión de 8 PSI sin detonación y una sobrepresión arriba de ésto requerirá inyección de agua.

La selección entre un motor enfriado por aire, uno enfriado por líquido no es difícil porque la mayoría de los motores son enfriados por líquido, en un motor VW el turbocargador funciona muy bien y un incremento de potencia de un 100 % es posible sin modificaciones.

El gran problema de turbocargar motores enfriados con aire es mantener las cabezas frías, pues si se calientan demasiado puede haber preingnición, lo que podría destruir el motor, por lo que es recomendable usar un indicador de temperatura en las cabezas con alguna luz o alarma para evitar -- ocurra preignición.

La potencia desarrollada por el motor es transmiti

da por una caja de velocidades que puede ser manual o automática. Las cajas de velocidad manuales de 3 ó 4 posiciones han tenido excelentes resultados al aplicarse a vehículos - con motor turbocargado habiendo soportado muy bien el aumento de potencia puesto que no se ven afectados con uno u --- otro tipo de motor, una caja de transmisión automática tiene una reacción diferente debido a que están diseñadas por- lo regular para aceptar el torque de un motor de aspiración natural, éstas constan de engranes y apoyos bastante resistentes, pero los engranes planetarios no siempre tienen suficiente área para trabajar sin deslizarse cuando existe -- torque extra en los puntos de cambio.

Un ejemplo muy claro de este problema es lo que - ocurre en fuertes aceleraciones donde existe deslizamiento- en cada cambio de velocidad. Estos deslizamientos dañan la- transmisión al punto que no transmiten el torque a carga de camino.

Una manera de prevenir estos deslizamientos es -- dando más tensión a los embragues y a las bandas, después - de lo cual las aceleraciones se convierten en un golpe, lo - que puede ser solucionado recorriendo los puntos de cambio o sea que sucedan a más bajas revoluciones.

Otro de los puntos a verificar es el frenado del-

vehiculo pues debido al aumento de potencia se pueden detectar problemas de ineficiencia del sistema.

1.0 SELECCION DEL TIPO DE TURBOCARGADOR.

La seleccción de turbocargador correcto para un motor dado es la llave para la obtención de la máxima potencia que pueda proporcionar este dispositivo, o sea que adaptar - cualquier turbocargador a un motor no garantiza buenos resultados, pués si un motor de 200 pcd a 4000 rpm funciona bien- con un tipo de turbocargador no es seguro que éste funcione- bien con un motor de 400 pcd a 4000 rpm.

Se debe también desechar la teoría de que un turbocargador funcionando al doble de velocidad, funcionará en un motor dos veces más grande, pués si se observa una gráfica - de compresor se verá que las líneas del compresor son relativamente horizontales en el rango de operación y el incrementar la velocidad del turbocargador incrementa la presión más que el flujo (ver graficas de flujo en figuras 32, 33, 34, - 35, 36).

La velocidad del turbocargador se puede variar cambiando el tamaño de la tobera de la turbina, pero si el compresor no está bien seleccionado cambiar la tobera no ayuda- en nada.

La selección de un turbocargador se puede hacer --

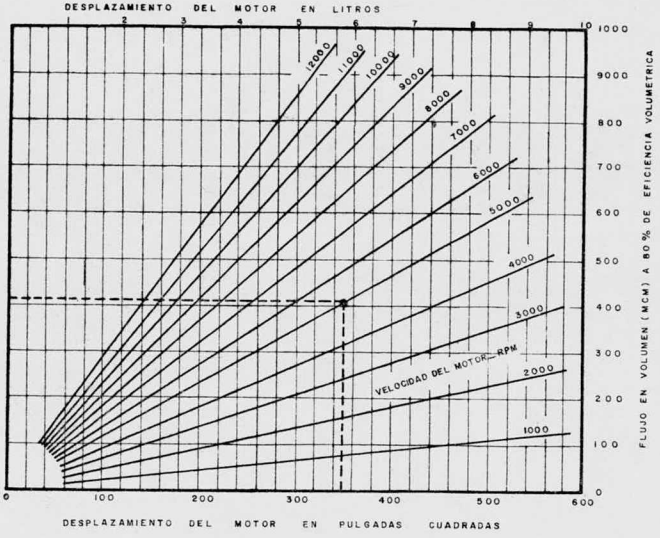


Figura._ 30

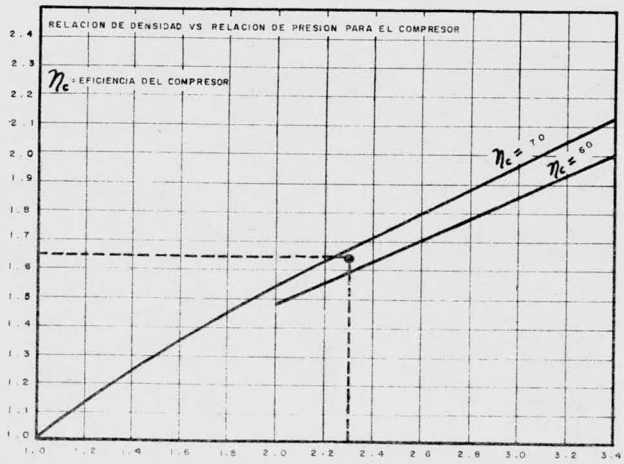


Figura._ 31

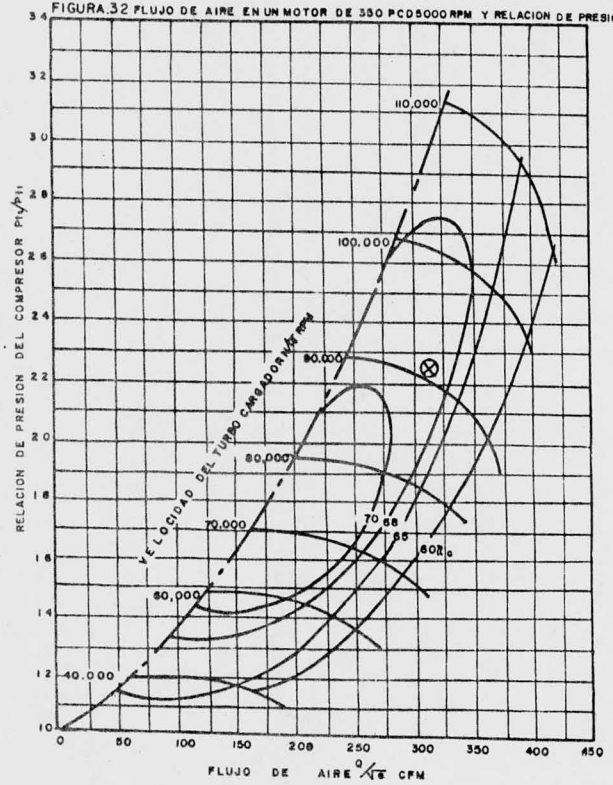
por medio de gráficas como las que aparecen en las FIGS. 34 y 35. Por ejemplo un motor de 350 pcd con una relación de - compresión de 7:1 que funcionará a 5000 rpm deseándose una- sobrepresión en el múltiple de admisión de 18 psi.

Veamos la figura 30 la cual aparece en la línea - horizontal desplazamiento del motor y en la línea vertical- flujo en unidades de volúmen compensada a un 80% de eficiencia.

Si levantamos una línea vertical hasta la inter-- sección con 5000 rpm desde 350 pcd y desde este punto trazamos una línea horizontal hacia la derecha hasta el extremo- nos da 410 pcm, o sea que el motor necesita 410 pcm de mezcla a 5000 rpm cuando la eficiencia de éste sea del 80%.

En la gráfica de la figura 31 se muestra una grafica de relación de densidad contra relación de presión. Debido a que el compresor reduce considerablemente de la mezcla, es necesario usar una carta de este tipo para calcular la cantidad de gas que entra al compresor, pués todas las- gráficas de compresores centrífugos están basadas en las - condiciones de entrada. Para usar las cartas es necesario - convertir primero la sobrepresión en relación de presión. - Si la presión atmosférica es de 14.3 psia, la relación de - presión será de:

FIGURA. 32 FLUJO DE AIRE EN UN MOTOR DE 350 PCD 5000 RPM Y RELACION DE PRESION DE 2.26



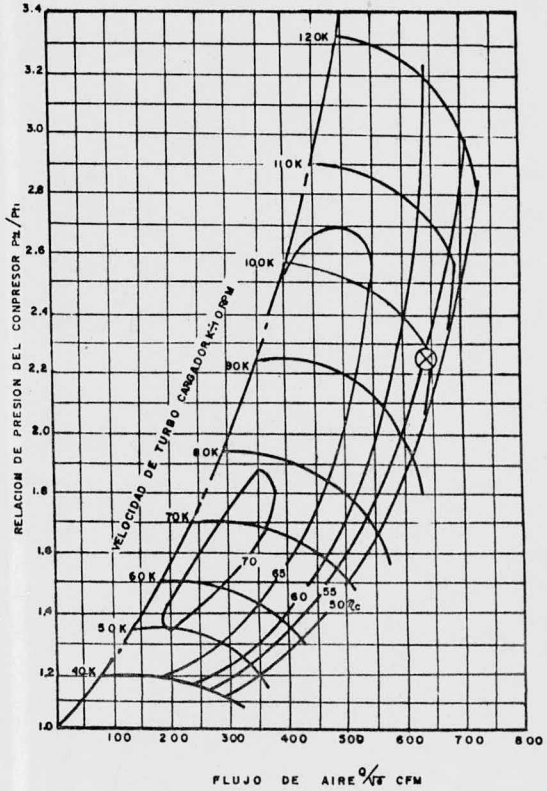


FIGURA. 33 MOTOR DE 350 PCD A 5000 RPM Y 18 PSI DE SOBRE PRESION

$$\text{RELACION DE PRESION} = \frac{\text{PRESION ATMOSFERICA + SOBREPRESION}}{\text{PRESION ATMOSFERICA}}$$

$$= \frac{14.3 + 18}{14.3} = 2.26$$

La mayoría de los compresores usados en turbocargador tienen una eficiencia del 60% al 70% y estas líneas se muestran en la fráfica 31. Si dibujamos una línea vertical desde 2.26 hasta que intersecte con 65% de eficiencia y desde este punto trazamos una línea horizontal hacia la izquierda encontramos una relación de densidad de 1.62. Con este dato multiplicamos los 410 pcm para obtener 664 pcm a una relación de compresión de 2.26.

