

24/112



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

ESTUDIO DE UN SOBRECARGADOR
PARA MOTOR ENCENDIDO POR CHISPA

Tesis Profesional

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A:

YONA ZLOTNIK ESPINOSA

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

México, D. F.

1988



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

SUMARIO

A lo largo de la tesis se reportan las etapas de diseño y desarrollo del proyecto tendiente a adaptar un sistema sobrealimentador a un motor de combustión encendido por chispa. Aunque se incluyen discusiones sobre las características y funcionamiento del equipo, tales como forma y materiales, el trabajo se enfoca fundamentalmente al análisis de los fenómenos termodinámicos y de mecánica de fluidos relacionados con el sistema.

Se incluye asimismo una proyección de los resultados que se esperan obtener con el sistema acoplado al motor. Dicha proyección se basa en una simulación por computadora de acuerdo a las relaciones encontradas en la literatura del tema.

INTRODUCCIÓN

Una de las graves dificultades que enfrenta la ciudad de México es la contaminación atmosférica. Como es del conocimiento público la mejor parte de estos contaminantes es producida por los más de tres millones de vehículos que circulan en la ciudad.

El postulado fundamental del desarrollo del actual proyecto es el que la totalidad de los automotores que se usan en nuestra ciudad fueron originalmente diseñados para operar a nivel del mar. Cualquiera que haya tenido la oportunidad de manejar un automóvil a nivel del mar estará de acuerdo en que la potencia desarrollada es sensiblemente mayor. Evidentemente no solo se incrementa la potencia sino la combustión es también más eficiente.

El carburador es un complejo conjunto de sistemas calibrados cuya función es formar una mezcla de aire adecuada para cada condición de operación. La relación aire-combustible óptima varía en función de la carga y la velocidad del motor así como de la temperatura del mismo. Así, por ejemplo, para velocidad de crucero la mezcla puede ser pobre con lo que se consigue un menor nivel de emisiones y un menor consumo de combustible; mientras que para arrancar, la mezcla debe ser muy rica para asegurar que se lleve a cabo la combustión. Los carburadores están diseñados para responder a cada situación, para ello cuentan con múltiples sistemas independientes (Obert, 1964). De éstos, tres actúan en la mayor parte del tiempo y por ello son los más importantes: a) sistema de marcha en vacío, b) sistema de marcha con carga o de alta velocidad y c) sistema de aceleración.

Tres son las partes fundamentales de un carburador: la cuba, el venturi y el acelerador. La cuba es el depósito donde se almacena la gasolina. El venturi tiene la función de acelerar el aire con el fin de crear una zona de baja presión que succiona gasolina desde la cuba. El acelerador es una válvula de mariposa cuya posición regula la cantidad de aire que pasa por el venturi, a mayor cantidad de aire, mayor velocidad en la garganta del venturi, menor presión y mayor descarga de combustible. En general, la mariposa del acelerador está situada corriente abajo del venturi.

Durante la marcha en vacío, la velocidad del motor es reducida y la presión que ejercen los cilindros no es suficiente para expulsar todos los gases de la mezcla quemada, por tanto la nueva mezcla al entrar al cilindro se enrarece. Esta es la razón por la cual al operar en este régimen, la mezcla debe ser rica. Durante la marcha en vacío la mariposa del acelerador se encuentra cerrada, por lo tanto el aire no pasa a través del venturi con suficiente velocidad para succionar el combustible. Cuando se encuentra cerrada la mariposa del acelerador, la inducción propia del motor crea una zona de baja presión en todo el ducto que se encuentra por debajo de ésta. El sistema de marcha en vacío aprovecha esta presión de vacío que se encuentra corriente abajo de la

mariposa del acelerador. El sistema es un ducto que conduce combustible desde el sistema principal para descargar por debajo del acelerador.

Cuando el motor trabaja con carga y velocidad constante, la razón aire-combustible se mantendrá constante cerca del valor estequiométrico. Es entonces cuando opera el sistema principal o sistema de marcha con carga o sistema de alta velocidad. Este sistema opera desde el momento en que la apertura de la mariposa del acelerador produce una velocidad del aire suficiente para succionar el combustible desde la cuba hasta la garganta del venturi del carburador. Por la naturaleza del sistema se recurre a varios ductos que descargan combustible al venturi como respuesta a la baja presión en ese punto.

Para acelerar se requiere una mayor potencia y esto se logra en parte aumentando la riqueza de la mezcla. Sin embargo, se tiene que al abrir el acelerador el flujo de aire en la garganta aumenta súbitamente. Puesto que el combustible es mucho más pesado que el aire, la descarga de este no responde tan rápidamente. El resultado es que la mezcla se empobrece. Son diferentes las maneras de atacar el problema en los diversos carburadores (los hay que incluso carecen del sistema), pero es común el uso de bombas de pistón o bombas de vacío para inyectar combustible adicional durante estos transitorios (Duffy & Smith, 1967).

El carburador, se diseña para manejar un volumen determinado de aire. Al ser la densidad del aire en la Ciudad de México mucho menor que la de diseño (0.9 en vez de 1.2 Kg/m^3 , para condiciones estándar) la masa de aire que se maneja es menor, por lo cual la mezcla se enriquece y la combustión es incompleta, reportándose por ende una mayor cantidad de monóxido de carbono e hidrocarburos no quemados en los gases de escape (Wrausman, 1966). A medida que aumenta la diferencia de altitud los efectos son más importantes.

Para contrarrestar el problema, la industria automotriz ha desarrollado los llamados compensadores altimétricos, los cuales de hecho forman parte del equipo de serie instalado en todas las unidades fabricadas después de 1962. El compensador altimétrico típico consta de un fuelle (aneroides) que responde a los cambios de presión atmosférica; a dicho fuelle se encuentra conectada una válvula de suministro de aire (ver Figura 1). La presión en el interior del aneroides es tal que a la presión del mar la longitud del mismo es conocida. Para esta longitud se calibra el compensador para que la válvula permanezca cerrada. Cuando la presión ambiente disminuye, el fuelle aumenta de longitud con lo cual se abre la válvula. La válvula permite el paso de una cantidad adicional de aire a la corriente principal que se maneja en el venturi.

Compensadores de este tipo, sin embargo, presentan diversos inconvenientes, el mayor de ellos es que, como se ha dicho, un carburador convencional tiene varios sistemas independientes que descargan al mismo venturi y deben ser compensados independientemente.

La práctica común es, sin embargo, compensar sólo el sistema de marcha con carga y aún en estos casos, dependiendo de la posición de la entrada de aire, se presenta una distribución desigual de la mezcla en los cilindros que genera diversos problemas.

Además del problema evidente de la contaminación existe una segunda dificultad al disminuir la presión barométrica. El compensador altimétrico sólo compensa la variación en presión barométrica admitiendo más aire. Sin embargo, la presión en el múltiple de admisión es una variable importante en el proceso de admisión de mezcla a los cilindros. Al ser menor la diferencia de presiones entre el exterior y el interior de los cilindros, entra en ellos una menor masa de la mezcla. El volumen admitido en los cilindros es constante por lo que al disminuir la masa de la mezcla, evidentemente la presión a lo largo de todo el ciclo será menor que la que se encontraría a nivel del mar. Ello suponiendo que las temperaturas en ambas condiciones fueran semejantes. Por otro lado, el correcto mezclado y distribución de esta emulsión a los diferentes cilindros es también un fenómeno que se ve afectado por los cambios de presión ambiente. Al salir del carburador, la mezcla está constituida de diminutas gotas de líquido y, adicionalmente, existe una película de combustible en las paredes del ducto. Esta película de combustible y las diminutas gotas, son arrastradas por la corriente de aire. A medida que se avanza dentro del múltiple de admisión la temperatura se incrementa por la cercanía de los cilindros, hasta que el calor transferido es suficiente para lograr la evaporación del combustible. Esto no asegura la formación de una mezcla homogénea. En principio existe la tendencia a que los cilindros que se encuentran más cercanos al carburador reciban una mezcla más rica pues las moléculas de hidrocarburos al ser mucho más pesadas se rezagan. Sólo un buen diseño del múltiple puede asegurar una correcta distribución de la mezcla. Asimismo dentro de los cilindros el diseño del orificio de entrada y la forma de la cámara de combustión son fundamentales.

Al producirse la chispa la mezcla contigua debe tener una cierta temperatura y proporción de combustible para encenderse, de ese punto se formará un frente de flama que se desplaza a lo largo de la cámara inflamando la mezcla que en principio podría no ser tan rica (éste fenómeno es aprovechado por los motores con cámara de combustión estratificada). Si la mezcla se encuentra en movimiento se facilita el avance del frente de flama. Por ello es importante el asegurar la formación de un flujo altamente turbulento dentro del cilindro.

Evidentemente el diseño de estas partes (múltiple de admisión, puertos de admisión y cámaras de combustión) se hace con una presión barométrica igual a la imperante a nivel del mar. Hasta qué punto una variación en la presión atmosférica influye en el funcionamiento de cada parte es difícil de precisar pero se puede suponer que una variación importante en este parámetro podría modificar los patrones de flujo y por ende la formación y distribución de la mezcla repercutiendo asimismo en una combustión ineficiente (Tylor, 1977).

La alternativa adecuada para mejorar las condiciones de operación de los automóviles y para resolver multitud de otros problemas, sería reubicar la ciudad en un lugar cercano al mar, sin embargo, por el momento no parecen existir políticas serias de descentralización. Por ello, si no se ha de ir al mar, sólo resta de alguna manera lograr que las condiciones de operación de los motores sean semejantes a aquellas en que se encontrarían a nivel del mar y para las cuales fueron originalmente diseñados los motores de combustión interna. Cabría preguntarse hasta qué punto una modificación de esta naturaleza podría influir en la cantidad

de emisiones contaminantes producidas por un vehículo. Tal es el objetivo fundamental de esta investigación.

En este punto es importante hacer notar que ésta no es de ninguna manera una solución única al problema. Desde el principio de la década de los 70's los problemas de contaminación en los países más desarrollados cobraron tales proporciones que fue indispensable la aplicación de medidas correctivas en los sistemas de escape de los automóviles (Dehaven y Platt, 1970). Actualmente los Estados Unidos y Japón tienen muy severas leyes para restringir emisiones contaminantes en los autos nuevos. La mayor parte de los países de Europa también han adoptado medidas al respecto, por lo cual los fabricantes se han preocupado por reducir las emisiones contaminantes. Los sistemas más usados son:

- a) Convertidores catalíticos
- b) Recirculación de aire de combustión
- c) Convertidores térmicos (inyección de aire en los puertos de escape)
- d) Nuevos diseños del motor: cámara de distribución estratificada, adelante de la chispa, diseño eficiente del escape, etc. (Fukushima, Nakamura, Isakai, 1977)

Cada uno de los sistemas anteriores tiene una aplicación particular (por ejemplo, la recirculación de gases de combustión tiene como finalidad reducir los niveles de emisión de óxidos de nitrógeno) y sus desventajas (por ejemplo, los convertidores catalíticos no pueden usarse con gasolina con plomo) pero en general se usa una combinación de ellos en los autos de fabricación reciente en Japón y Estados Unidos. En el caso particular de Estados Unidos las muy estrictas leyes contra la contaminación producida por automotores tiene el propósito encubierto de restringir las importaciones de automóviles europeos y japoneses (Altschuler, 1985).

El sistema que se ha diseñado en el Instituto de Ingeniería, el cual será descrito ampliamente más adelante, parece adecuado para usarse acompañado de un sistema de inyección de aire en el múltiple de escape cerca de los puertos de salida de los gases de combustión. Este es un método muy utilizado para reducir las cantidades de monóxido de carbono y de hidrocarburos no quemados en las emisiones. El principio es sencillo: la existencia de monóxido de carbono y combustible no quemado se debe a una combustión incompleta lo cual se presenta aún con mezclas pobres debido a la distribución poco homogénea de la mezcla a cada cilindro y aún dentro de cada cámara de combustión. Si los gases de escape se mezclan con una cantidad suficiente de aire cuando aún están calientes, las condiciones de la mezcla permiten la reacción del monóxido de carbono y los hidrocarburos no quemados con el oxígeno del aire obteniéndose como resultado dióxido de carbono y vapor de agua. Mediante este método se logra reducir mucho los niveles de monóxido de carbono, compuesto altamente tóxico, en los gases de escape. La implantación de este sistema se facilita por contarse en principio con un flujo de aire a una presión sensiblemente mayor que la de escape, sin embargo, como se verá más adelante, son varios los parámetros a tomar en

cuenta antes de poder asegurar la correcta operación de un sistema de esta naturaleza.