Observando la gráfica de la figura 33 vemos que este punto cae abajo de 60% y cualquier punto abajo de esta eficiencia debe ser desechado.

Si dos turbocargadores son usados, los valores de cálculo serán de 332 pcm cada uno a 2.26 de relación de presión. En la gráfica de compresor de turbocargador de la figura 32 se ve un punto que tiene una eficiencia un poco mayor del 68%.

En general cuando se escoje un compresor debe usarse el de mayor eficiencia que se encuentre fuera y lo suficientemente lejos de la línea de turbulancia

La pauta para decidir si se usa uno o dos turbocargadores depende del tipo de motor. Por ejemplo un motor de cuatro cilindros en línea requerirá de un solo burbocargador, para un motor de seis cilindros en línea un motor será suficiente un turbocargador al menos que se necesite una gran potencia de salida, y en motores de cilindros opuestos y en V- es recomendable usar dos turbocargadores, pués si se usa uno solo se debe conectar a él múltiple de escape de ambos lados y como esta parte parte es la que alcanza la temperatura más alta de todo el motor, tiende a expanderse y si no tiene un- punto de flexión se romperá.

Junto con los problemas de instalación se deben -- considerar los problemas de inercia del rotor, pués la res-- puesta de un motor turbocargado en una aceleración depende-- de la inercia del conjunto turbina-flecha-impulsor.

El momento polar de inercia es la resistencia que- ofrece un cuerpo a un cambio de velocidad de rotación y se - puede definir como:

$$I = R^2 M$$

Donde:

I = Momento polar de inercia.

R = Radio de giro.

M = Masa del cuerpo.

El radio de giro es la distancia del eje de rotación al punto donde la masa del cuerpo se considera concentrada.

De esto se puede ver que la capacidad de aceleración de un rotor depende de su peso y dimensiones, por eso- es más ventajosos usar dos turbocarburadores pequeños en lugar de uno grande equivalente. Por ejemplo, si tenemos un - rotor de 3 pulgadas de diámetro que pesa una libra y su radio de giro es de una pulgada, tendremos que:

$$I = R^2 \cdot M = \frac{R^2 \cdot W}{G} \text{ si } W = M.G$$

Donde: G = Aceleración de la gravedad (386 lb/seg^2)

W = Peso del cuerpo

Entonces: $I = \frac{(1^2)\ (1)}{386} = 0.00259$ pulg. lb/seg^2

Si un turbocargador más grande es usado, por ejemplo uno de un rotor de 3.5 pulgadas de diámetro, 1.5 libras de peso y de 1.25 de radio de giro, el momento de inercia - inercia será:

$$I = \frac{(1.25)^2 \cdot (1.5)}{386}$$

$$= 0.00607 \text{ pulg. lb seg}^2$$

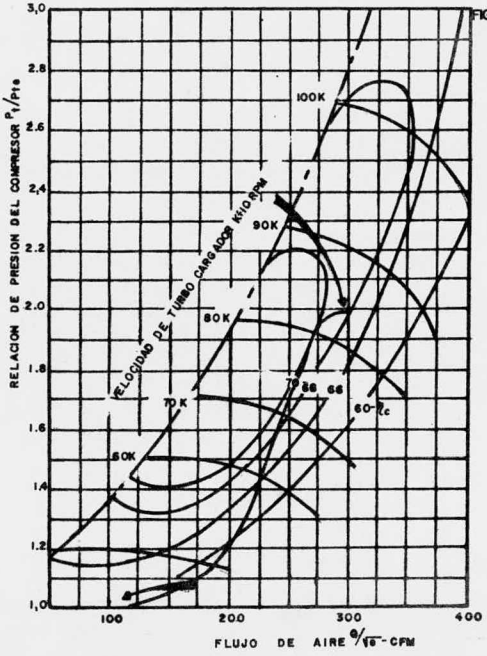


FIGURA.34 TRAYECTORIA SEGUIDA DURANTE EXTREMA ACELERACION DEL MOTOR

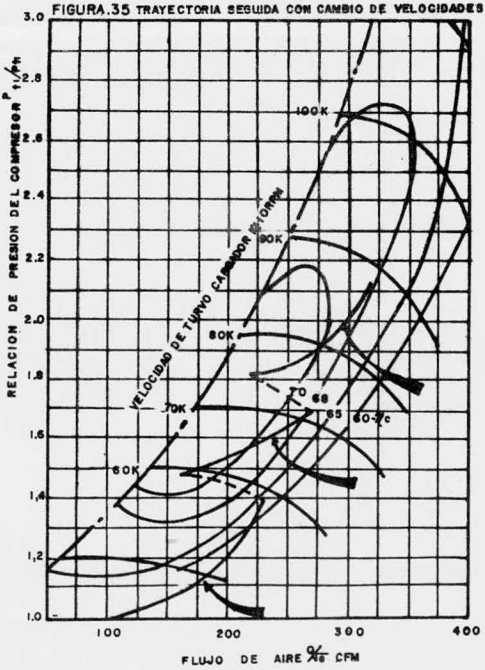


FIGURA.35 TRAYECTORIA SEGUIDA CON CAMBIO DE VELOCIDADES

Lo que es alrededor de 2.5 veces más grande, por lo que se recomienda usar dos turbocargadores pequeños en-lugar de uno grande.

Existen ciertas condiciones, por ejemplo al dar-una curva, en que no se está pisando el acelerador, y el - turbocargador gira a muy bajas revoluciones, si de momento se piensa el acelerador a fondo, el motor demandará por e-jemplo 100 pcm de mezcla (FIG. 34) y esto sucederá sin presión entonces el rotor girará, pero no estará dando su máxima presión sino solo hasta que la condición estable sea-alcanzada, lo cual no ocurrirá si el tiempo entre la aceleración y la desaceleración es muy corto. El caso es que el turbocargador no esta conectado mecánicamente con el motor. En la figura 35 se muestra cómo hacer los cambios usando - la inercia del rotor. Cuando el cambio de velocidad es hecho la revoluciones del motor bajan mientras que la velocidad del turbocargador permanece constante, debido a que el compresor proporciona mas sobrepresión a bajos flujos, habrá inmediatamente un incremento en la presión del múlti-- ple, ésto ocurre a cada cambio de velocidad y da al carro-un notable empuje. La línea de punto paralela a las líneas de velocidad del rotor son dibujadas para mostrar el incremento de presión que ocurre a cada cambio. Estas líneas --

son generales y la magnitud de ellas depende de la combinación motor-turbocargado-engranes.

A continuación se muestra un ejemplo general del cálculo y selección de un turbocargador: en un motor con -- las siguientes características:

- Desplazamiento: 250 pcd.
- Cuatro tiempos.
- Máximas revoluciones: 5000 rpm.
- Máxima sobrepresión: 10 psig.
- Temperatura ambiente: 70°F (530°R).
- Presión barométrica: 29.0 pulgadas de Hg.

Por principio convertiremos el desplazamiento en- pies cúbicos por revolución.

$$PCR = \frac{\text{desplazamiento.}}{1728\ (\text{pies/pulg})^3}$$

$$= \frac{250\ \text{pulg}^3}{1728\ (\text{pies/pulg})^3}$$

$$= 0.145\ \text{pies}^3$$

Ahora calcularemos el flujo ideal a través del motor.

$$\text{FLUJO IDEAL} = \frac{PCR \cdot RPM.}{2}$$

$$= \frac{(0.145 \text{ pies}^3/\text{ rev}) \ (5000 \text{ rpm})}{2}$$

$$= \quad 362.5 \text{ pcm.}$$

Las rpm se dividen entre dos debido a que es un motor de cuatro tiempos y el evento se repite cada dos revoluciones.

Por el motor fluirán 362 pcm si la eficiencia volumétrica es de 100%, pero debido a las restricciones a través de los ductos de admisión y a los gases residuales la eficiencia será de aproximadamente un 80%, o sea:

$$(362.5) \ (0.8) = 290 \text{ pcm}$$

El valor anteriormente encontrado no está a las condiciones atmosféricas por lo que es necesario determinar la densidad del flujo para determinar la cantidad de mezcla a través del compresor, debido a que todas las gráficas están basadas en el flujo de entrada y no es posible hacer el cálculo con la relación de presión debido a que la mezcla al comprimirse eleva su temperatura y hace que el gas sea menos denso.

Suponiendo un compresor con un 65% de eficiencia calcularemos la densidad de la mezcla en el múltiple de admisión:

Relación de presión (R P)

$$R\ P = \frac{(10\ psig.\ (2.03\ pulg\ de\ Hg) + 29\ pulg\ Hg.}{29\ pulg\ de\ Hg.}$$

$$= 1.7$$

De la tabla I (FIG. 14):

Con R P = 1.7

Y.= 0.162

Entonces la elevación ideal de temperatura será:

$$Y.T. = (0.162)\ (530°R)$$

$$= 85.9°R.$$

Elevación de temperatura

$$E\ T = \frac{\text{elevación ideal de temperatura}}{\text{eficiencia del compresor}}$$

$$= \frac{85.9}{0.65} = 132°R$$

Entonces la temperatura de la mezcla en el múltiple será:

$$TM = 530 + 132 = 662°R\ (202°F)$$

y para calcular la relación de densidades:

$$\text{RELACION DE DENSIDADES} = \frac{TAEC}{TASC}\ \frac{PAEC}{PASC}$$

Donde:

TAEC = Temperatura absoluta a la entrada del compresor.

TASC = Temperatura absoluta a la salida del compresor.

PAEC = Presión absoluta a la entrada del compresor

PASC = Presión absoluta a la salida del compresor.

RELACION DE DENSIDADES

$$= \frac{(70 + 460)°R \ (20.3 + 29.0) \text{ pulg de Hg}}{(202 + 460)°R \ (\quad 29.9 \quad) \text{ pulg de Hg}}$$

$$= \frac{(530°R)}{(662°R)} \quad \frac{(49.3 \text{ pulg de Hg})}{(29.3 \text{ pulg de Hg})}$$

$$= 1.36$$

De ésto el flujo a la entrada del compresor será:

FEC = (Flujo a la salida del compresor) (relación de densidad)

= (290 pcm) (1.36)

= 394.4 pcm.

Si se está usando una gráfica de compresor en libras/min es necesario convertir multiplicando los pcm por - 0.069.

El anterior cálculo muestra 394.4 pcm fluyendo a- través del compresor con una relación de presión de 1.7:1,- con estos datos y con el procedimiento dado en la sección-- del turbocargador se puede escoger el compresor.

En la sección de la turbina es mejor comenzar con una carcasa grande debido a que pequeña daría una presión

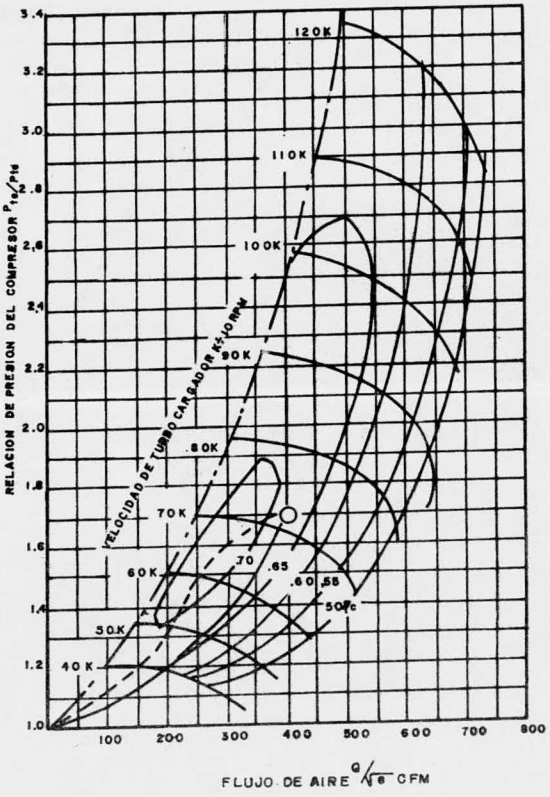


FIGURA. 36 TRAYECTORIA DE UN MOTOR DE 300 PCD EN EL MAPA DEL COMPRESOR

demasiado alta lo cual destruiría el motor, en cambio con una grande se tendría una pequeña presión y se podría ir disminuyendo el tamaño hasta obtener la presión deseada.

Un motor operado con el carburador más grande quesea posible y con el mínimo de restricciones en el escape -- tendrá un amplio márgen de aceleración (FIG 36), ésto deja-- que desear a rangos medianos, pero si una turbina más pequeña es usada existirá una excesiva presión a máxima revoluciones, lo cual puede ser sobrellevado con dispositivos de control los cuales serán analizados más adelante.

La selección de la turbina para un óptimo rendi -- miento se hace en un dinamómetro, esto significa una alta inversión económica debido al costo del equipo, y sólo las -- grandes compañías manufactureras los poseen.

Prácticamente exite un método muy preciso de medir la potencia de un motor, la idea se basa en montar un acelerómetro en el vehículo y usar el peso de éste para resistirla aceleración.

Para el cálculo exacto usando el método anterior-- mente mencionado se debe hacer lo siguiente.

-Mida el peso del vehiculo y de sus ocupantes exactamente

-Instale un tacómetro calibrado.

- Instale un velocímetro calibrado.
- Instale un acelerómetro de 0.3 G a 1 G.

El peso del carro y de sus ocupantes puede ser medido en cualquier lugar donde tengan balanza para pesar camiones de carga.el tacómetro puede ser calibrado con un contador de revoluciones. El velocímetro es fácil de calibrar-manejando a velocidad constante en cualquier carretera marcada con postes de kilometraje, un cronómetro debe ser usado - para medir el tiempo en una distancia dada (en una distancia más larga se obtiene una calibración más exacta), la velocidad se obtiene por V = D/t.

Después que se calibre el equipo, los dos mismas - personas con las que se peso el carro correrán las pruebas.

Se han de realizar varias pruebas para obtener la-curva de potencia, aquí se indicará solamente la forma de -- realizar una prueba, pués en las demás se sigue la misma metodología.

Para encontrar la máxima potencia a ciertas revoluciones primero determine la velocidad del carro necesaria -- para obtener esas revoluciones en el motor en el cambio de - velocidad más alto.

Para correr la prueba se empieza con una velocidad

abajo de la encontrada, se pisa el acelerador a fondo, el conductor debe vigilar el velocímetro y cuando alcance la velocidad requerida, lo indica a su acompañante, éste lee y anota la lectura del acelerómetro, se deja que siga aumentando la velocidad (aproximadamente 10 km/hr arriba de la velocidad de prueba), entonces el piloto pone la velocidad en neutral y cuando la velocidad de prueba es alcanzada nuevamente el conductor lo indica a su acompañante el cual lee y anota la lectura tomada del acelerómetro, (la segunda lectura es tomada para medir la resistencia del viento y las cargas de camino), las dos lecturas son sumadas para obtener la aceleración total.

Las lecturas serán exactas mientras no haya cambios en la dirección y fuerza del viento.

Por ésto es mucho mejor tomar varias lecturas y promediarlas.

El siguiente paso es hacer uso de las lecturas, para ésto es necesario usar la siguiente fórmula:

$$F = M.A.$$

Donde:

F = Fuerza.

M = Masa

A = Aceleración

y:

$$M = \frac{\text{Peso del vehículo y ocupantes}}{\text{aceleración de la gravedad.}}$$

Si las lecturas están en G cuyas unidades son:

$$G = \frac{\text{Aceleración del vehículo}}{\text{Aceleración de la gravedad}}$$

Entonces:

F = (Peso del vehículo y ocupantes). (Lectura del acelerómetro)

La fuerza anteriormente encontrada es la aplicada por las ruedas al pavimento.

Para convertir a pies/segundo la velocidad se debe multiplicar por 5280 y dividirse entre 3600.

$$\text{Velocidad (pies/segundo)} = \text{Velocidad (mph)} \frac{5280}{3600}$$

y la potencia se define como:

$$\text{pot (HP)} = \frac{\text{fuerza . velocidad}}{550}$$

Donde:

1 HP = 550 pies-libras/segundo

Un ejemplo de cálculo se muestra a continuación:

- Peso del carro y de sus ocupantes: 3650 lbs.

Figura._37_POTENCIA A LAS RUEDAS

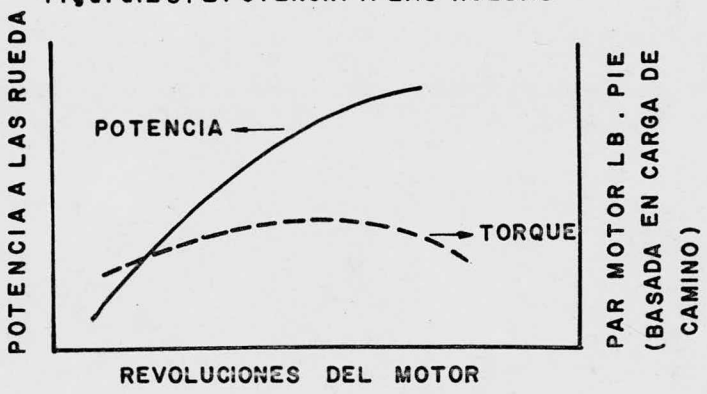
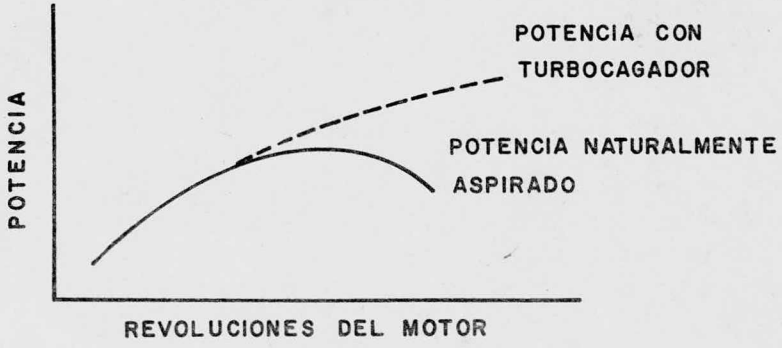


Figura._38_TURBOCARGADOR ADAPTADO PARA ALTAS REVOLUCIONES



- Velocidad correcta: 60 mph
- Velocidad del motor: 2800 rpm.
- Aceleración pedal a fondo: 0.12 G.
- Desaceleración en neutral: 0.06 G.
- Aceleración total: 0.018 G.

$$F = M. A.$$

$$= \frac{(3650) . (0.18) . (32.2)}{32.2}$$

$$= 657 \text{ lbs}$$

$$\text{Velocidad} = \frac{(60) . (528)}{3600}$$

$$\text{POT} = \frac{(657) . (88)}{550}$$

$$= 105.1 \text{ hp a } 2800 \text{ rpm}$$

El par puede ser calculado de:

$$\text{POT} = \frac{\text{PAR} . \text{RPM}}{5250}$$

De aquí:

$$\text{PAR} = \frac{(5250) . \text{POT}}{\text{RPM}}$$

$$= \frac{(5250) . (105.1)}{2800}$$

$$= 197 \text{ lbs-pie.}$$

Los resultados de varias velocidades pueden ser graficados y obtenerse una gráfica de potencia y otra de torque- (FIG.37).