Turboalimentadores

El sistema que se propone utilizar guarda ciertas semejanzas con el sistema de motores turboalimentados. Por tanto, una revisión rápida de éstos resulta adecuada.

La utilización de turboalimentadores tiene como finalidad el aprovechar el trabajo de flujo de los gases de escape para aumentar la potencia entregada por el motor (Millares de Imperial, 1965). Para lograrlo se interpone una turbina al paso de estos gases. La turbina es generalmente de flujo radial aunque para turbocargadores mayores se usan de flujo axial. La turbina viene unida a un compresor centrífugo por medio de un eje. La parte más importante del equipo sobrealimentador es el compresor, pues depende del compresor la selección del equipo adecuado para un tipo de motor en especial ya que se debe asegurar para un amplio rango de velocidades de operación un suministro de aire suficiente y a presión adecuada. Se trata de un turbocompresor de flujo radial con difusor no aletado que gira, junto con la turbina motriz, a altas revoluciones, esto es, alrededor de 30,000 rpm para los tamaños más comunes, aunque se experimenta con complejos 'microturbo' que girarían aún más rápidamente. Los turboalimentadores se han usado desde principios de siglo para aumentar la potencia de motores de combustión, especialmente en los motores utilizados para la aviación (Millares de Imperial, 1965). Una de las mayores desventajas de los turboalimentadores es su baja velocidad de respuesta, esto es, al haber un cambio en la velocidad del motor, el turboalimentador se 'retarda' en adecuarse a la nueva demanda de aire (Scott y Yamaguchi, 1962). En el caso de los motores para avión, este inconveniente era poco importante pues las condiciones de operación se mantienen constantes durante buena parte del tiempo, sin embargo, este fenómeno se encuentra frecuentemente en los motores de autos y camiones.

Al pasar el aire por el compresor y aumentar su presión sufre al mismo tiempo un aumento en su temperatura. El aumento de temperatura conlleva una disminución en la densidad del aire (Sekar, 1962). Puesto que uno de los fines de sobrealimentar un motor es aumentar la cantidad de masa que trabaja, es importante contar con la mayor densidad de aire posible. Por ello, en motores turboalimentados para uso estacionario en los cuales el peso y el volumen no son restricciones de diseño, es común el uso de enfriadores intermedios. Es importante hacer notar que, aunque el uso de turboalimentadores tiene como finalidad el aumentar la potencia suministrada por el motor, existe una pérdida de potencia importante debida al trabajo extra de bombeo ya que la presencia del equipo turboalimentador produce un aumento importante en la presión del múltiple de escape, presión contra la cual los cilindros deben realizar cierto trabajo. Por tanto sólo se presenta un incremento neto de potencia en determinados regímenes de operación, generalmente se diseñan para responder a altas velocidades.

El equipo turboalimentador tiene el otro inconveniente de ser sumamente delicado, esto es, principalmente debido a la alta velocidad con la que gira, tanto la turbina como el turbo compresor son muy susceptibles de ser dañados por partículas sólidas o líquidas con las que se encuentren en contacto (Anónimo, 1983). Asimismo, la adecuada lubricación representa un reto pues cualquier deficiencia en cantidad o calidad de lubricante significa daños severos al equipo (Timoney, 1983).

Determinar la eficiencia de operación del equipo a lo largo de un rango de regímenes de operación resulta sumamente complicado pues el flujo motriz de la turbina, al venir del escape de los pistones, es un flujo necesariamente discontinuo lo que provoca variaciones de velocidad en la turbina y por ende variaciones en la eficiencia del complejo (Elpern, 1982). Sin embargo, se puede decir que para motores automotrices, el sistema difícilmente rebasa el 50% de eficiencia, entendiendo por eficiencia la relación entre el trabajo hecho sobre el aire al comprimir y el trabajo realizado por los gases de escape sobre la turbina (Benson, Winterbone y Shamsi, 1977).

Como se ha dicho, cuando el motor trabaja a bajas revoluciones, la operación del sistema turboalimentador es muy ineficiente por lo cual se prefiere evitar su funcionamiento por medio de válvulas que permiten el paso del aire y los gases al y desde el motor sin pasar por el turboalimentador. Por tanto, se puede decir que en manejo en ciudad el turbocompresor trabaja en muy poca parte del tiempo.

Se acepta en general que el uso de turboalimentadores es especialmente adecuado para motores que se hayan dotados con sistemas de inyección de combustible. En un principio sólo los motores diesel contaban con estos sistemas. Las mayores velocidades de operación y la dificultad para dosificar la cantidad adecuada de combustible para cada caso habían impedido el uso de tales técnicas en motores de encendido por chispa. Sin embargo, a partir del advenimiento de los microcircuitos electrónicos se han superado las dificultades que planteaba el control preciso de tiempos y cantidades de combustible a inyectar, a tal punto que se puede decir que en el futuro muy posiblemente el sistema de mezclado mediante carburador será totalmente eliminado (Duffy & Smith, 1987). Ello abre la posibilidad de que el uso de turboalimentadores se popularice más adelante.

Lo anterior no implica que el uso de turboalimentadores esté únicamente restringido al uso con sistemas de inyección. Existen en el mercado mundial diversos ejemplos de motores turboalimentados que utilizan carburador (Yamaguchi, 1983). Para el caso en que el turboalimentador se coloca antes del carburador, se requieren algunas modificaciones en el sistema de carburación. Las razones para estas modificaciones son básicamente:

- 1) En un motor con carburador existen uno o mas sistemas de control que responden a la señal de presión de vacío del flujo de aire en el carburador. Como es de esperarse, al aumentar la presión del flujo en el carburador, estos sistemas se ven afectados y su acción plantea una posible fuente de mal funcionamiento del motor.

2) La alimentación de la gasolina a la cuba del carburador se logra a través de la bomba de la gasolina la cual proporciona un aumento moderado de presión. Al aumentar la presión en la cuba, se corre el riesgo de que la gasolina no llegue al carburador por lo cual se recurre al uso de otro tipo de bombas (bombas eléctricas).

Por lo anterior, aunque la instalación de turboalimentadores a motores con inyección de combustible es práctica común, no lo es así la instalación de turboalimentadores a motores con carburador. Además se debe mencionar que un motor supercargado requiere modificaciones en algunas partes para soportar los esfuerzos adicionales debidos a las más altas presiones.

En los sistemas sobrealimentados que usan carburador, existe también la posibilidad de colocar el compresor después del carburador. En este caso existe el inconveniente de que se está comprimiendo una mezcla que podría ser detonante por lo cual deben controlarse detalladamente las condiciones en cada punto de la compresión. Sin embargo, se cuenta con la ventaja de que, al estar la mezcla relativamente cercana a los gases de escape, la transferencia de calor y el aumento de temperatura debido a la compresión ayudan a una mayor evaporación del combustible. En este mismo sentido, con el compresor aguas abajo del carburador, se tiene la ventaja de trabajar con una mezcla fría debido a la evaporación que se lleva a cabo en el carburador. El trabajo de compresión es función de la diferencia de temperaturas y esta diferencia será menor para una misma relación de compresión a medida que la temperatura inicial del fluido a comprimir disminuya. El aumento de temperatura tiene también un límite para poder ser considerado benéfico. Si se eleva demasiado la temperatura, la densidad del aire resulta demasiado baja y el efecto final es contraproducente. En general se acepta que una temperatura adecuada debe ser menor a los 600°C.

En caso de poner el compresor antes del carburador, se eliminan las posibilidades de detonación, sin embargo, se tienen inconvenientes en el sellado del carburador y, como se ha indicado, con la bomba de gasolina y los sistemas de vacío.

Sobrealimentadores

El uso de compresores de desplazamiento positivo para aumentar la presión del aire que entra a los cilindros tiene también una historia bastante larga. Han existido diversos arreglos para mover tales compresores: conectados directamente al motor o a una turbina movida por los gases de escape a través de un reductor de velocidad son los más comunes. Se han usado en plantas de energía, grandes camiones o aviones. El tipo de compresores más socorrido es el de lóbulos o "roots" (Scott & Yamaguchi, 1966).

Los sistemas que usan compresores de desplazamiento positivo movidos directamente por el motor presentan algunas ventajas sobre los motores turboalimentados. Las principales son: la más rápida respuesta, el

entregar presión a menores revoluciones, y un aumento de potencia que se compara favorablemente contra la operación de sistemas turboalimentados en motores similares sobre la mayor parte del rango de operación (Uthoff & Yakimow, 1987).

Por tanto, aunque por el momento los supercargadores no se usan comúnmente en autos de pasajeros, varios fabricantes se encuentran experimentando con tales equipos (Adams, 1984).

De acuerdo con los lineamientos de desarrollo indicados con anterioridad el proyecto que se lleve a cabo en el Instituto de Ingeniería, tuvo como objetivo el desarrollar un sistema sencillo, confiable y económico que pudiera ser adaptado a los autos actualmente en servicio en la Ciudad de México para lograr un aumento en potencia y rendimiento de combustible, así como una reducción en el nivel de emisiones de estos automóviles. Vale la pena subrayar que el sistema tiene como fin el poder ser adaptado a automóviles actualmente en circulación.

La mayor parte de los avances discutidos suponen una complejidad tal que sólo pueden ser implantados en un motor diseñado ex-profeso para operar con tales sistemas. Sólo excepcionalmente se instalan turboalimentadores en motores que no cuentan con ellos de fábrica y en estos casos se hace siempre en motores con sistemas de inyección de combustible.

Los sistemas anticontaminantes discutidos, tampoco se colocan comúnmente en motores viejos. Sin embargo, la edad media del parque vehicular en la Ciudad de México rebasa los 15 años. Para todos los coches viejos sin sistemas anticontaminantes (anteriores a 1982) comúnmente se acepta que la única manera de mantener las emisiones dentro de un rango adecuado, es por medio de afinación frecuente. Sin embargo, como se apuntó en un principio, esta medida difícilmente puede compensar las deficiencias debidas a la baja densidad del aire a la altura del Distrito Federal. Por esto es tan importante el desarrollo del sistema proyectado ya que en principio podría ser aplicado a cualquier máquina de gasolina con carburador mejorando notablemente su operación.

DISEÑO DEL EQUIPO SOBREALIMENTADOR

Diseño general del sistema.

Una vez determinados los objetivos, se estudiarán diversas alternativas para lograrlos. Los lineamientos del sistema son los siguientes:

- 1) Se deseaba idear una manera de llevar la mezcla al interior de los cilindros a una presión equivalente a la imperante a nivel del mar.
- 2) Se contaba con un compresor cuyo diseño en principio fue realizado para brindar un flujo reducido de gas a una presión relativamente alta ($9 \text{ kg/cm}^2 = 933 \text{ KPa}$).
- 3) Se deseaba contar con un flujo de aire que mantuviera abierta la posibilidad de inyección de aire fresco en el escape para reducir emisiones de monóxido de carbono e hidrocarburos no quemados.

Se consideraron los tres arreglos mostrados en la Figura 2:

1) El primer sistema suponía el uso de un eyector de aire para lograr cambiar el pequeño flujo de aire a alta presión a uno de gasto grande y baja presión. El sistema resultaba atractivo pues se podía manejar el compresor a una velocidad relativamente baja y en un rango en el cual la eficiencia sería máxima. Con el propósito de entender y describir el proceso que se llevaría a cabo en el eyector, se planteó la posibilidad de desarrollar un programa de computo que se encargara de simular el proceso. Sin embargo, aún con la bibliografía encontrada (Christensen, 1983), se reconoció el problema como de una dificultad enorme, no sólo porque la mezcla de flujos propuesta en la parte media de la garganta representa un proceso complejo sino porque dada la naturaleza de funcionamiento del compresor se trabajaría en el eyector con un flujo en estado no permanente.

Por lo tanto se decidió prescindir de la descripción cuantitativa y detallada del fenómeno, estudiándose éste desde un punto de vista general, tratando de comprenderlo y, de acuerdo a la información encontrada en la bibliografía, abstraer las posibles características de operación de un sistema de tal naturaleza.

De acuerdo a lo desarrollado por Christensen (1983) se desprende que un eyector de aire del tipo de los usados en

condensadores, operado mediante un flujo de vapor, puede tener una eficiencia superior al 80% dependiendo ante todo de la relación aire-vapor y del correcto diseño del eyector. Sin embargo, las condiciones de operación de nuestro equipo serían radicalmente diferentes. En el caso de eyectores de aire operados mediante vapor, la tracción de aire manejada es siempre pequeña, además el objetivo principal cuando se usan ese tipo de eyectores es el lograr bajas presiones en la garganta del eyector con lo cual se logra mantener cámaras en vacío, no se trata de recuperar presión a la salida del difusor como sería el caso que se plantea. Estas consideraciones indican que aún con un buen diseño las irreversibilidades en la mezcla de los gases serían de tal magnitud que resultaría poco menos que inútil su uso, esto es, las eficiencias difícilmente rebasarían el 50%. Si a ello se agregan los problemas previsibles en cuanto a la fabricación del equipo, se reconocerá que la alternativa resulta poco viable.

2) Las ventajas y desventajas de la colocación del compresor aguas abajo del carburador ya se han discutido. El principal inconveniente encontrado fue el de manejar una mezcla detonante en el compresor y el entregar un flujo que en principio sería pulsante hacia los cilindros del motor lo cual podría redundar en una mala distribución de la mezcla.

3) Esta conexión tiene inconvenientes serios que se han señalado con anterioridad. Además, implica la necesidad de hacer circular la totalidad del aire aspirado por el motor a través del compresor que estaría trabajando con una relación de compresión aparentemente baja. Sin embargo, los inconvenientes señalados han tenido una solución satisfactoria a lo largo del proyecto como se verá más adelante.

Selección del motor

En un principio se pensó en utilizar un motor Renault de 800 cm³ de desplazamiento, sin embargo, pronto se encontró la necesidad de contar con un amplio espacio para colocar el compresor y demás piezas. La opción ideal habría sido contar con un motor montado en un centro de pruebas, sin embargo, ante la imposibilidad de contar con tal equipo, se optó por utilizar un motor Volkswagen de 1600 cc. enfriado por aire montado en una camioneta Combi.

Son características deseables en el motor utilizado el que el desplazamiento sea más bien pequeño y que la velocidad de operación sea reducida. Esto, como se verá más adelante corresponde a las condiciones de trabajo del compresor.

El motor escogido no sólo cumple estas condiciones y presenta un amplio espacio donde colocar el equipo sino que, además, es muestra de uno de los modelos de motores más usados en la Ciudad de México. Esto es, si se

logra el adecuado funcionamiento del sistema en este motor, se puede adaptar a buena parte de los vehículos de transporte colectivo.

El compresor.

La parte fundamental del sistema es sin lugar a duda el compresor. Se trata de un compresor de desplazamiento positivo compuesto por dos rotores y una carcasa. Los rotores al girar forzan el aire hacia la salida. En el modelo original la salida tenía una válvula para evitar contraflujos, pero ésta fue una de las tantas modificaciones que se realizaron al diseño original para poder utilizarlo en el proyecto.

Las posiciones que ocupan los rotores en los distintos tiempos se muestran en el diagrama de la Figura 3.

El desplazamiento (volumen admitido por revolución) es de 300 cm³ y para los cálculos siguientes se han supuesto las fugas despreciables. Debido a su diseño y los materiales utilizados en su fabricación (Fotografía 1), se considera que las pérdidas por fricción son pequeñas.

Como se ha dicho, el compresor en su diseño original debería proporcionar un gasto moderado y una presión relativamente alta. Para su uso como sobrealimentador, la relación de compresión será bastante menor y el gasto requerido mucho mayor. De hecho, puesto que en realidad la intención no es tanto sobrealimentar como el compensar la disminución de densidad del aire en la Ciudad de México, el aumento de presión requerido será de:

Presión a nivel del mar/ Presión en Ciudad de México : 1.013/0.78

$$P_m / P_{CM} = 1.3$$

Sin embargo, como resulta evidente el proceso de compresión implica una elevación de la temperatura. Puesto que el proceso se realizará a una alta velocidad se consideró que se trata de un proceso adiabático, entonces el aumento de temperatura resulta:

$$T_f = T_o \cdot r^{(k-1/k)} \quad \text{donde } r = P_f / P_o$$

La temperatura ambiente (T_o) para la Ciudad de México se puede tomar en una media de 25°C, entonces:

$$T_f = (273 + 25) \cdot (1.3)^{(0.4/1.4)} = 321 \text{ K} = 48^\circ\text{C}$$

Para un gas ideal, el trabajo realizado en un proceso adiabático es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas entre los estados inicial y final del gas. Por tanto, se entenderá que es importante que la temperatura T_f sea lo menor posible para que el trabajo realizado por el compresor sea pequeño. Ahora, una vez en el supuesto de que se cuenta con un aire a presión igual a la de nivel del mar a la salida del compresor, y despreciando la caída de presión en el

carburador, es interesante comparar la densidad del aire que finalmente llega a los cilindros contra la que se tendría a nivel del mar. En este sentido el cambio de temperatura en el carburador debe tomarse en cuenta pues éste descenso puede ser mayor de 25°C (Benson & White, 1979): V_1/V_2
: $T_1/T_2 = 273/298 = 0.92$

Se trata de una disminución aceptable sobre todo si se toman en cuenta las ventajas de contar con un mezclado a mayor temperatura.

Por otro lado, el volumen de aire demandado por la máquina representa un volumen muy considerable (por ejemplo, para 3000 rpm se requieren 2.4 m³/min). Si se desprecia el efecto de la eficiencia volumétrica, se puede decir que el gasto de aire al motor es lineal con respecto a la velocidad del motor, dependiendo también del volumen de desplazamiento del mismo. Ya que el compresor tiene un desplazamiento relativamente pequeño, es evidente que debe girar a una velocidad mayor que la del motor. Para evitar las serias desventajas que representan las altas revoluciones, era conveniente disponer de un motor de desplazamiento reducido y pocas revoluciones como el seleccionado.

La transmisión del movimiento a los rotores se logra por medio de engranes. El gasto de aire requerido por el motor determina la velocidad a la que debe girar el compresor. Asimismo, la relación de velocidades entre el motor y el compresor determina la relación de diámetros de los engranes a utilizar.

Si se toman 300 cm³ de aire por cada vuelta de los rotores, se tiene que el volumen entregado por revolución es, si el proceso es adiabático:

$$(P_1/P_2)^{(1/K)} = V_1/V_2$$

de dónde se obtiene que $V_2 = 260 \text{ cm}^3$.

En dos revoluciones el ciclo se ha completado en los cuatro cilindros, por tanto han existido cuatro admisiones lo cual representa un volumen igual al desplazamiento suponiendo una eficiencia volumétrica unitaria. Entonces se aspiran 1600 cc. por dos revoluciones o 800 cc de mezcla por cada revolución. Puesto que el volumen ocupado por el combustible es mínimo, se tomará como si estuviera compuesto puramente por aire, esto es, el aire que debe pasar por el compresor de acuerdo al arreglo escogido.

Se tiene entonces:

Relación de Velocidades = Volumen aspirado por el motor por revolución, entre el volumen suministrado por el compresor por revolución

$$R_v = 800 / 260 = 3.077$$

De hecho, se encuentra que la relación de velocidades así calculada resulta un poco mayor que tres. Sin embargo, se ha preferido hacerla un poco mayor para asegurar el suministro suficiente de aire aún tomando en cuenta el efecto de la eficiencia volumétrica ($R_v = 3.5$). Se encuentra, entonces, que el compresor debe girar a relativamente altas revoluciones. Del manual del motor (Manuales para el Taller CECSA,

Volkswagen 1302s, 1600, 1964) se encuentra que la potencia máxima se obtiene a 4400 rpm. Para este valor, el compresor debería girar a 15400 rpm.

Para unos rotores de forma asimétrica y relativamente voluminosos el girar a altas revoluciones supone serias dificultades, especialmente en cuanto al balanceo de los mismos. Estas altas revoluciones determinaron asimismo la forma de transmitir el movimiento. En la literatura los sobrealimentadores son generalmente movidos mediante bandas, sin embargo, es difícil evitar deslizamiento a altas revoluciones. Los engranes son mucho más confiables y, aunque el proceso de maquinado es más complejo, no resultan tan caros. Por otro lado como el par que se maneja será muy pequeño, no existen grandes esfuerzos en el engrane lo cual permite la utilización de materiales más ligeros. Se escogió para la fabricación del engrane motriz, laminado fenólico (plástico llamado comercialmente celorón, Fotografía 2). Para los engranes que han de mover los rotores (ver Figura 4), se prefirió el acero por ser mucho más resistente al desgaste. Es fundamental que los dientes de estos dos engranes deslicen unos sobre otros de manera perfecta y sin dejar holguras pues el efecto de compresión depende de la exacta posición de cada rotor con respecto al otro. En caso de existir espacios entre los dientes, la eficiencia puede disminuir en forma importante debido a fugas o, aún peor, podría haber choque entre los rotores. Por esta razón, por las altas revoluciones y por la importancia de la perfecta sincronía, se ha decidido hacer los engranes helicoidales.

Con respecto a los rotores, el proceso de selección de materiales y fabricación para los rotores resultó más complejo. En un principio se pensó en fabricar los rotores de acero el rotor de compresión y el rotor auxiliar tendría una base de acero y una parte superior de material plástico. Finalmente se ha decidido fabricarlos de celorón y balancearlos con pequeñas perforaciones y barras de acero (Fotografías 9 y 10). La razón para preferir el plástico es que es mucho más ligero por lo cual la inercia de los rotores será menor lo que reduce los problemas de balanceo y proporciona una mejor respuesta a los cambios de velocidad.

Sistema de Acoplamiento.

El compresor será movido directamente por el eje del motor. Por tanto se conectará a la polea del ventilador un eje a través de un par de piezas con rosca. El eje tendrá un cople deslizante con el fin de permitir el cambio de la banda del ventilador en caso de rotura. El eje termina en un engrane que transmite el movimiento directamente al engrane motriz del compresor con la relación indicada (Figura 5).

El compresor estaría sostenido en principio por su acoplamiento al eje de la polea, por tanto es importante que sea lo más ligero posible. Ello determino el uso de fundición de aluminio en la carcasa y tapas del compresor, plásticos en las partes móviles y sólo una pequeña parte de fundición de hierro. Las Fotografías 3, 4 y 5 muestran algunas piezas del

compresor y en ellas se aprecian los materiales utilizados.

Los esfuerzos que el peso del compresor generaría en el eje giratorio, podrían producir deformaciones importantes, por tanto se consideró el colocar soportes para el compresor sujetos al chasis del auto y con hules para reducir vibraciones que pudieran dañarlo.

Sistema de Alimentación de Combustible.

El combustible en este caso es manejado por una bomba de diafragma movida por medio del cigueñal. La bomba según el manual de la máquina reporta una diferencia de presión entre la succión y la descarga de 0.25 Kg/cm² (24.5 KPa) a 3400 revoluciones por minuto del motor. Sin embargo, determinar la presión estática producida por la columna de combustible en el tanque por un lado y en el conducto a la cuba del carburador, por otro, es difícil y por la forma de trabajar de la bomba no se puede asegurar cual será su comportamiento al variar la velocidad del motor. Por tanto se consideró conveniente realizar una medición sobre el propio motor. Para lograrlo se montó el sistema mostrado en la Figura 6.

La altura medida de esta manera a partir de la bomba de combustible indica de manera indirecta la presión que se encuentra en ese punto. La altura medida fue de 3.2 m de combustible. Se supone una densidad relativa de 0.8 (Baumeister, Avallone & Baumeister, 1961) lo cual es el valor medio para gasolinas estándar, se tiene:

$$P_b = \rho \cdot g \cdot h = 0.8 \cdot 1000 \cdot 9.81 \cdot 3.2$$

$$P_b = 25.114 \text{ KPa}$$

Esto es un poco mayor que la diferencia de presión que se tendrá (cerca de 23 KPa) al conectar el compresor al motor, por lo cual se supone que la presión brindada por la bomba será suficiente para alimentar el combustible a la cuba que estará a la presión de descarga del compresor. Por otro lado se observó que para más de 1500 revoluciones del motor (aproximadamente) la presión proporcionada por la bomba resultaba prácticamente constante.