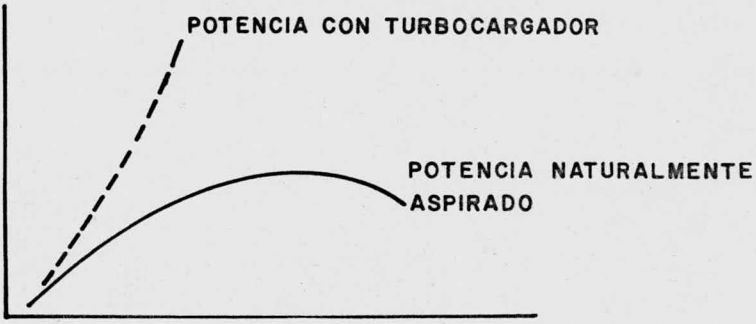


Figura._ 39_TURBOCAGADOR ADAPTADO PARA BAJAS REVOLUCIONES

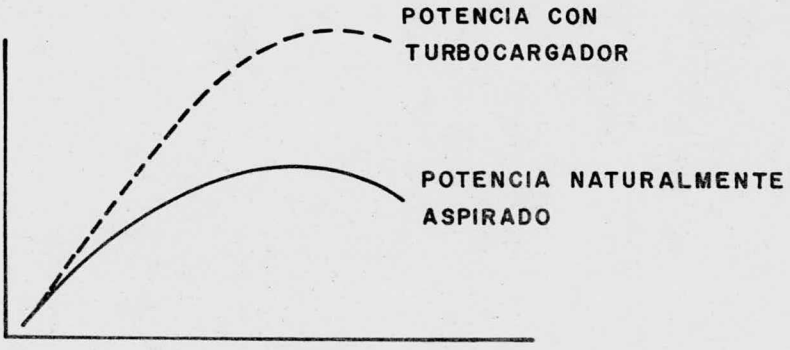


Figura._ 40 _TURBO ADAPTADO PARA UN AMPLIO RANGO DE REVOLUCIONES

Muchas veces es recomendable probar el motor con aspiración natural y sacar su curva, para tener una base - para cuantificar la ganancia de potencia.

Despues de que la instalación del turbocargador- se ha hecho y se ha ajustado el motor en tiempo de igni - ción y velocidad de ralenti, la prueba de aceleración se - debe hacer para asegurar que existe ganancia de potencia y en que cantidad. Si la curva es parecida a la mostrada en- la figura 38 el compresor es de tamaño adecuado, pero la - carcasa de la turbina ha sido escogida para incrementar la potencia al tope de las revoluciones.

Usando una carcasa de turbina que nos de una relación A/R más pequeña se tendrá una curva como la mostrada en la figura 39.

Una carcasa de turbina muy pequeño dará una gran sobrepresión a bajas revoluciones del motor, lo cual es dañiño y debe desecharse

Cuando se hace la selección de una carcasa de -- turbina correctamente la curva de potencia es similar a la mostrada en la figura 40.

(Las curvas anteriores sólo se muestran para comparación).

2.0.- INSTALACION DEL TURBOCARGADOR

En este capítulo vamos a ver en forma general la - adaptación de un turbocargador a un motor, ésto es debido a- que en cada capítulo anterior se han cubierto algunos puntos particulares relativos a la instalación.

El primer paso es obtener un buen lugar para colocar el turbocarburador, por ejemplo en motores en línea el - mejor lugar es del lado en que se encuentran los múltiples - de admisión y escape, en motores en "V" y de pistones opuestos si se usan dos turbocargadores la solución será colocar- uno de cada lado del motor, las instalaciones anteriores deben hacerse de manera que la turbina reciba igual cantidad - de gases de todos los puertos de escape y que el compresor - proporcione la misma cantidad con la misma presión a todos - los puertos de admisión y ésto se logra colocando la salida- del turbocargador en ángulo recto a los puertos.

Los ductos de escape y los ductos de admisión de-- ben de estar libres en un extremo y las líneas de aceite deben de ser flexibles de tal manera que liberen al turbocargador de esfuerzos que los pueden doblar o quebrar.

El turbocargador debe estar previsto de una circulación de aire, de tal manera que no sufra sobrecalentamientos pues cuando el motor funciona a potencia máxima la turbi

na puede tomar un color rojo brillante.

La tuberia de escape debe ser de una medida tal que proporcione un flujo libre y de una longitud tan corta como sea posible sin causar excesivas curvas o flexiones, para evitar pérdidas a lo largo de ésta.

El aislar las tuberías de escape con papel metálico para evitar pérdidas de calor no es recomendable, pues la ganancia de potencia es muy poca y produce muchos problemas como la oxidación y distorción de los tubos de escape.

Al arrancar un motor recien construído con turbocargador no es necesario tomar más precaución que las que se toman con un motor de aspiración natural debido a que el turbocargador rara vez llega a girar a velocidad de vacío del motor, El aceite usado para lubricar los cojinetes durante el ensamble será suficiente hasta que los ductos de aceite sean llenados; por si existiera la posibilidad de que las líneas escogidas no fuera adecuada es buena idea desconectar la línea de drenaje de aceite del turbocargador y observar el aceite que fluye después que el motor se ha arrancado, ésto debe ocurrir aproximadamente 30 segundos después de que el motor se ha puesto en marcha, si la viscocidad del aceite y diámetro de las líneas es correcto. Como precaución para prevenir que los cojinetes se dañan es recomendable bombear aceite a tra--

vés del turbocargador antes que el motor se arranque, ésto se puede hacer activando la bomba de aceite con un taladro y otro medio, haciendo girar la bomba de aceite sin que el motor funcione garantiza una inmediata presión de aceite cuando se hace funcionar el motor.

Se debe tener una buena ventilación en el carter para prevenir una elevación de presión debido a los gases que escapan por los anillos de los pistones.

En algunos motores se pueden tener problemas de fugas por la junta de cabeza se alcanzan presiones de alrededor de 13 ó 15 PSI ésto se puede solucionar colocando O'RINGS entre la junta y el block; los o'rings pueden ser de cobre o algún otro metal que actúe como sello, para instalarlo se necesita hace una ranura en la junta de la cabeza y fijarlo con sellador para evitar movimiento al colocarlo, lo anterior no es necesario en motores enfriados por aire donde las cabezas de aleación aluminio actúan como verdaderos sellos, pero se debe tener cuidado con el maquinado de las superficies; en este tipo de unión cabeza-cilindro es esencial el torque, por ésto se acostumbra retorquear las cabezas con el motor caliente.

Se debe tomar en cuenta que durante una fuerte aceleración el motor tiende a tener un giro sobre sus soportes,

por eso se debe cuidar que el turbocargador sus partes componentes no tengan interferencia con el chasís o carrocería -- del automóvil.

El turbocargador y su sistema de escape son partes que funcionan a altas temperaturas, por ésto pueden afectar- a partes como cables eléctricos o mangueras; la experiencia- es que si se deja un espacio de una pulgada entre la turbina (que es la parte de más alta temperatura) y una lámina de calibre 14 aún cuando el cable esté en contacto con la lámina- no existirán problemas.

A veces el turbocargar un motor se tienen problemas de flotamiento de válvulas a altas RPM, cosa que no ocurría cuando el motor era de aspiración natural, esto se puede atribuir a la presión generada por el turbocargador, Pero lo anterior se puede deber también a dos causas.

1.- Los resortes de las válvulas pueden estar fatigados- y no dar la presión de cierre especificada.

2.- La falta de conocimiento de la potencia del turbocargador, pues se acostumbra acelerar el motor como si fuera de aspiración natural y las altas revoluciones produce - el flotamiento de válvulas. Lo que se debe hacer en los casos anterior es en el primer caso revisar que los resortes - den la presión de cierre especificada y en el segundo caso-

colocar un tacometro para asegurarse de que no esta excediendo de las revoluciones especificadas. Si el motor va a funcionar normalmente a altas revoluciones se aconseja usar resortes mas duros debido a que las fuerzas de inercia ocasionadas por las válvulas será mayor y el material de los resortes puede sufrir fracturas por problemas de fatiga.

CAPITULO SEXTO

SISTEMAS AUXILIARES

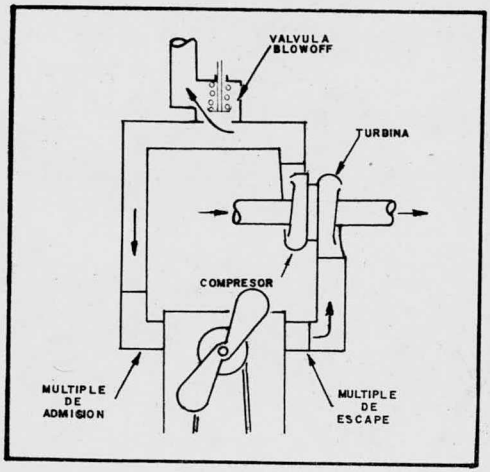
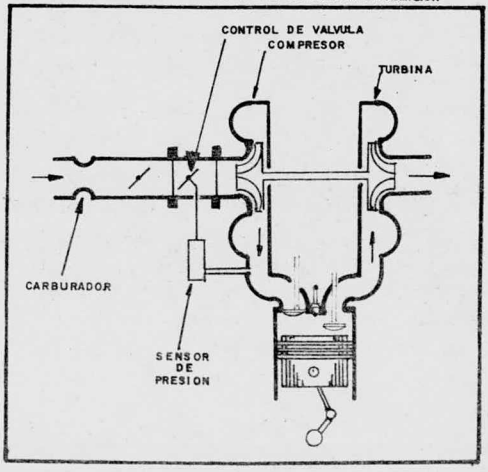


FIGURA. 42 MOTOR TURBO CARGADOR CON VALVULA DE BLOWOFF EN EL COMPRESOR

FIGURA. 43 COMPRESOR CON SISTEMA DE CONTROL EN LA ADMISION



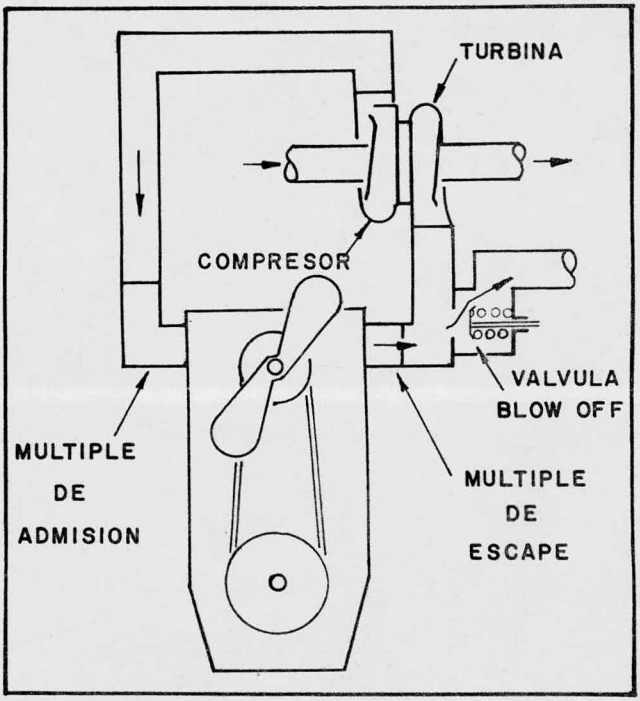


Figura._41 _MOTOR TURBOCARGADO CON UNA VALVULA DE BLOW OFF SIMPLE

1.0.- VALVULAS DE CONTROL.