Conexión de Alimentación de aire al Compresor.

Parte fundamental del sistema de alimentación de aire al motor es el filtro de aire el cual evita que polvos y partículas en el aire entren al múltiple y a los cilindros. Sin un filtro de aire o con un filtro sucio se pueden tapan las espreas del carburador y causar desgaste abrasivo en los anillos, pistones, cilindros y válvulas (Duffy & Smith,

1987):

Se decidió colocar el filtro antes del compresor como una protección ante las partículas que pudieran entrar en él y dañarlo. La conexión del filtro al compresor debía cumplir tres condiciones:

- 1) Poder hacerse con facilidad.
- 2) Ser barata.
- 3) No presentar obstáculos al flujo del aire hacia el compresor.

En esta parte del recorrido del aire, el diámetro de la conexión es poco importante puesto que no existen restricciones en cuanto a velocidad, por tanto se decidió usar manguera flexible de hule reforzada. El diámetro de la misma se determinó tomando en cuenta los anteriores puntos y el auxilio de las relaciones recomendadas por Idelchik (1986):

Se tiene que la diferencia de presiones viene dada, para una manguera de este tipo, por la expresión:

$$D_p = X \cdot \rho \cdot (W_0)^2 / 2 = (\lambda / D) \cdot \rho \cdot (W_0)^2 / 2$$

dónde D depende del diámetro manejado siendo en nuestro caso de 53 mm con una constante λ de 0.087. Se calculó la velocidad de acuerdo a la expresión de conservación de la masa: gasto = densidad * área * velocidad. De ahí, $W_0 = 27.6$ m/s. El gasto se toma como aquel que consume el motor a una cierta velocidad representativa, en este caso de 4200 rpm (las mayores velocidades implican las mayores pérdidas y se tendrán cuando el motor gire a alta velocidad, por tanto, se escogió una velocidad relativamente alta para realizar los cálculos. Entonces:

$$Q = 4200 \cdot 1600 / 2 \cdot 1/60 = 0.056 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = Q/A = 0.056 / (11.4 \cdot 10^{-4})$$

$$v = 27.6 \text{ m/s}$$

Con estos datos se calculó:

$$D_p = (0.087/53) \cdot (0.90) \cdot (27.6)^2 / 2 = 562.70 \text{ Pa}$$

La conexión del compresor al carburador debe tomar en cuenta los siguientes factores:

- 1) El flujo entregado por el compresor tiene una presión mayor que la exterior y aunque la diferencia es pequeña, se debe asegurar que la manguera resista.
- 2) El flujo a la salida del compresor es marcadamente discontinuo por las propias características de operación de la máquina.
- 3) Debido a la alta velocidad de operación del compresor el

colocar una válvula a la salida del flujo representaba una pérdida muy importante de presión, por tanto se decidió evitar tal restricción al flujo. Pero entonces se presenta la posibilidad de que el flujo se invierta pues a través del compresor existe un espacio de tiempo en el cual la tubería a presión se encuentra abierta a la atmósfera. La solución es contar con una velocidad a la salida del compresor tal que asegurara que no existirá inversión de flujo.

4) El flujo, como se dijo, es pulsante, por ello, si se alimenta directamente al carburador, ello influiría en la calidad de la mezcla repartida a cada cilindro.

5) Las pérdidas de presión por fricción en la conexión deben ser mínimas toda vez que éstas pérdidas deberán cargarse a la potencia suministrada por el motor y para obtener un beneficio real del uso del sobrealimentador, esa potencia perdida debe ser la menor posible.

6) Al igual que en el caso de los turbocargadores, el sistema tiende a ser ineficiente cuando se demanda poca potencia del motor. Como se menciona, los turboalimentadores tienen una válvula de paso que "desconecta" el sistema cuando no es necesario su uso. En otros diseños de sobrealimentadores, se usan embragues magnéticos para lograr el propósito, sin embargo, en nuestro diseño pareció demasiado complicado tal sistema y como las pérdidas por fricción se suponen muy pequeñas, se concluyó que se podría mantener el compresor girando sin comprimir aire, esto es, abrir la salida a la atmósfera.

7) La salida del compresor tiene forma rectangular y las dimensiones no son las óptimas de acuerdo a las características de velocidad de flujo ya anotadas, por tanto se hace indispensable el diseño y fabricación de una pieza de transición entre la salida del compresor y la entrada a la manguera de conexión.

8) De las características deseables en la manguera de conexión se encuentra, ante todo, la baja rugosidad para reducir las pérdidas de presión en el ducto.

Diseño de la Conexión

Se sabe que el diámetro de una tubería por la que atraviesa un fluido determina la velocidad de movimiento para un gasto dado. Además, se sabe que las pérdidas de presión son proporcionales al cuadrado de la velocidad con que viaja el fluido y directamente proporcionales a la longitud que se tenga que recorrer. Además, se conoce el hecho de que para amortiguar ondas de presión viajando en un medio compresible, el interponer a su paso una masa grande es suficiente. Por tanto, se tomaron en cuenta dos opciones:

a) Colocar un tanque que amortiguara las ondas de presión de manera que se reportara una alta presión constante al carburador. Este sistema presentaba básicamente dos inconvenientes, primero, es muy difícil regular el aumento de presión solamente para el caso de necesitar alta potencia y desconectar el sistema para cargas menores; segundo, las conexiones al y del tanque necesariamente suponen grandes pérdidas secundarias de presión, al contar con un tanque de forma óptima habría planteado serios inconvenientes en el diseño y la fabricación del mismo.

b) El segundo sistema fue una tubería de una longitud y diámetro tales que aseguraran el natural amortiguamiento de las ondas de presión aprovechando las fuerzas de fricción e inerciales del fluido que circula dentro de la tubería.

Se seleccionó el segundo sistema por presentar una más sencilla realización.

La descripción del flujo de la masa y las ondas de presión dentro de la tubería resulta sumamente complejo, sin embargo, de un análisis general del sistema se pueden encontrar el diámetro y la longitud adecuados para la conexión.

Sobre la longitud se sabe que las ondas de alta y baja presión recorrerán el ducto a la velocidad del sonido dentro del fluido. Al paso de las ondas existirá una variación en la densidad del fluido y por ende un cambio en su velocidad. Además, al encontrar una onda en su camino un cambio de sección, existirá la reflexión de una onda de carácter contrario (Fox & McDonald, 1981).

Siguiendo el tipo de ecuaciones típicas del diseño de "headers" por tratarse de un caso muy parecido (Scott & Yamaguchi, 1983), se aplican para conocer la distancia adecuada entre la salida del compresor y el carburador para una velocidad de giro del compresor:

Para 12000 rpm:

$$n_c = 12000/60 = 200 \text{ rev/s}$$

El tiempo que tarda una revolución:

$$t_g = 1/200 = .005 \text{ s}$$

Dónde n_c es la velocidad angular del compresor y t_g es el periodo. En el caso en que la onda sea de compresión, esta recorrerá el ducto hasta el carburador, en este sitio, existe un cambio importante de sección por lo cual se reflejará una onda de carácter inverso, en este caso, expansión. Es conveniente que esta onda alcance la salida del compresor en el momento en que se empieza a propagar la onda de alta presión correspondiente a otro periodo, esto es, como se ha calculado, en un tiempo de 5 ms., después de su salida del compresor cuando este opera a 12000 rpm. Por tanto la longitud óptima del ducto es aquella que sea recorrida por la onda en un tiempo de 5 ms., al desplazarse a la velocidad del sonido.

Para una temperatura de 50°C, la velocidad del sonido resulta:

$$c = (KRT)^{0.5} = (1.4 \cdot 287 \cdot 323)^{0.5} = 366 \text{ m/s}$$

Entonces la longitud óptima del tubo de escape se calcula como la velocidad del sonido por el tiempo del periodo:

$$l = 366 \cdot 0.005 = 1.85 \text{ m}$$

Esta longitud asegura que existirá una presión baja en el tramo cercano a la salida del compresor cuando éste se encuentre comprimiendo. Esta es una medida aproximada basada en una velocidad del compresor tomada de una manera arbitraria, sin embargo, si se maneja una longitud cercana a este valor, se evitan deficiencias en el funcionamiento del compresor debidas a una alta presión en el ducto de descarga contra la cual tendría que trabajar el aparato. Por otro lado, como se dijo, la presencia de una masa grande es benéfica para las intenciones que se persiguen por lo cual se concluyó tomar una distancia de la tubería de conexión cercana a los 2 m. Se supone, además, que es lo suficientemente pequeña como para asegurar una pronta respuesta del sistema en caso necesario (Adams, 1964).

El flujo a la salida del compresor es pulsante, por tanto en un instante se tiene una velocidad máxima en este punto, velocidad que se reduce casi a cero en el momento en que el puerto de salida queda abierto. Se espera que por acción de las fuerzas de fricción e inerciales a lo largo del tubo, este valor máximo de la velocidad disminuya notablemente y se distribuya el gasto a lo largo del tiempo. Con ello se lograra tener un flujo más estable en la boca del carburador.

Por otro lado, el tener una velocidad alta a la salida del compresor es conveniente pues ello ayuda a evitar la inversión del sentido del flujo.

Para determinar la velocidad mínima necesaria a la salida del compresor para evitar el flujo en contrasentido se estudia un sistema de masa constante. Se toma la masa que ocupa una pequeña porción del tubo de longitud l_1 , cercana al puerto de salida del compresor, el volumen de esta sección es:

$$V = l_1 \cdot A$$

La masa que ocupa el sistema se mueve con una velocidad v a lo largo del tubo.

En el momento en que se abre la salida del compresor aparece una onda de baja presión que viajará a la velocidad del sonido a lo largo de la masa que se encuentra en el tubo. Esta onda tarda un tiempo t en atravesar el sistema estudiado:

$$t = l_1 / c$$

Puesto que la masa tiene una velocidad v , a lo largo del tiempo t , la masa del sistema se ha desplazado una distancia $l_2 = t \times v$ (ver Figura 6 bis), por lo cual $l_2 = l_1 \cdot v / c$. Asimismo, a medida que la onda de baja presión atraviesa el sistema, existirá una expansión adiabática de la

masa de aire estudiada. La condición que asegura que no existirá flujo en contrasentido es que el volúmen adicional ocupado por la masa del sistema debido a su expansión, sea igual o menor que el aumento de volúmen debido al desplazamiento del frente del sistema consecuencia de la velocidad con que se mueve el aire:

$$V_d = V_a \cdot (P_a/P_d)^{(1/K)} = l_1 \cdot A$$

Entonces: $V_d/V_a = (P_a/P_d)^{(1/K)} = (l_1+l_2)/l_1 \dots \dots \dots (a)$

pero $(l_1+l_2)/l_1 = (l_1 + t \cdot v)/l_1 \dots \dots \dots (b)$

y $t = (l_1+l_2)/c$, $t = l_2/v$

de donde $t = l_1/(c-v) \dots \dots \dots (c)$

Sustituyendo b y c en a:

$$(l_1 + (l_1 + v/(c-v))/l_1) / l_1 = (1 + v/(c-v))$$

$$1 + v/(c-v) = (P_1/P_2)^{(1/K)}$$

de ahí: $v = ((P_1/P_2)^{(1/K)} - 1) \cdot c / (P_1/P_2)^{(1/K)}$

Para las condiciones que se manejan, $P_1/P_2 = 1.25$; $K = 1.4$ y $c = 360$ m/s. entonces:

$$v = 53 \text{ m/s}$$

Esta sería la velocidad a la salida que asegura el no retorno del flujo. Para calcular la velocidad a la salida se requiere conocer el gasto en ese punto. Para ello se reconsideraron las condiciones de operación del compresor. De acuerdo a la Figura 3 que muestra las posiciones que ocupan los rotores del compresor en un periodo, se observa que sólo durante 170° de cada vuelta se forma la cámara de compresión y se entrega gasto, sin embargo, para fines de cálculo se considera que el gasto se entrega en la mitad de cada revolución. Además se recuerda que la relación de velocidad es 3.5 a 1 del compresor con respecto al motor. Salen 250 cm³ por revolución, entonces, para las menores revoluciones a las que se estará trabajando, 2500 rpm, la velocidad del compresor será:

$$n_c = 2500 \cdot 3.5 / 60 = 145.83 \text{ rev/s}$$

Por tanto, se realiza un ciclo en 6.87 ms, y se entregará gasto en la mitad de este tiempo, esto es, 3.4 ms. En ese tiempo deben salir 250 cm³ entonces: $Q = 250 \cdot 10^{-6} / 3.43 \cdot 10^{-3} = 0.0756 \text{ m}^3/\text{s}$

El área será:

$$A = 0.0756 / 53 = 0.0014 \text{ m}^2 = 14 \text{ cm}^2$$

El diámetro de la sección circular es:

$$D = (A \cdot 4 / \pi)^{0.5} = 4.27 \text{ cm} = 1.68 \text{ in}$$

De acuerdo a estos resultados, colocando una tubería de 1.5 in de

diámetro, se tiene una velocidad un poco mayor y se consigue el no retorno del aire.