El control de la presión de admisión es la forma -- más lógica y más sencilla de controlar los problemas de detonación y preignición.

La presión de múltiple por otra parte depende de la velocidad del compresor del turbocargador. Existen varias maneras de controlar la presión y puede ser en forma mecánica,- eléctrica, pero la mayoría de los sistemas usan métodos neumáticos.

La válvula de "BLOW OFF" (Fig. 41) es el método más sencillo pero también el menos preciso de controlar la velocidad del turbocargador.

Como la apertura de la válvula depende solamente de la presión de entrada de la turbina, ésta queda sujeta a fluctuaciones a menos que se le coloque un elementos viscoso que- evita lo anterior y aunque la válvula fija una relación entre la descarga del compresor y la velocidad del turbocargador, - ésta nunca será exacta.

Es posible localizar la válvula de "BLOW OFF" en el ducto de descarga del compresor (FIG. 42) pero ésto solo se - recomienda en motores en donde el motor sopla a través del -- carburador, como el anterior también está sujeto a fluctuaciones.

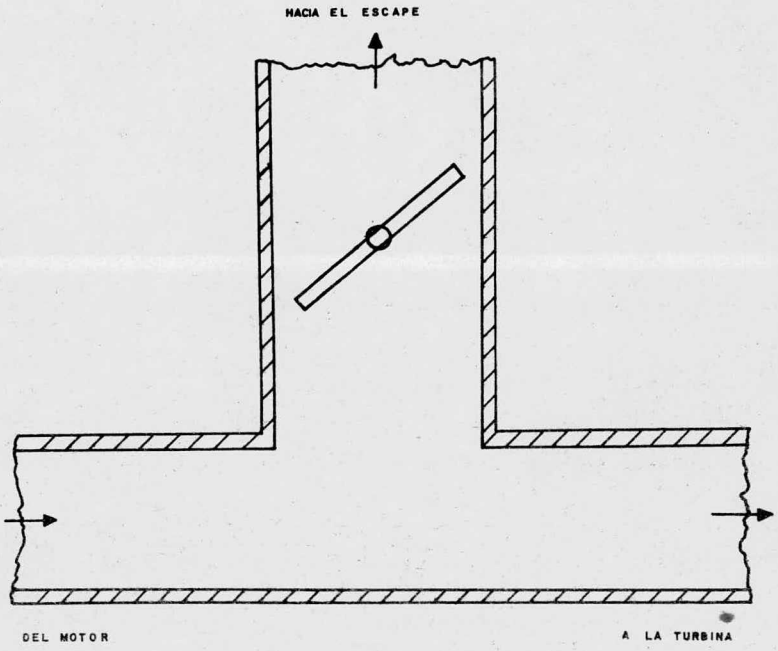


FIGURA. 44 WASTE GATE TIPO MARIPOSA

Existe otro sistema y se conoce como entrada del -- compresor controlada (FIG. 43), en este sistema una válvula - de mariposa es situada entre el carburador y el compresor, la válvula reduce el flujo de aire al compresor y limita la presión en el múltiple de admisión. Este sistema tiene la ventaja de que la válvula se encuentra en el extremo frío y tiene- la desventaja que la presión del múltiple está limitada mientras que la velocidad del rotor puede incrementarse, esta no- es una manera de controlar la velocidad maxima pués esta velocidad resulta en una temperatura muy alta en el múltiple de - admisión mientras la presión está controlada.

El método más popular de controlar la velocidad de- un turbocargador es usando una compuerta de desfogue o válvula de " WASTE GATE " en la turbina (FIG. 44); Puede ser -- una mariposa también o una válvula de acción directa. La válvula puede ser operada manualmente o por un servomecanismo. - El servomecanismo puede ser controlado por un dispositivo que responda a la variación de la velocidad del turbocargador, a- la relación de presión, a la presión absoluta o al flujo de - aire.

Dentro de algunos límites la relación de presión -- del compresor es casi una función directa de la velocidad del compresor y un sensor el cual funciona con los cambios de relación de presión sirve para limitar la velocidad del turbo--

cargador. Este tipo de control tiene la ventaja que funciona- independientemente de la altitud.

Un dispositivo que detecta la presión absoluta del- múltiple de admisión es excelente para limitar la sobrepre- - sión cuando un vehículo va a ser usado a varias altitudes, es- te tipo es llamado de control aneroide, ya que compara la -- presión en el múltiple de admisión con el vacío y es insensi- ble a los cambios de presión en el ambiente, es ideal para -- vehículos que operan desde el nivel del mar hasta 12,000 pies. Con este sistema es posible tener potencia tanto al nivel del mar como a grandes alturas sin tener que aumentar la sobrepre- sión.

También es posible controlar la velocidad del turbo- cargador con un dispositivo de control de flujo que abre la - válvula solamente a altos flujos del compresor, este tipo de- válvula de control es usado cuando una sobrepresión es muy -- alta es usada a la mitad de la velocidad del motor, más que - altas revoluciones, lo cual provee una considerable reserva - de torque. El uso de un control que detecta los cambios de - presión en el múltiple de admisión es simple y muy confiable- donde las condiciones son más o menos estables, o sea que no- están sujetos a cambios bruscos.

En donde las condiciones ambientales varían consi- derablemente, se puede usar directamente la presión del multi-

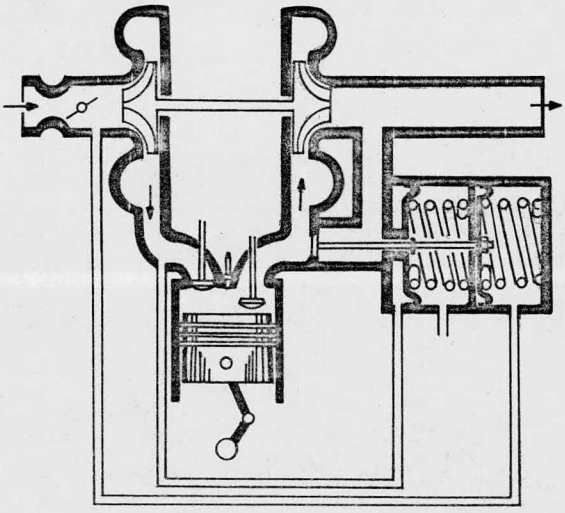


FIGURA. 45 VALVULA DE WASTE GATE DE GARGANTA PARCIALMENTE ABIERTA

ple de admisión puede ser conectado directamente al diafragma del WASTE GATE o puede modular una válvula que controla la -- presión hidráulica de un servo fijado en el WASTE GATE. Este método es el más digno de confianza porque la presión hidráulica es mucho más alta que la presión del múltiple, y así se tiene una acción más positiva sobre el WASTE GATE para un tamaño dado de diafragma o pistón, lo anterior puede usarse también como un sistema de seguridad contra fallas, o sea que -- una ruptura en una línea puede accionar una alarma o dar otra clase de señal, la presión hidráulica puede ser obtenida del sistema de lubricación de motor.

Existe una válvula conocida como válvula de garganta abierta, la cual se puede conectar sin un mecanismo complicado (FIG. 45). El diafragma superior está directamente co-- nectado al vástago de la válvula, mientras que el diafragma - inferior puede deslizarse sobre el vástago, el tope en el vástago permite al diafragma inferior abrir la válvula, pero no- cerrarla. La cámara arriba del diafragma superior está conectada a la entrada del compresor la cual detecta la caída de - presión a través del carburador. La cámara abajo del diafragma inferior está conectada al múltiple de admisión, el cual - siente la presión o el vacío a la velocidad nominal del motor, la caída de presión a través del carburador creará vacío en - la cámara superior, el resorte del diafragma superior está di-

señado para permitir que se abra la válvula cuando la caída - de presión es de más de 3 pulgadas de Hg. Durante la aceleración existirá una pequeña o nula caída de presión a través -- del carburador y ésto permitirá que permanezca cerrada la válvula de WASTE GATE, Cuando la máxima presión deseada es alcanzada en el múltiple de admisión, la presión en la cámara debajo del diafragma inferior y el vacío arriba del diafragma superior permitirán que se abra la válvula de WASTE GATE para - mantener una presión del múltiple predeterminado, esto da unbuen tipo de funcionamiento e impide sobrepresurizar el múltiple de admisión a altas revoluciones. Como el turbocargador- está sin funcionar a velocidad de crucero, la economía de combustible es igual o mejor que en un motor normalmente aspirado.

2.0.- INTERENFRIADOR.

El control de la densidad de la mezcla es un factor muy importante para mejorar el rendimiento de un motor de combustión interna. Un motor turbocargado mejora la densidad de la mezcla al comprimirla, pero la compresión de la mezcla ocasiona la elevación de la temperatura de ésta, lo cual impide- obtener la densidad deseada, sobre todo a presiones elevadas.