Pérdidas de presión en la manguera.

Conociendo la magnitud del diámetro, se calcularon las pérdidas de presión a lo largo de la tubería. Para ello es importante determinar el material del cual se fabricará la conexión. Aunque en principio se pensó en hacerlo con manguera, finalmente se decidió hacerlo con tubo de acero pues sin ser el precio demasiado alto, es mucho menos rugoso y resistente a la presión, además de que se le puede dar la forma requerida con facilidad.

Para altos valores de velocidad de giro del compresor se encuentra que la velocidad a la salida del mismo es alta, lo cual podría provocar un estrangulamiento del flujo corriente abajo. Por ejemplo, considerando 4200 rpm, la velocidad de salida del compresor (calculada en forma similar a la anterior, tomando en cuenta el área de la salida del compresor, esto es, 6 cm²) es de 254 m/s. Esta es la velocidad máxima con que el flujo atraviesa el orificio de salida, sin embargo, este valor disminuirá a lo largo de la primera parte de la pieza de transición la cual, como se verá más adelante, tiene la función de difusor. Al llegar el flujo a la zona de sección constante, se tendrán velocidades máximas de hasta 112 m/s. Es importante garantizar que para estas condiciones no existirá estrangulamiento. En un punto corriente abajo la presión es del orden de la presión barométrica local por efecto de la onda de baja presión que se propaga a través del aire al quedar abierta la salida del compresor. El flujo en la salida del compresor es pulsante, esto significa que las condiciones no son constantes en el tiempo, especialmente la presión y la velocidad del flujo varían de manera importante en función de la posición de los rotores. El estrangulamiento se presentará en caso de que los valores de presión y velocidad sean demasiado grandes. Para evaluar la posibilidad de que se presente estrangulamiento, se seleccionan los valores máximos de presión y velocidad que se presentarán en la salida del compresor. Los valores exactos de esta presión y velocidad no se conocen con certeza, sin embargo, se pueden suponer los rangos en los que estarán comprendidas de acuerdo a lo que se conoce respecto al funcionamiento del compresor.

Se supone, entonces, que las condiciones extremas son: Presión a la salida del compresor: $P_s = 120$ KPa, presión corriente abajo: $P_c = 76$ KPa, temperatura de salida del aire $T_s = 55$ °C, velocidad de salida del aire $V_s = 112$ m/s.

Para el cálculo de la velocidad máxima se sigue la teoría del flujo isentrópico de un gas ideal. Puesto que en este caso la distancia es pequeña y las paredes lisas, la fricción será pequeña; el tiempo será muy pequeño por lo cual el flujo se puede considerar adiabático y el aire se comporta como un gas ideal. Sin embargo, se entiende que en este caso el flujo es pulsante, esto es, para los rangos de tiempo considerados no se puede suponer estado permanente. Además, el flujo será altamente turbulento por lo cual es aventurado suponer que las

condiciones serán constantes en toda una sección estudiada. La forma del ducto presenta ángulos y variaciones de forma que pueden inducir comportamientos inciertos en los patrones de flujo. Estas condiciones hacen dudar sobre la validez del modelo para describir el fenómeno que se estudia, pues éste ha sido desarrollado suponiendo régimen permanente, condiciones uniformes en las secciones y flujos en una dimensión.

Pese a estas discrepancias entre el modelo teórico y las condiciones del sobrealimentador, los siguientes cálculos permiten estimar el valor de velocidad máxima que se alcanza en el ducto de transición:

Para una temperatura de: $T = 5500 = 325 \text{ K}$

La velocidad del sonido es:

$$c = (k \cdot R \cdot T)^{1/2} = (1.4 \cdot 287 \cdot 325)^{1/2} \quad c = 363 \text{ m/s}$$

Si la velocidad local es: $V_3 = 112 \text{ m/s}$

El número de Mach: $M = 0.31$

De las tablas de valores de las funciones para flujo isentrópico de aire (Fox & McDonald, 1978), para un número de Mach de 0.31, $p/p^* = 0.9355$ donde p^* es la presión de estancamiento local. Puesto que el flujo es isentrópico p^* es constante a lo largo de todo el ducto (Fox & McDonald, 1978):

$$P_3/P_C = (P_3/P^*)/(P_C/P^*)$$

$$\text{pero } P_3/P_C = 120/76 = 1.5789$$

Entonces $P_C/P^* = 0.9355/1.5789 = 0.5925$

De las mismas tablas se encuentra que el número de Mach que corresponde a esta relación de presiones es $M = 0.898$

Como se dijo antes, este es un máximo extremo que sólo se alcanza instantáneamente por lo que se puede asegurar que la mayor parte del tiempo, el Mach máximo estará por debajo de 0.9 lo cual asegura que el flujo no se verá estrangulado.

Ahora es importante determinar la velocidad con la que se desplaza el flujo a lo largo de la tubería. Conociendo los demás parámetros, las pérdidas varían en forma directamente proporcional al cuadrado de la velocidad por lo cual es fundamental conocer su valor aún en forma aproximada. La velocidad será menor que la tomada a la salida del compresor y en general, un poco mayor a la que se obtendría con el flujo promedio manejado. Evidentemente las mayores pérdidas se presentan para altas revoluciones del motor. En principio las pérdidas podrían ser calculadas con base en la velocidad media obtenida a partir del gasto suponiendo una velocidad constante. Sin embargo, la velocidad no es uniforme a lo largo del ducto, debido a ello, las pérdidas son mayores a las que se calculan con la velocidad media. Las pérdidas se podrán calcular con mejor aproximación considerando una velocidad mayor que

Esta. La velocidad media se calcula a partir del gasto promedio:

$$Q = 4200 \cdot 1600 / 2 \cdot (1/60) = 0.056 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v = Q/A = 0.056 / (11.4 \cdot 10^{-4}) = 49.1 \text{ m/s}$$

Para calcular la magnitud de las pérdidas por fricción se usa un valor de velocidad que se considera constante. Puesto que las pérdidas serán mayores que las calculadas con la presión media anterior, se han calculado con un valor de velocidad 20% mayor, esto es, 60 m/s. Puesto que este valor es muy superior al de la velocidad media, se puede asegurar que las pérdidas serán las máximas que se pueden encontrar en la conexión.

La conexión comprende dos secciones, la parte formada por las tuberías rectas y por las partes curvadas. Es evidente que las pérdidas de presión son mayores en las curvas por lo cual en el diseño del ramino de la tubería se buscó minimizar los cambios de dirección (ver Figura 7).

Las pérdidas se calcularon con base en los principios indicados por el manual ya mencionado (Hielchik, 1986).

Para tubería de acero, la rugosidad es 0.03 mm, entonces:

$$\epsilon_m = 0.03/38.1 = 7.87 \cdot 10^{-4}$$

El número de Reynolds resulta:

$$Re = D \cdot v / \nu = 38.1 \cdot 10^{-3} \cdot 60 / 1.5 \cdot 10^{-5} = 1.52 \cdot 10^5$$

Se tiene que:

$$\text{Pérdidas de presión} = \rho \cdot v^2 / 2 \cdot f \cdot L / D_0$$

Dónde f es un parámetro que depende del número de Reynolds y de la rugosidad específica de la tubería, para este caso, $f = 0.28$

$$\text{Pérdidas} = 0.9 \cdot 60^2 / 2 \cdot 0.28 \cdot 2 / 0.0381 = 1.548 \text{ KPa}$$

Para las secciones curvas se ve que se tienen 5 cambios de dirección que se manejarán de acuerdo a los lineamientos señalados en la página 292 del manual. Ahí se recomienda la utilización de la fórmula general:

$$\Delta p = \rho \cdot v^2 / 2 \cdot K$$

dónde K es una constante que depende del tipo de curva. Para el caso que se estudia, comparando con los valores que recomienda el manual se escogió $K = 0.25$. Entonces, tomando en cuenta los cinco cambios de dirección:

$$\Delta p = 0.9 \cdot 60^2 / 2 \cdot 0.25 \cdot 5$$

$$\Delta p = 2.025 \text{ KPa}$$

Con ello se concluye que las pérdidas totales en el tramo completo de tubería hacia y desde el compresor serán de 3.5 kPa lo cual representa un poco más del 13 %. Esto significa que el compresor tendrá que producir una presión un poco mayor que la esperada. Esto a su vez influirá en el trabajo consumido por el compresor que será un poco mayor, pero no tanto como para resultar inoperante.

Diseño de la pieza de unión del compresor a la tubería

La salida del compresor tiene un área de sección rectangular de 50 cm^2 (5x10cm). La pieza de transición debe lograr el cambio paulatino y suave hacia un flujo de sección circular con diámetro de 53.1 mm. Para el caso de sección circular, el área será de 224 cm^2 . De ahí se sigue que la pieza deberá cumplir también la función de difusor (Fotografías 5, 7 y 8).

El material escogido fue aluminio y al mismo tramo se le pondrá una parte para formar la unión al compresor la cual se hará mediante tornillos.

El diseño se hizo siguiendo las recomendaciones generales indicadas por White (1983) determinando una longitud adecuada para permitir la transición de sección y área. El resultado fue el que se muestra en la Figura 5.

Diseño de la pieza de unión de la Tubería al Carburador

En este caso existe la ventaja de que la entrada del carburador es también de sección circular por lo cual es suficiente un difusor de acuerdo a la Figura 9. La pieza deberá embonar a la boca del carburador e irá unida mediante un trozo de manguera y abrazaderas.

Interruptor

Para impedir el funcionamiento del sistema en el caso ineficiente, se propuso instalar una válvula en la salida del compresor. La función de tal válvula es mantener la presión de descarga igual a la atmosférica durante los periodos en los cuales la sobrealimentación no es conveniente, esto es, cuando se demanda poca potencia.

En el caso de estar abierta la válvula, el compresor no realiza trabajo alguno de compresión y la potencia que consume será únicamente la debida a la fricción y al efecto de impulso sobre el aire los cuales de acuerdo al diseño propio del compresor se espera que sean pequeños; esto es, para todo fin práctico, al estar la válvula abierta, el sistema estará desacoplado del motor.

En caso de requerirse mayor potencia, la válvula se cierra y el compresor realiza la compresión del aire y lo entrega al motor mejorando las características de operación. El control de la posición de la válvula se logra mediante un dispositivo mecánico de barras conectado al chicote del acelerador. Se entiende que al acelerar a fondo es porque se requiere mayor potencia y es en ese momento que se cierra la válvula, sólo para la última parte de la carrera del acelerador. Esto no significa de ninguna manera que el sobrealimentador sólo se usa cuando se pretenda alcanzar altas velocidades, sino, más bien a relativamente baja velocidad, cuando sea importante una alta aceleración o se requiera un par grande como es el caso al subir pendientes.

El lugar adecuado para colocar la válvula es a la salida del compresor por lo que se decidió incorporar a la pieza que une la salida de éste con la tubería que conduce el flujo hacia el carburador. En una de sus caras planas se practicó una perforación para la cual luego se fabricó una tapa a la medida. Esa tapa va sostenida mediante un fleje de manera que puede asentarse sobre la perforación al aplicar una pequeña fuerza la cual, en principio, vendrá del mecanismo conectado al acelerador como se indicó (veanse las Fotografías 7 y 8).

COMPORTAMIENTO ESPERADO

En esta primera etapa se puede esperar que el nivel de emisiones disminuya sólo en los casos en que el compresor se encuentre conectado, esto es, la válvula interruptora cerrada. Para poder realizar una predicción confiable de los resultados que se esperan obtener en lo que respecta a la potencia que desarrollará el motor, se ha desarrollado un programa basado en un procedimiento propuesto por Adams (1984) para calcular los parámetros de operación de un motor sobrealimentado comparado con un motor de similares características normalmente aspirado.

El programa se fundamenta en una serie de consideraciones bien estudiadas y probadas aunque el planteamiento se reconoce como muy simplista pues existen varios parámetros que no se toman en cuenta. Existen una infinidad de variables que influyen en la operación de un motor las cuales se ven afectadas al sobrealimentar, algunas serían la temperatura del motor, los patrones de flujo en la aspiración y la descarga que, como se ha dicho, influyen en el fenómeno de la combustión así como esfuerzos y deformaciones que pueden aumentar o disminuir las pérdidas mecánicas y aún condiciones como el tipo de lubricante utilizado (Taylor, 1986). Se entiende por tanto la dificultad al tratar de describir la operación de un motor sobrealimentado, la opción es hacer simplificaciones despreciando el efecto de tales parámetros. El programa utilizado se basa en los siguientes principios. Por un lado, la potencia del motor seguramente se verá incrementada al sobrealimentar. La presión media efectiva de un motor es un parámetro directamente relacionado con la potencia suministrada por el motor. Puesto que el volumen en los cilindros para una misma posición del émbolo es igual estando el motor sobrealimentado o no, de acuerdo a la ley de los gases ideales se sigue que la presión será mayor en la misma proporción en que se incrementa la densidad del aire manejado.

De igual manera al disminuir la densidad del aire manejado se perderá potencia en la misma proporción.

Para la Ciudad de México se tiene que la presión barométrica, según datos del Observatorio Nacional, varía entre 76 y 79 kPa y el 90% de los valores medidos de temperatura de 1974 a 1984 fueron entre 6 y 19°C. Por tanto la densidad del aire en la Ciudad de México, calculada con las fórmulas para gas ideal, se encuentra entre 0.87 y 0.98 kg/m³. Si se toma la media de estos valores, se tiene que la densidad media sería de 0.93 kg/m³, lo cual indica que se tiene una densidad un 2% menor que la densidad de nivel del mar calculada a condiciones de atmósfera estándar (15°C y 101.3 kPa) (Fox & McDonald, 1976). La potencia de los motores disminuye en una proporción similar. Sin embargo, cabe hacer notar que se está hablando de la potencia que desarrolla el fluido de trabajo contra los émbolos y antes de tomar en cuenta las pérdidas por fricción y bombeo, es decir, la llamada potencia indicada.

Se sabe que la potencia al freno es siempre menor que la potencia indicada aunque la diferencia varía con las revoluciones del motor (Taylor, 1986). Por lo tanto, un 24% de pérdida de potencia indicada puede representar más de un 30% de pérdida en potencia al freno. Para poder estimar la magnitud de esta pérdida es necesario conocer las pérdidas de potencia por fricción, o en su defecto, la presión indicada relacionada con las revoluciones del motor.

Puesto que en el caso estudiado no se contó con estos datos, se vio la necesidad de guiarse por los lineamientos que se encuentran en la literatura (Taylor, 1986) respecto a los valores de potencia indicada y potencia perdida por fricción. Según el autor citado (Taylor, 1986), la presión media efectiva que se pierde a causa de la fricción, esto es, la diferencia entre las presiones medias efectivas al freno e indicada, son muy semejantes para casi todos los tipos de motores de encendido por chispa cuando se relaciona con la velocidad media de los pistones. Para un motor en especial, la velocidad media de los pistones es directamente proporcional a las revoluciones del motor, pero para cada motor la constante de proporcionalidad difiere. Por tanto se calculó para el caso particular la velocidad media de los pistones en función de las revoluciones de acuerdo a las medidas de los cilindros que se proporcionan en el manual de mantenimiento del automóvil (Manuales para el Taller CECSA, Volkswagen 1302s, 1600, 1984):

$$\text{Carrera} = \text{desplazamiento/Área de pistón} \cdot 4$$

$$\text{Una revolución} = 2 \text{ Carreras}$$

De donde:

$$\text{Vel de pistón} = (\text{rev/tiempo}) \cdot \text{Desplazamiento} / (2 \cdot \text{Área})$$

Con los valores de velocidad de pistón correspondientes a velocidades representativas del motor (de 1500 a 4500 rpm), se encontraron las pérdidas por fricción a partir de la gráfica de resultados que se reportan en la literatura (Taylor, 1986). De tal manera se obtuvieron los valores de presión media efectiva perdida debido a la fricción que resultaron ser:

Revoluciones por minuto	Velocidad del Pistón		P M E μ	
	m/s	ft/min	psi	KPa
1500	3.45	679	14.6	100.7
2000	4.60	905	17.0	117.2
2500	5.75	1131	19.7	135.8
3000	6.90	1358	22.3	153.8
3500	8.05	1584	24.9	171.7
4000	9.20	1810	27.4	188.9
4500	10.35	2037	30.0	206.9

Para cada caso las presiones medias efectivas al freno son parámetros proporcionados por el fabricante del motor. A partir de estos datos y de la definición de la potencia media efectiva al freno (potencia desarrollada entre el desplazamiento), se calcula: $p_{mef} = W / ((1/2) \cdot v \cdot n)$

dónde W representa la potencia en watts, y el desplazamiento en metros cúbicos y n el número de revoluciones en cada segundo.

Ahora se está en condiciones de calcular las pérdidas de potencia del motor de encendido por chispa al ser utilizado en la Ciudad de México comparado con el funcionamiento que tendría a nivel del mar. Para lograrlo, se calculó primero la presión media efectiva indicada con la suma de los anteriores datos; sobre ese valor se obtuvieron las pérdidas debidas a la variación de presión. Estas pérdidas se calculan mediante: pérdida = $PMEI \cdot 0.24$ (el 0.24 corresponde a la variación de la presión atmosférica de la Ciudad de México comparada con el nivel del mar). Luego se restaron las pérdidas de fricción y por fuga la presión barométrica a la presión indicada. Así se obtiene:

Revoluciones por minuto	PMEI	
	psi	KPa
1500	122.2	846.7
2000	125.5	872.2
2500	130.0	896.4
3000	138.5	955.6
3500	126.9	875.0
4000	119.7	825.3
4500	104.3	722.6

A partir de estos valores se siguió el planteamiento sugerido por Adams (1984) para calcular las nuevas condiciones de operación al sobrealimentar el motor. El autor señala que es importante tomar en cuenta el trabajo de bombeo, esto es, manejando puramente presiones, la diferencia de presión entre la entrada y salida del cilindro. Sin embargo, se encuentra que estos valores son significativos casi exclusivamente cuando el motor trabaja con poca carga; en este caso, en que se supone que se trabaja cerca de plena carga para cada condición de velocidad, se encuentra que las pérdidas por bombeo son bastante pequeñas. De hecho, en la corrida del programa se observa que la influencia de estos parámetros es mínima, cercana al 4%. A pesar de ello tomando en cuenta la recomendación se propusieron unas presiones aproximadas como se muestran a continuación:

rpm	Presión del Compresor		Presión de Salida	
	psi	KPa	psi	KPa
1500	11.3	77.9	11.6	80.0
2000	13.0	89.6	12.2	84.1
2500	14.0	96.5	13.0	89.6
3000	14.8	102.0	14.0	96.5
3500	15.3	105.5	15.0	103.4
4000	15.0	103.3	15.0	103.4
4500	15.3	105.5	15.0	103.4

Las presiones manejadas por el compresor han sido propuestas de acuerdo al comportamiento esperado del sistema sobrealimentador; sobre ellas, sobra decir que deben ser confirmadas mediante los experimentos indicados más adelante.

La presión de salida se propone de acuerdo a las recomendaciones del propio Adams (1984). Se sabe que la presión de salida del motor normalmente aspirado es ligeramente superior a la presión atmosférica por tanto se propuso 11.6 psia contra 11.3 psia de presión barométrica en la Ciudad de México (80 kPa contra 76 kPa) y a medida que aumenta la presión de la entrada por sobrealimentar, la presión aumentará también a lo largo de todo el proceso, incluyendo la presión de descarga. El límite de la presión de salida vendrá dado por la caída de presión máxima a lo largo de todo el tubo de escape y la presión de sobrealimentación. De acuerdo a la referencia (Adams, 1984), será alrededor de 1.3 veces la presión de descarga del motor normalmente aspirado. Observando los valores se encuentra que la diferencia de presiones máxima contra la que se debe ejercer trabajo de bombeo es de 1 psi (6.9KPa). Esta diferencia de presión a las revoluciones que se presenta (4000 rpm), representa una pérdida de potencia de medio hp. (0.38 KW). Como se apuntó anteriormente, estos valores de pérdidas por bombeo no resultan muy grandes, sin embargo, se tomaron en cuenta para el siguiente programa. Una diferencia significativa fue que Adams (1984) en su desarrollo supone aparentemente el uso de un motor con inyección de combustible. Al considerar el efecto de la evaporación de la gasolina en el carburador se encuentra como se ha discutido antes, un descenso de temperatura que necesariamente influye en la densidad del aire admitido a los cilindros. Tomando todo ello en cuenta se llegó al programa del apéndice A.

Es importante hacer notar que en el momento presente no se conocen cuales serán las características de operación del compresor en lo que se refiere al rango de eficiencias dentro del cual trabajará. Ello debe ser un punto fundamental a determinar por medio de los experimentos que se detallan más adelante. Por el momento todo lo que se puede hacer es suponer que la eficiencia del compresor será de entre 50 y 80% para estas velocidades. El programa se corrió utilizando dos diferentes eficiencias para el sistema, en el primer caso, del 80% y en el segundo, del 60%. Evidentemente, lo que se puede esperar de la operación del compresor es que la eficiencia varíe de manera importante en función de las revoluciones pero las gráficas que se obtuvieron delimitan el rango dentro del cual se espera se encuentren los valores de presiones medias efectivas al freno y potencias para el motor sobrealimentado. Para tener una mejor idea de cual sería el tipo de comportamiento esperado del motor sobrealimentado, se ha propuesto también el caso más realista de tener una eficiencia del equipo sobrealimentador variable en función de la velocidad de giro del propio motor.

Se adoptó la forma general de función de eficiencia-velocidad para compresores de desplazamiento positivo según los ejemplos que presenta Baumeister en su manual Marks para ingenieros mecánicos (1981).

La forma que tendrá la gráfica eficiencia-velocidad para el equipo sobrealimentador puede ser supuesta con seguridad puesto que es una curva común de muchas máquinas. Lo que no se sabe con certeza es el rango de velocidades dentro del cual se encontrará la eficiencia máxima y cuál será el valor de esta máxima eficiencia. Para fines ilustrativos se ha propuesto el mejor de los casos posibles: una alta eficiencia (82%) en el rango que coincide con la máxima potencia entregada por el motor (4000 rpm), esto es, las pérdidas serán pequeñas precisamente

cuando el aumento de potencia sea máximo lo cual dará la mayor ganancia neta.

La función propuesta se muestra en la Gráfica 1 del apéndice B.

Para cada caso se obtuvieron los resultados que se muestran en las demás gráficas.

Las conclusiones importantes que se pueden obtener a partir del análisis de tales gráficas son:

- 1) La pérdida de potencia debida a la menor densidad resulta en promedio de 35%
- 2) El uso de sobrealimentadores compensa la potencia perdida por la baja densidad del aire a lo largo de un amplio rango de velocidades del motor (2500-4500 rpm). En el caso de suponer una eficiencia del equipo sobrealimentador del 30% o en el caso de la eficiencia variable, se tiene incluso una potencia máxima mayor a la potencia máxima a nivel del mar.
- 3) El aumento de potencia comparando los valores del motor sobrealimentado con el normalmente aspirado es muy notoria, inclusive se alcanza un incremento de 40% para potencia máxima, cerca de las 4000 rpm.
- 4) El efecto de la eficiencia del compresor en las condiciones de operación de todo el sistema es importante. Se puede observar como una reducción del 20% en la eficiencia del compresor supone una disminución grande en la potencia máxima desarrollada por el motor. Ello indica la importancia del funcionamiento eficiente del compresor. Se debe tomar en cuenta que dentro de la propia eficiencia del compresor se engloban las pérdidas en las tuberías y aquí mismo se reconoce la necesidad de reducir al mínimo tales pérdidas.
- 5) Para el caso de la eficiencia variable se ha supuesto que la eficiencia cae rápidamente más allá de las 4000 rpm. Se ha pensado que a muy altas revoluciones el flujo se tornará muy turbulento y se formarán vórtices importantes en los puntos de cambio de sección lo que naturalmente implica irreversibilidades que afectan la eficiencia. Este fenómeno aunado a la disminución de potencia propia del motor, influyen para que se tenga una abrupta caída de potencia cuando el motor trabaja a más de 4000 rpm.
- 6) La curva de potencia para el caso de eficiencia variable, es más pronunciada que las de eficiencia constante. Ello se explica precisamente por las variaciones en la eficiencia, sin embargo, este fenómeno no debe ser común a todos los casos de eficiencia variable, de hecho, de tener la eficiencia máxima en un diferente rango de velocidades, la gráfica tendría una forma muy diferente.