El interenfriador o enfriador de la mezcla aire/combustible es un intercambiador de calor que usa una camisa de-

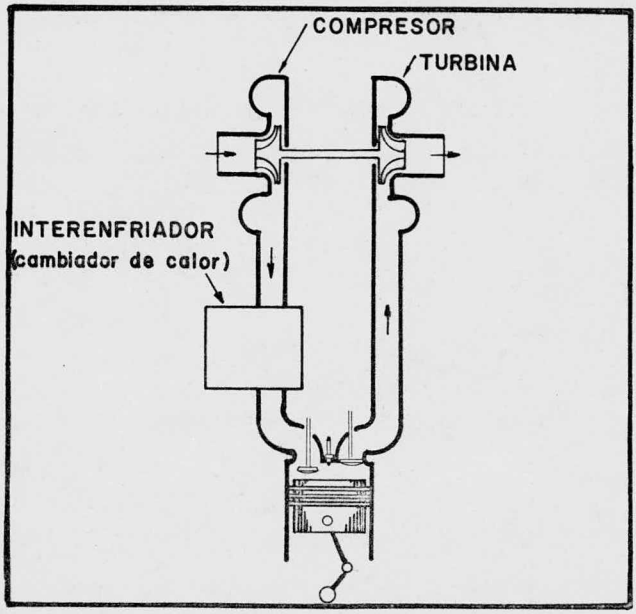


Figura._ 46

MOTOR TURBOCARGADO CON INTER_ENFRIADOR

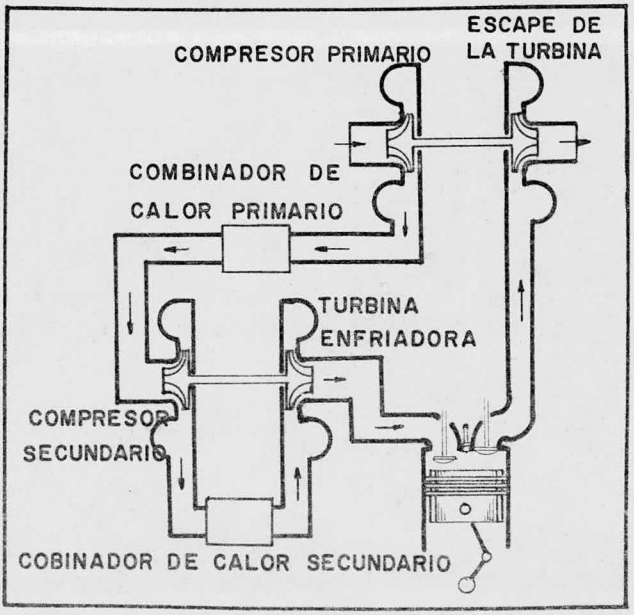


Figura._ 47

MOTOR TURBOCARGADO CON CIRIO DE ENFRIAMIENTO SECUNDARIO

agua o de otro fluído con baja temperatura como medio de enfriamiento (ver FIG. 46). La cantidad de intercambio de calor depende del tamaño del intercambiador de calor, de la temperatura y del calor especifico del fluído de enfriamiento y de la cantidad del fluido refrígerante.

Idealmente, la carga de la mezcla debería ser enfriada a la temperatura del medio refrigerante, pero practicamente ésto no es posible. La caída de temperatura en comparación con la caida de temperatura ideal, se llama efectividad del intercambiador de calor y es común hallarlo con un valor aproximado del 70% en un motor turbocargado.

La adición de un interenfriador beneficia al motor también en otras maneras, una de ellas en bajando la temperatura de operación del motor, lo cual tiende a incrementar la vida del mismo.

Una caída de 100° F. en la temperatura de la carga tendrá un resultado similar en la caída de la temperatura del motor, ésto a su vez reduce la carga en el sistema de enfriamiento del motor.

Los motores que usan gasolina como combustible son propensos a la preignición y/o detonación cuando la carga entra demasiado caliente, los requerimientos de octanaje del motor pueden ser reducidos sustancialmente al usar un interen--

friador.

La tendencia de una cámara de combustión a desarrollar puntos calientes y encender la mezcla antes de que la -- chispa ocurra, es también reducida por el interenfriador.

Es posible enfriar la temperatura de la carga de bajo de la temperatura del medio enfriador comprimiéndolo aún - más con un segundo compresor, enfriándolo y expendiéndolo a - través de la turbina la cual es usada para manejar un segundo compresor (FIG. 47), este método es usado en motores estacionarios de gran capacidad con buenos resultados, pero es demasiado complicado para motores pequeños.

Un interenfriador usado con un turbocargador es un- método para incrementar la densidad de la mezcla sin incrementar la carga térmica del motor, ésto es más práctico cuando - los motores están sobrecargados a una relación de presión de- 2 a 1.

Ahora supongamos que tenemos un motor turbocargado- y que la temperatura de descarga del compresor es de 250° F.- y la tempratura ambiente es de 75° F. y la eficiencia de un - intercambiador de calor que usa el aire como medio enfriador- es del 70%, entonces el cambiador de calor reducirá la carga- a (250-75) 0.7 = 122.5. La temperatura de la mezcla al abandonar el interenfriador será de 250 - 122.5 = 127.5° F.

Si es una camisa de agua de 180° F. la que se usa - como medio enfriador la caída de temperaturas será de (250 -- 180) 0.7 = 49° F., ésto nos dará una caída de temperatura a - 250 - 49 = 201° F.

Este pequeño incremento de temperatura hace que el- uso de la camisa de agua sea impráctico a menos que la temperatura de descarga del compresor sea de al menos 300° F.

Para ilustrar sobre los efectos del interenfriador- en un motor turbocargado, veamos uno de 300 PCD con una presión en el múltiple de admisión de 30 pulgadas de Hg al nivel del mar y a una temperatura ambiente de 80° F. El motor está funcionando en un dinamómetro y produce 350 HP a cierta velocidad, suponiendo la eficiencia del compresor del 70%.

La temperatura de descarga puede ser calculada:

La relación de presión del compresor es de

$$\frac{\text{PRESION ABSOLUTA A LA SALIDA DEL COMPRESOR.}}{\text{PRESION ABSOLUTA A LA ENTRADA DEL COMPRESOR.}}$$

$$\frac{10 + 30}{30} = 20$$

Refiriéndonos a la tabla:

Cuadro r = 2, entonces Y = 0.217

La elevación ideal de temperatura será:

$$(80)\,(0.217) = 17.36°F.$$

Y la elevación real de temperatura:

$$\frac{\text{Elevación ideal de temperatura.}}{\text{eficiencia del compresor}} = \frac{17.36}{0.7} = 24.80°F$$

De ésto la temperatura de descarga del compresor será:

$$80°F + 24.8 = 104.80°F$$

Ahora si la efectividad del cambiador de calor situado entre la descarga del compresor y el múltiple de admisión es del 70%, ésto bajará la temperatura.

$$(104.8 - 80) \quad 0.7 = 17.36°F$$

$$104.8 - 17.36 = 87.44°F.$$

Como el cambiador de calor no es ideal habrá una pérdida de presión a través de él, supongamos que es de dos pulgadas de Hg de pérdidas. Usando éstos datos, el incremento en la densidad con el intercambiador de calor será:

$$\frac{TDC}{TDCI} \cdot \frac{PDC}{PDC} = PDCI$$

Donde:

TDC = Temperatura de descarga del compresor sin interenfriador.

TBCI= Temperatura de descarga del compresor con interenfriador.

PDCI = Presión de descarga del compresor con interenfriador.

PDC = Presión de descarga del compresor sin interenfriador.

$$\frac{104+460}{17.36+460} \cdot \frac{30+30-2}{30\quad 30} = \frac{564.80}{477.36} = 1.14$$

Como resultado de poner en el motor un interenfriador tendremos un 14% más de potencia a la misma velocidad con 2 pulgadas de Hg menos de presión en el múltiple de admisión.

Con el uso del interenfriador la temperatura y la presión en el múltiple de escape bajarán su valor en proporción a las condiciones del múltiple de admisión, cuando éstopasa el turbocargador se volverá lento reduciendo así la presión en el múltiple de admisión, cuando ésto ocurre es necesario usar una carcaza de turbina de menor tamaño para mantener la misma presión en el múltiple de admisión.

3.0.- INYECCION DE AGUA.

En un motor turbocargado, la detonación establece los límites superiores para la presión en el múltiple de admisión, la relación de compresión y el avance de la chispa.

El uso de la inyección de agua actualmente permiteal motor producir más potencia debido a que alguno o todos estos valores pueden ser elevados, ésto es debido a que actúa -

como interenfriador bajando la temperatura de la carga aire/-combustible y como el vapor de agua es cambiado a vapor seco-cuando es calentado por la ignición de la mezcla, actúa como-un antidetonante. También se hace notar que el uso de la inyección de agua no implica que se debe eliminar el uso de un-interenfriador.

En algunas ocasiones el agua se combina con metanol (alcohol metílico) en proporciones arriba de 50% agua para incrementar la volatilidad de la mezcla y su efecto enfriador,-para añadir una parte de combustible en lugar de solamente -- agua para tener un incremento de potencia y para eliminar la-posibilidad de que el agua a usar en la inyección se congela-en clima muy frío.

El uso de una mezcla agua-metanol en proporciones - mayores que el 50% no son deseables porque el metanol por sí-mismo es propenso a la detonación, además una mezcla arriba - de estas proporciones no produce ganancia de potencia.

El motor turbocargado a bajas RPM no necesita inyección de agua debido a la baja presión en el múltiple y el uso de la inyección de agua en estas condiciones solamente reducirá la potencia, por ésto es aconsejable que la inyección de - agua empiece cuando exista detonación en el motor.