FUTURAS INVESTIGACIONES

Dentro del proyecto son varias las etapas que aún restan por realizarse: la fabricación de varias piezas, la instalación del equipo y las pruebas sobre el mismo, tanto antes como después de ser adaptado al motor. Sin embargo, se antoja que los dos puntos fundamentales que aún quedan por resolver en el área específica de la mecánica de fluidos y el análisis termodinámico del sistema son los siguientes:

II Pruebas a ser realizadas sobre el compresor

A pesar de haber diseñado la relación de velocidades para suministrar todo el aire requerido por el motor es importante revisar el valor de la cantidad de aire entregado por el compresor y las condiciones en las que se entrega. Por tanto, se propone medir presión y temperatura a la entrada del compresor y a la salida, área de descarga, temperatura, presión estática y dinámica del aire. Es importante mantener la presión estática a la salida del compresor cercana a un bar. Esto se podría lograr fácilmente mediante una válvula reguladora en la descarga del compresor (Figura 10).

Es fundamental probar el compresor a diversas revoluciones para asegurar que no baje la presión de salida al bajar las revoluciones (7 000 rpm) y que no existan problemas de desbalanceo ni aumento de pérdidas a altas revoluciones (14 000 rpm). Para realizar estas pruebas podría usarse un motor de velocidad variable o un juego de poleas, aunque lo ideal sería contar con los dos instrumentos para poder hacer también pruebas a través de transitorios.

Los parámetros a calcular son los siguientes:

Velocidad:

$$V = \left(2 \cdot g \cdot (h_t - h_e) \cdot (\rho_m / \rho_a) \right)^{1/2}$$

dónde:

g es la aceleración de la gravedad
 h_t es la altura medida sobre el tubo de pitot
 h_e es la altura equivalente del manómetro
 ρ_m es la densidad de fluido manométrico
 ρ_a es la densidad del aire.

Gasto de aire:

$$Q = v \cdot A = V \cdot \pi \cdot D^2 / 4$$

dónde:

Q es el gasto de aire
V es la velocidad del aire
A es el área de la sección del ducto.

Densidad del aire a la salida del compresor:

$$\rho = P / (R_A \cdot T)$$

dónde:

ρ es la densidad del aire
P es la presión estática del aire
 R_A es la constante de gas ideal para el aire
T es la temperatura del aire

Gasto máxico:

$$M = Q \cdot \rho$$

Potencia producida:

$$W = (P_t - P_s) \cdot Q$$

dónde: P_t es la presión total a la salida
 P_s es la presión de succión.

Potencia consumida:

$$W_c = V_c \cdot I$$

dónde: V_c es el voltaje suministrado al motor que moverá al compresor
I es la corriente demandada por el motor.

Eficiencia:

$$\eta = W / W_c$$

Una vez conocidos estos parámetros, será mucho más sencillo predecir con certeza las condiciones de operación del motor una vez conectado el sistema al motor de la combi, con la ayuda del programa anterior.

Sobre el motor del automóvil sería conveniente realizar pruebas para determinar potencia, consumo específico de combustible y nivel de emisiones para tres condiciones diferentes: el motor en condiciones normales, el motor afinado y el motor con sobrealimentador. Es posible que se cuente con equipo adecuado para realizar estas mediciones experimentales con toda precisión, sin embargo, ante la posibilidad de que ello no fuere posible, existiría una manera simple de realizar las mediciones de manera aproximada.

- 1) La estimación de la potencia se puede lograr por medio de pruebas de aceleración al vehículo. Si se toma el tiempo que tarda en llegar a cierta velocidad, suponiendo un proceso de aceleración conocido (podría ser, por ejemplo, un movimiento uniforme acelerado), se tendrían todos los datos para calcular la potencia del motor durante la prueba.
- 2) Para estimar alguna mejoría en el consumo específico de

combustible se puede recurrir a la experiencia del manejador. Es de esperarse que el encargado de manejar advierta que 'rinde más la gasolina'. Se entiende que una información de este estilo no es cuantificable ni tendría la validez de pruebas hechas en un laboratorio, pero puede dar una idea de los resultados del proyecto.

III) Estudio de la Inyección de Aire en los Puertos de Salida

Como se señaló en la introducción, parte de los objetivos de este proyecto podrían lograrse mediante la inyección de aire en los puertos de salida de los gases de combustión. En la presente etapa, se ha dejado de lado esta posibilidad pues se desea fundamentalmente lograr el acoplamiento del compresor al motor y verificar las ventajas que con ello se obtienen. Sin embargo, a través de la válvula interruptora, se mantiene abierta la posibilidad del aprovechamiento de esta tecnología en una fase futura del proyecto. Esto es, para bajas cargas, el aire que no se entregue al motor podría mandarse a mezclar con los gases de escape. En este caso, son varios los puntos que deben tomarse en cuenta:

1) El lugar y el momento adecuado para realizar la inyección de aire. La inyección debe hacerse cerca de las válvulas de salida de los gases de la combustión para aprovechar la elevada temperatura de los gases en este punto y poder continuar el proceso de la combustión. Sin embargo, si se aumenta demasiado la presión del aire de inyección en un volumen cercano al puerto de salida se podría obstaculizar la expulsión aumentando el trabajo inútil consumido en esta etapa o, en el peor de los casos, interrumpir el ciclo y la marcha del motor (Herrin, Sakai y col., 1977).

2) La cantidad adecuada de aire a inyectar. La cantidad óptima de aire a inyectar deberá ser alrededor de un 20% de la masa de los gases de escape. Esto implica que será variable de acuerdo a la velocidad de giro del motor. Se hace indispensable un adecuado sistema de control del volumen de aire pues como explica Fetterson (1972) una cantidad menor influye muy poco en el nivel de emisiones y una cantidad mucho mayor podría incluso aumentar estos niveles.

DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

Cuando se estudian los efectos que tiene la baja en la densidad del aire sobre las condiciones de operación de los motores encendidos por chispa, resulta sorprendente encontrar que las pérdidas llegan a ser incluso mayores a la tercera parte de la potencia desarrollada a nivel del mar.

En épocas recientes, a partir del aumento en los precios de los combustibles, se ha experimentado con el uso de turbocompresores para motores pequeños pero no para contrarrestar los efectos de la baja densidad a grandes alturas, sino con el afán de obtener una mayor potencia de motores de desplazamiento reducido (Sulke, Davis, Marsh & Reyder, 1961).

Es comprensible el desinterés por parte de fabricantes y diseñadores pues son contadas las ciudades grandes en el mundo que se encuentran localizadas sobre los 1000 metros de altura. Sin embargo, en la ciudad de México, aunque el problema se conoce, nada se hace para resolverlo. El presente proyecto es una muestra de que el problema bien puede tener una solución que, comparada con el costo actual de los automóviles, resultaría económica, de fácil instalación y operación confiable.

A lo largo del desarrollo del proyecto, se han encontrado diversas dificultades. Uno de los mayores obstáculos ha sido sin duda el tener que proporcionar un gasto de aire tan grande como el que utiliza el motor la combustión estroglia. Este fenómeno determinó la necesidad de modificar el diseño original del compresor que se tenía pensado utilizar.

El gasto manejado influyó, por ejemplo, en el eliminar la válvula de salida del compresor y en el rediseño de los rotores para reducir el peso y facilitar el balanceo. Las altas velocidades de flujo determinadas tanto por el gasto como por la falta de válvula en la salida del compresor, influyeron en las pérdidas de presión por fricción en tuberías y conexiones. El flujo pulsante dentro de la tubería que conecta el compresor al carburador y los efectos que pudiera producir no se conocen aún completamente, sin embargo, se espera que no influya en el correcto desempeño del sistema.

Por lo que toca a los resultados, es fundamental tomar en cuenta las conclusiones obtenidas a partir de las gráficas que buscan predecir el comportamiento del motor sobrealimentado. Es especialmente interesante observar como la respuesta del motor sobrealimentado es muy cercana a la del motor operado a nivel del mar para velocidades superiores a las 3000 rpm. Este resultado implica que si se logra suministrar una cantidad suficiente de aire a la presión adecuada al motor, el aumento de potencia y la mejora en la operación serán considerables.

Por otra parte se espera que el sistema descrito entregue el aire

suficiente, a presión similar a la imperante a nivel del mar, a la boca del carburador. Esto, a diferencia de las instalaciones comunes de turbocargadores, se llevará a cabo sin requerirse muchas modificaciones, ni complejos sistemas de inyección de combustible ni cambios en las dimensiones de las piezas del motor pues, en principio, se estará trabajando en las condiciones originales de diseño. Existe, sin embargo, una condición que debe estudiarse con detenimiento. Se trata de las condiciones de operación del motor sobrealimentado al ser llevado al nivel del mar. En este caso se propone idear un mecanismo que interrumpa el funcionamiento del equipo sobrealimentador cuando la presión ambiente sobrepase cierto nivel. Se puede imaginar que un equipo de esta naturaleza resulta útil aún a nivel del mar pues en principio la potencia aumentará significativamente. Sin embargo hay los aspectos importantes a considerar:

1) Un aumento en la presión media efectiva significa un aumento en los esfuerzos que actúan en todas las partes mecánicas. Operando con una presión de admisión igual a la atmosférica, no existen esfuerzos superiores a los de diseño. Sin embargo, no se puede garantizar que las levas y el árbol de levas soportarán la operación continua sometidos a mayores esfuerzos.

2) Aún más importante es la posibilidad de cascabeleo debido a la autoignición de la mezcla. En motores de encendido por compresión el problema no se presenta (Millares de Imperial, 1965). Sin embargo, cuando se aumenta la presión de admisión más allá de la presión atmosférica en motores de encendido por chispa, debe vigilarse cuidadosamente la relación de compresión. De hecho los motores turboalimentados de encendido por chispa tienen relaciones de compresión menores a las de motores normalmente aspirados de similares características. Al respecto resulta ilustrativa la discusión que desarrolla Taylor (1936) sobre el motor Chrysler de 2.8 lt., donde el autor señala que un motor normalmente aspirado tiene una relación de compresión mayor que un motor de similar turboalimentado (8.4 contra 7.1). La mala calidad de los combustibles utilizados en México aumenta la posibilidad de que se presente este problema (Taylor, 1977).

Por otro lado, de acuerdo con los resultados de las evaluaciones se puede esperar un aumento considerable en la potencia desarrollada por el motor sin que se aumente el consumo de combustible lo cual reportaría también una mejora en el consumo específico de combustible.

Para cuantificar con precisión esta mejora así como la posible reducción en el nivel de emisiones, se requerirán varias pruebas con equipo más especializado al cual se espera tener acceso.

Sólo resta esperar que los resultados concuerden con las predicciones hechas en este trabajo y que exista interés por aprovechar este desarrollo para aplicarlo al menos en parte de los automóviles que transitan en la Ciudad de México con lo cual se podría tener un ambiente un poco más limpio y un ahorro considerable de combustibles.