El momento de la aplicación de la inyección de agua depende de las condiciones a que este trabajando el motor, --

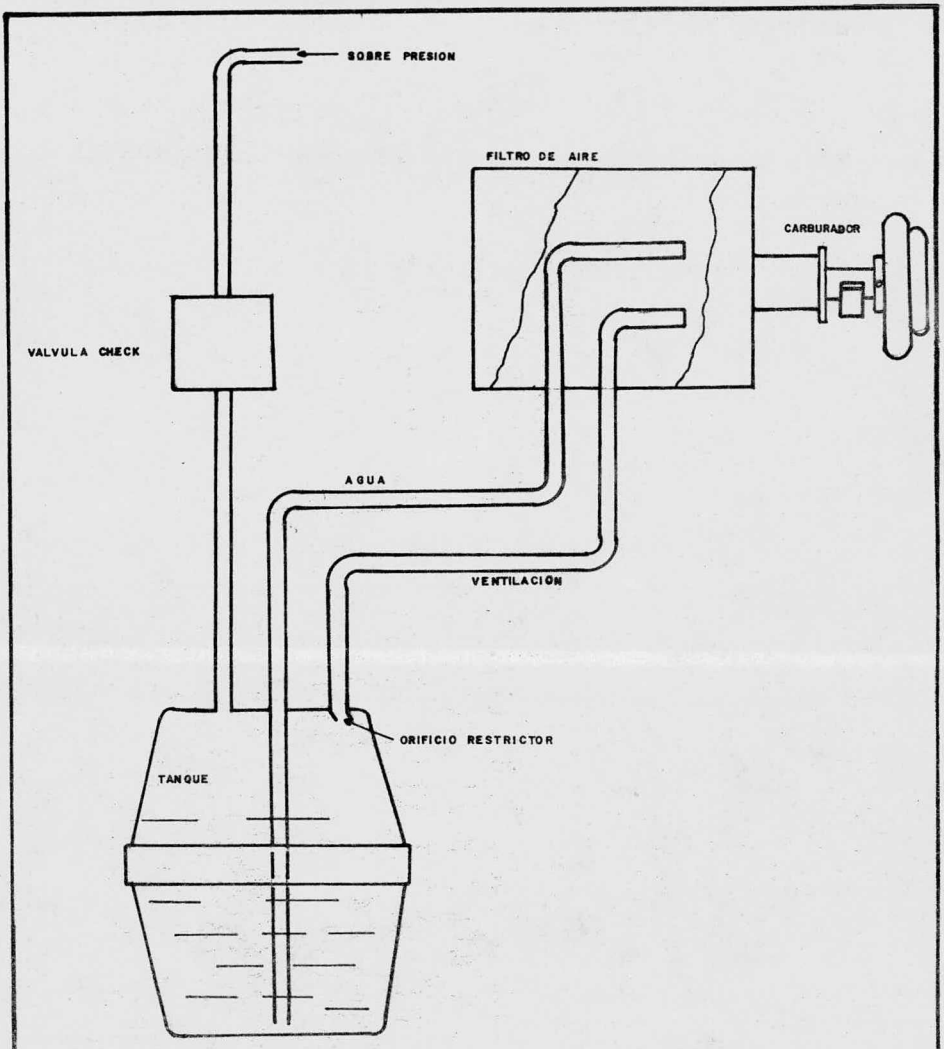


FIGURA. 48 SISTEMA DE INYECCION DE AGUA

por ejemplo, un motor con una alta relación de compresión y - una chispa muy avanzada, requerirá la inyección de agua a menor presión del múltiple que un motor con una menor relación- de compresión y una chispa menos avanzada ésto quiere decir - que si la detonación ocurre a una presión y revoluciones del- motor particulares, la inyección de agua debe comenzar antes- de que se presente este fenómeno.

Una característica que distingue a los motores - -- equipados con inyección de agua es que los pistones, las cámaras de combustible y las válvulas permanecen marcadamente limpias, libres carbón, esto previene la preignición por puntos calientes, la obstrucción de válvulas y un beneficio particular extra es la durabilidad de las bujias porque no hay incrustaciones y/o corrosión de las mismas.

En la figura 48 se muestra la instalación de un sistema de inyección de agua (tipo crown) el cual utiliza la presión de múltiple para inyectar el agua.

El sistema consta de un pequeño tanque de agua como depósito, una manguera que conecta al múltiple de admisión -- con el tanque la cual lleva la presión que ayudará a la inyección de agua, otras dos mangueras conectan del tanque al filtro de aire, una de las cuales casi llega al fondo del tanque y es la que conduce el agua a inyectar, la otra sirve de ventilación del sistema y a la cual se le coloca una restricción

que retarda la inyección hasta una cierta presión.

Una tobera a la salida de la manguera conduce el -- agua, la cual tiene un orificio que puede variar de 30 a 40 - milésimas de pulgada, también se debe instalar una válvula -- check en la línea de presión para evitar que cuando vacío, en el múltiple existan fugas y el sistema absorva aire produciendo una mezcla muy pobre.

Se puede notar que el uso de inyección de agua es - un gran recurso que además de económico es muy simple y que - el uso del mismo no se relega a los motores turbocargados, sino que también se puede usar en motores de aspiración natural.

CAPITULO SEPTIMO

FALLAS COMUNES EN LOS TURBOCARGADORES

1.0.- PROBLEMAS DE FUNCIONAMIENTO.

La falta de potencia en un motor turbocargado es -- uno de los principales síntomas de que tenemos problemas de - funcionamiento la mayoría de las veces se culpa al turbocargador de estas deficiencias, pero hay que tomar en cuenta que - existen otros factores externos a éste que afectan su funcionamiento.

Cuando se detectan problemas en el funcionamiento - de un motor turbocargado antes de desmontar el turbocargador- y hacer una revisión de los componentes del mismo, es conve-- niente confirmar que es el turbocargador el causante del problema.

Para estar seguros si existen restricciones excesivas de fugas en la admisión, podemos empezar por revisar el - filtro de aire, pues es posible que el usado no sea del tamaño adecuado o que por falta de mantenimiento se encuentre bloqueado con partículas de tierra, polvo, cenizas o alguna otra clase de impureza, existe también la posibilidad de que el -- carburador seleccionado sea muy pequeño para las necesidades- del motor o que la mariposa o el estrangulador no habran co-- rrectamente, también pueden existir fugas por las conexiones- al avance de la chispa o al sistema anticontaminante.

Es necesario también estar seguro que no se encuentra obturado algún ducto del carburador y que la carburación-

se realizó correctamente.

Un tamaño inadecuado de tubo y curvas excesivas en-la línea que conecta el filtro de aire con el sistema de admisión puede causar problemas de funcionamiento.

Otro tipo de problemas son las fugas en las mangueras y/o conecciones de las mangueras o en las uniones soldadas de los tubos entre el compresor y el motor.

Las excesivas vibraciones del compresor pueden provocar roturas o fallas en la carcasa del compresor o que se aflojen los tornillos, ésto a su vez provoca fugas y pérdidas de potencia.

Los problemas de falta de potencia se pueden deber también a fugas por las válvulas, fugas por los anillos del pistón o por la junta de la cabeza del block. Esto se puede detectar conectando una línea de aire por el orificio de la bujía colocando el pistón en PMI en el tiempo de compresión y con un estetoscopio para fugas de aire escuchar por el múltiple de admisión y múltiple de escape para detectar fugas por las válvulas, por el orificio de medición de aceite para ver si existen fugas por los anillos y por el orificio de los cilindros vecinos para detectar fugas en la junta de cabeza de block.

Por último veremos los problemas en la turbina y --

sistema de escape. Aquí se debe observar que no existan roturas en la carcasa de la turbina o deformaciones debidas a las vibraciones, esfuerzos térmicos y temperaturas excesivas. Las fugas en lugares entre el motor y la turbina tales como la -- unión entre el múltiple de escape y el motor y la unión entre el múltiple de escape y la carcasa por defectos de maquinado, por deformaciones o por rupturas.

La selección de un tamaño inadecuado de tubo para - múltiple de escape, curvas excesivas, tubo de escape demasiado largo o el uso de un silenciador inadecuado puede causar - pérdidas de potencia.

2.0.- FUGAS DE ACEITE.

Un turbocargador normalmente funciona a temperaturas arriba de 1000° F y gira a una velocidad de aproximadamente 70000 RPM y es por ésto que el aceite juega un papel muy - importante en la vida del turbocargador ya que actúa como lubricante, enfriador y limpiador; es por ésto que las fugas de aceite pueden causar la falla del turbocargador.

En los casos en que existan fugas de aceite es importante determinar si la fuga es externa o interna, pués una mal interpretación puede llevar a desmontar, desarmar y re- - construir la totalidad del turbocargador.

Todos los turbocargadores experimentan pérdida de -

lubricante durante su funcionamiento la cual es aproximadamente un centímetro cúbico por hora y esta fuga es mayor en condiciones de alto vacío y debe considerarse normal.

Una fuga de consideración es delatada por una gruesa capa de aceite húmedo en la carcasa de impulsor del compresor, por lo que una fina pelicula de lubricante en estos lugares no debe ser la causa del cambio de sellos.

Unido a la normal fuga interna un turbocargador puede mostrar evidencia de fuga interna causada por problemas externos, por ejemplo, el aceite arrastrado de los filtros de aire bañados de aceite, entra al turbocargador por el ducto de admisión del compresor y a lo largo de los ductos de admisión, para verificar que los depósitos de aceite provienen del filtro de aire debe de haber rastros de aceite en los alabes de la rueda del compresor, pués una fuga ocasionada por sello dañado no deposita aceite en los albes del compresor.

La presencia de aceite en el exterior de la carcasa de la turbina, en la carcasa de rodamientos o en la banda "V" del turbocargador se puede deber a que las mangueras de lubricación de entrada y salida están defectuosas o que algunas tuberías de conexión estén flojas, ésto puede dar la apariencia de una fuga interna cuando se acumulan alrededor de la banda "V", por ésto es conveniente usar conexiones de cobre con se-

llo de ciota teflón y apretar al torque especificado. Muchas de las manchas de aceite en el turbocargador o en áreas cercanas a éste pueden ser fugas del motor que escurren o que son salpicadas a éste por el aire circulante en el interior del cofre.

La falta de mantenimiento en el filtro de aire es una buena causa para una fuga interna de aceite a través de los sellos, debido a que un filtro bloqueado causa un alto vacío lo que propicia la fuga.

Las causas más comunes de fuga de aceite en el sello de rodamiento de la turbina son las causadas por la alta presión de los gases del carter, líneas de aceite restringidas o por líneas de aceite mál posicionadas.

La línea de drenaje nunca debe de estar a más de 30° de su posición vertical, por lo anterior debe tomarse en cuenta que los sellos de la turbina son diseñados para evitar el paso de los gases de escape hacia adentro de los rodamientos más que para prevenir fugas de aceite.

Los calentamientos y los ataques químicos del aceite pueden deteriorar o endurecer los sellos o'ring lo cual puede ser también a causa de fugas de aceite.

Otra causa de fugas de aceite puede ser la deformación del sello o'ring debido a la deformación de éste durante la instalación o cuando se gira el ensamble del compresor,

por ésto es mejor desensamblar el turbocargador al cambiar la posición de la carcasa del compresor en lugar de girarlo.

Los turbocargadores que usan sellos de carbón pue-- den sufrir desprendimientos de material por ataques químicos- por humedad o por defectos del material.

3.0.- Fallas mecanicas.

Aunque la apariencia exterior de un turbocargador es- muy simple en su fabricación se utiliza materiales de alta calidad, y en su diseño y construcción se requiere de una alta -- precisión, y esto es debido a las condiciones de trabajo a las que va a estar sometido. Lo anterior no quiere decir que el -- turbocargador nunca va a tener defectos de fabricación, pero-- sí que es difícil que ésto suceda.

Así pués la mayoría de las veces las fallas de un turbocargador son debidas a la falta de atención del usuario o de la persona que lo instala, repara o le da mantenimiento.

Las fallas mecánicas pueden surgir por diferentes causas y una de ellas es debida a fallas en la lubricación. Una-- falla en la lubricación puede ser que el aceite esté contaminado con abrasivo, lo cual resulta de la falta de mantenimiento- en el filtro de aceite. Como es preferible que el aceite circule aunque no pase por el filtro, se usa una válvula de trayectoria opcional la cual deja pasar el aceite al turbocargador-- sin filtrar cuando por exceso de suciedad se tapa el filtro.

Cuando el aceite contaminado con abrasivo llega a los rodamientos, desgasta los metales, lo que ocasiona una inclinación de la rueda del compresor o de la turbina a tal grado que llegan a tenerse interferencia entre las ruedas y las carcasas, para evitar ésto es aconsejable colocar un filtro de aceite ex

tra en la entrada de aceite del turbocargador.

La falta de presión o de flujo de aceite puede causar una falla, pués como los rodamientos son flotantes la falta de lubricante puede causar la destrucción de éstos.

Una señal de la falta de lubricante es la aparición - de rayas de colores (colores de revenido) en la flecha del -- turbocargador debido a la generación de calor por haber existido fricción sin lubricante.

La falta de lubricación puede deberse a:

-No prelubricar el turbocargador después de no usarse- por largo tiempo o después de haberlo reconstruído.

-Haber operado el turbocargador a alta velocidad inmediatamente después que se ha cambiado el aceite o el filtro de aceite.

-Una falla en sistema de lubricación (línea o aceite- rota u obstruida o falla en la bomba de aceite).

-Tolerancia inadecuada entre los rodamientos y la flecha.

-Temperatura excesiva la cual causa la ausencia de la- película de aceite.

-Uso de un filtro inadecuada.

-Uso de aceite de muy alta viscosidad para las condiciones ambientales.

Para prevenir la ausencia de aceite es aconsejable el-

uso de un sensor de presión de aguja a la entrada del turbo-- cargador.

Cuando en un motor turbocargado no se usa filtro de- aire existe la posibilidad de que partículas extrañas pene -- tren en el compresor causando la destrucción de éste, lo mismo sucede cuando al instalar o dar mantenimiento al turbocargador se olvidan piezas de metal en el múltiple de escape o - en los ductos de la admisión. Para prevenir ésto se aconseja- usar siempre un filtro de aire aún cuando no se use el motor. Cuando se le de mantenimiento preventivo o correctivo revisar perfectamente que no existan partículas sólidas en los ductos de entrada al turbocarburador.

Aunque los turbocargadores están diseñados para trabajar en condiciones extremas de temperatura y velocidad el-- exceder las condiciones de trabajo provoca fracturas y/o de-- formaciones. Una muestra de exceso de temperatura es que la - banda "V" del turbocargador se afloja (ésto no puede suceder- por sí sólo, debido a que se usa una tuerca de candado en la-- fijación). Otra muestra es la ruptura o deformación de la carcasa de la turbina o la deformación de la carcasa de rodamiento, lo que propicia fugas de admisión y escape y condiciones- extremas de trabajo.

Como ya se dijo el turbocargador es un dispositivo - de alta presición y su reparación y mantenimiento debe de rea

lizarlo personas especializadas púes las tolerancias o aprietes- de las tuercas o tornillos deben hacerse bajo especificación.

Las fallas pueden deberse a:

-Un exceso de apriete en la banda "V" lo cual causa su deformación y por lo tanto fugas.

-El uso de tuercas no especificadas causa que la banda "V" se afloje durante su funcionamiento, puesto que las usadas originalmente son tuercas de candado.

-El exceso de torque en la tuerca de la flecha que sostiene a la rueda del compresor puede deteriorar los sellos de- aceite del turbocargador.

-El limpiar el turbocargador con substancias no aconsejadas por el fabricante como substancias corrosivas (ácidos,- que deterioren el perfil del impulsor o turbina o que causen-- el desbalanceo de éstos.

-Tolerancia inapropiada lo que puede ocasionar interferencias entre las partes giratorias y las partes fijas.

Como anteriormente se explico, estas fallas son las-- que mas comunmente se presentan y por lo que se recomienda que solo personas especializadas y con amplia experiencia sean las que den servicio y mantenimiento a los turbocargadores.

CONCLUSIONES.

En base a lo escrito en los capítulos de este trabajo, podemos concluir lo siguiente:

Primera.- De los sobrealimentadores, el turbocargador radial es el que mas ventajas presenta debido al aumento de presión- que se puede obtener, esto es usando solamente los gases de - escape.

Segunda.- Un motor turbocargado tiene una menor respuesta en aceleración a bajas revoluciones lo cual puede presentar problemas de manejabilidad en este tipo de aplicación.

Tercera.- Debido a que los motores turbocargados manejan presiones de admisión arriba de la presión atmosférica, se pueden presentar problemas de detonación, por lo que en algunos- casos se deben usar dispositivos auxiliares tales como inter- enfriadores, sistemas de inyección de agua o en otros casos,- gasolina de mayor octanaje, esto a su vez aumenta su costo de adquisición y de uno.

Cuarta.- Desde el punto de vista industrial, el hecho de adicionar un turbocargador a un motor, implica un aumento en el- costo de fabricación, además que la tecnología usada en la -- producción de las partes, no se ha desarrollado en nuestro --

país, por lo que existe la necesidad de importar las partes - componentes.

Quinta.- Debido a que no todos los automóviles tienen el mismo diseño, se debe desarrollar un sistema para cada tipo de - vehículo al que se le desee adicionar un turbocargador.

Sexta.- El uso del turbocargador elimina el problema de pérdida de potencia que presentan los motores cuando operan a -- grandes alturas.

Septima.- En comparación con un motor de aspiración natural, un motor sobrealimentado con las mismas características presenta una mejor relación potencia-peso, o sea que puede proporcionar mas potencia con un mismo tamaño de cilindrada.

Tomando en cuenta todo lo anterior, se observa que- los motores turbocargados tienen su área de desarrollo en las industrias automovilísticas que usan motores de pequeña cilindrada. Si consideramos la tendencia de la industria automotriz de cambiar sus motores de gran cilindrada por unos más - pequeños, podemos ver la aplicación práctica de los turbocargadores en venículos de carga donde se necesita potencia, y - de ésta manera se puede estandarizar la producción, solamente adicionando el dispositivo aqui mencionado. Así pues, el -- uso del turbocargador se recomienda donde existe la necesidad

de obtener mayor potencia de un motor.

Además de la aplicación del turbocargador aquí mencionada, existen otras que podemos señalar, por ejemplo, el uso del turbocargador en motores de dos tiempos o en motores rotativos (wankel).

Debido a los problemas económicos y de importación que existen en la actualidad, en estudio de integración en la industria nacional es recomendable para una rapida implantación del producto.

BIBLIOGRAFIA

1.- KURT OBLANDER, MANFRED FORTNAGEL, HANS JUERGEN FENCHT - AND ULRICH CONRAD.
THE TURBOCHARGED FIVE- CILINDER DIESEL ENGINE FOR THE - MERCEDES- BENZ 500 SD.
SAE 780633.

2.- CUMMINS DIESEL
TURBOCHARGER FAILURE ANALISIS

3.- V.M. FAIRES
TERMODINAMICA
UTEHA

4.- J. MILLARES DE IMPERIAL
SOBREALIMENTACION DE MOTORES
CEAC.

5.- LIONEL S. MARKS
MANUAL DEL INGENIERO MECANICO
UTEHA.

6.- E.F. OBERT
MOTORES ENDOTERMICOS
CECSA.

7.- MARINE INTERNAL COMBUSTION ENGINE
N. PETROVSKY
MIR PUBLISHERS, MOSCW.

8.- W.H. SEVERNS
RRODUCCION DE ENERGIA MEDIANTE VAPOR DE AGUA, EL AIRE Y LOS GASES
REVERTE.

9.- GRANE TURBOCHARGER
COMPLETE GUIDE TO TURBOCHARGER
INSTALLATION/ SERVICE MANUAL.

Tesis por computadora

Medicina 25 Local 2
Tel. 6587022
6587100

Frente a la Facultad de Medicina
Ciudad Universitaria