Apéndice A

PROGRAMA

10 REM PROGRAMA PARA CALCULAR LAS CARACTERISTICAS DE OPERACION DE UN MOTOR
SOBREALIMENTADO

```

15 REM Se leen los datos de rpm del motor (N), potencia a nivel del mar (WM
    (hp)), presión equivalente perdida por fricción (FP (psi)), presión en el
    múltiple de admisión (BO (psi)), presión en el escape (PS (psi))
16 REM Y eficiencia del compresor (EF).
20 FOR I=1 TO 7
30 READ N(I), WM(I), FP(I), BO(I), PS(I)
40 NEXT I
45 REM Se piden las condiciones de temperatura (K) y presión ambiente (psi).
50 INPUT "TEMPERATURA AMBIENTE " T1:INPUT "PRESION ATMOSFERICA " P1
55 REM Se calcula la densidad del aire (R1 (kg/m3)).
60 R1=P1/(14.5*287*T1)*100
70 FOR I=1 TO 7
75 REM Para cada velocidad del motor, se calcula la temperatura del aire al
    salir del carburador (T2 (K)) tomando en cuenta la eficiencia del compresor
    y la caída de temperatura en el carburador.
80 T2 = T1 * (BO (I)/P1)^(1.4/1.4)
90 T2(I) = T2 * (TS-T1)/EF-25
95 REM La relación entre la densidad ambiente / la densidad del aire que entra
    al motor (RD) así como el valor de esta última (R0 (kg/m3)):
100 RD = BO(I) * T1/(P1*T2(I))
110 R0(I) = RD * R1
115 REM Potencia consumida por el compresor (HP (hp)), 0.0010793 es un factor
    que incluye al calor específico del aire, el volumen manejado por revolución
    del motor y el factor de conversión de unidades.
116 REM 0.0010793 = 1.005 (kJ/kgK) * 800*10^-6 (m3/rev) / 0.75 (hp/kW)
120 HP (I) = (TS - T1)*R0(I)*N(I)/EF* 0.0010793/60
121 REM Se calculan la presión media indicada (AIP (psi)) y al freno a nivel del
    mar (APB (psi)) y a partir de estas se encuentran la pmei, pmej (IP, BF
    (psi)) y potencia desarrollada en la Ciudad de México (MCW (hp)).
122 REM 0.24 es el porcentaje de pérdida de potencia debido a la menor densidad
    del aire. 8111.5656 es un factor que incluye al volumen desplazado por
    revolución del motor y el factor de conversión de unidades.
123 REM 8111.5656 = 4.938 (kPa*psi) * 800*10^-6 (m3/rev) / 60 (s/min) * 0.75
    (hp/kW)

```

```

124 APB (I) = WM (I) /N(I) * 3111.5959#
125 AIP(I) = FP(I)+APB(I)
126 IP(I)= AIP(I)*.76
128 BP(I) = APB(I)-.24 * AIP (I)
130 MCW (I) = BP(I) *N(I)/ 3111.5959#
124 REM Se calcula el aumento en la pmef (psi) debido al aumento de densidad al
sobrealimentar.
136 DI = IP(I)*(RD-1)
129 REM Se calcula la variación de la presión por bombeo al sobrealimentar (PM
(psi)) y la pérdida de presión equivalente al trabajo consumido por el
compresor (FM (psi)).
140 PM = BC(I) - PS (I)
130 FM = 3111.5656#*(HP(I)/ N(I))
155 REM Sumando estos valores equivalentes de presión se encuentra la ganancia
de presión equivalente al sobrealimentar (DB (psi)).
160 DF = PM-FM
170 DB = DI + DF
175 REM A partir de DB se calculan la pmef del motor sobrealimentado (DW (psi)),
el porcentaje de ganancia de potencia (PG) y la potencia desarrollada
por el motor sobrealimentado (WS (hp)).
180 DW(I) = DB + BP (I)
190 PG(I) = (DW(I)/BP(I)-1)*100
195 WS(I) = DW(I) *N(I) /3111.5656#
200 NEXT I
205 REM Se imprimen los resultados.
210 FOR I=1 TO 7
220 PRINT P1 (I) , AIP(I), APB(I), IP(I),BP(I), DW(I)
230 NEXT I
232 PRINT
234 FOR I =1 TO 7
236 PRINT WM (I), MCW(I), WS(I), HP(I)
238 NEXT I
240 DATA 1800, 20,14.6,11.6,11.6
250 DATA 2000, 27, 17.3, 12, 12.2
260 DATA 2500, 34, 19.7, 13.3,13
270 DATA 3000, 43, 22.2, 14.5,14
280 DATA 3500, 44, 24.9, 15.3,15
290 DATA 4000, 45.8, 27, 16,15
300 DATA 4500, 41.5,30.0, 15.3,15

```


Apéndice B

**FIGURAS
Y
GRAFICAS**

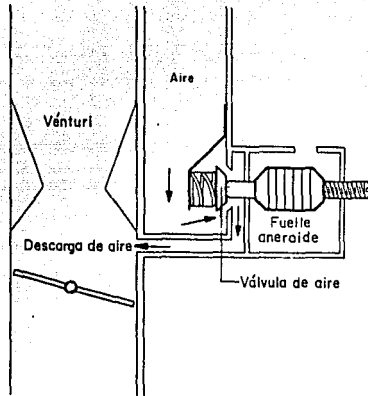
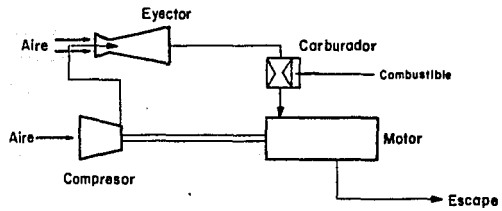
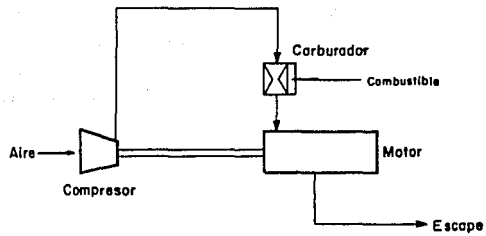


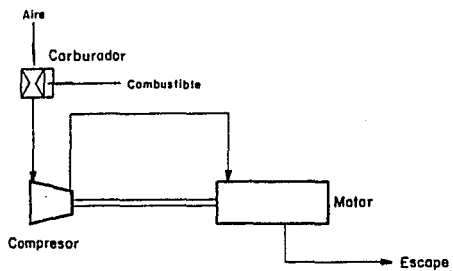
Fig 1 Compensador altimétrico típico



a) Primera opción



b) Segunda opción



c) Tercera opción

Fig 2 Diversos arreglos para sobrealimentar

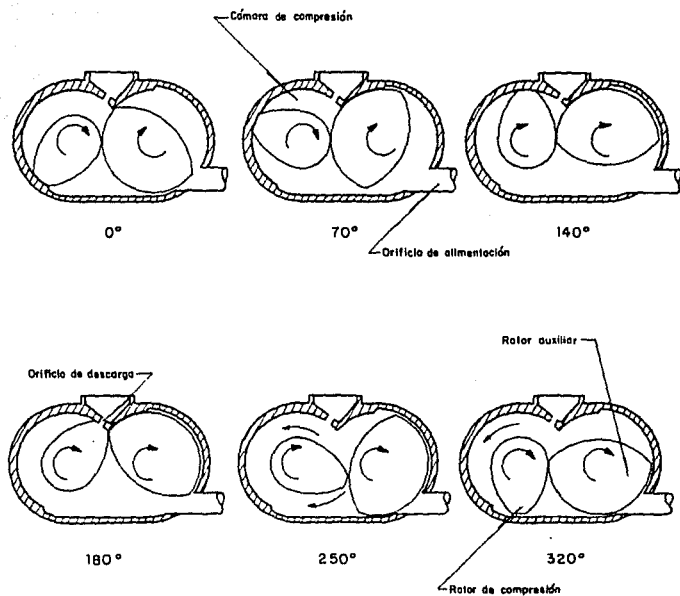


Fig 3 Secuencia de operación de compresor rotatorio

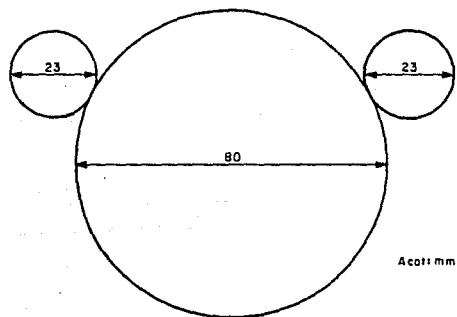
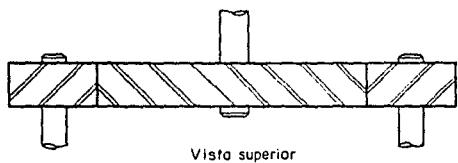


Fig 4 Disposición de los engranes dentro de la caja del sobrealimentador

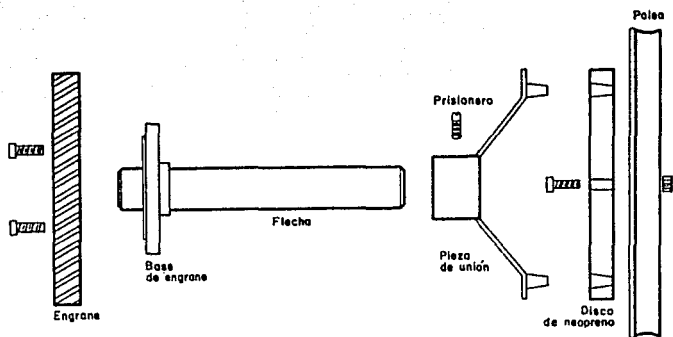


Fig 5 Diagrama del sistema de transmisión motriz al sobrealimentador

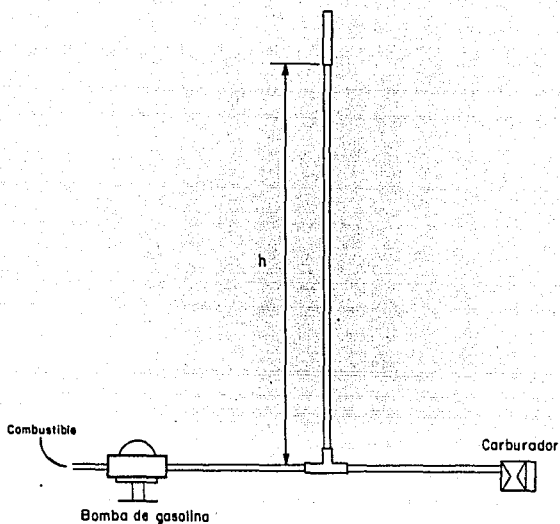


Fig 6 Sistema de medición de la presión desarrollada por la bomba de gasolina. h medida fue de 3.2

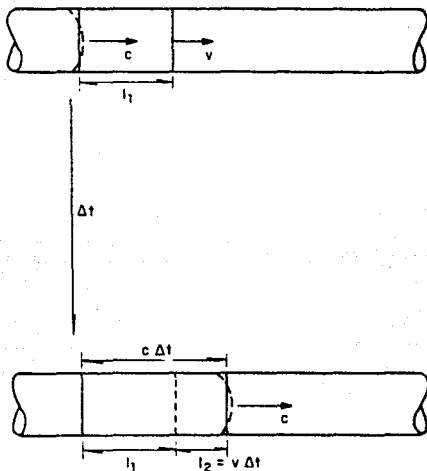
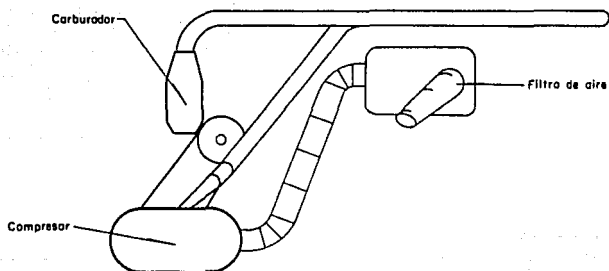
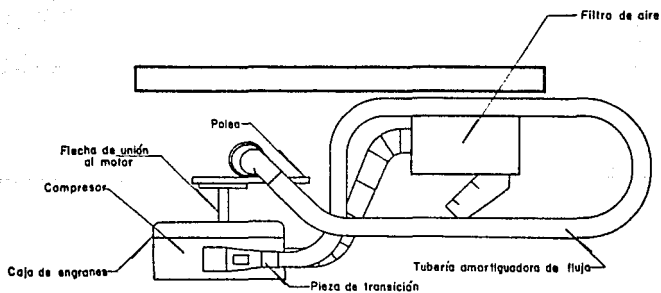


Figura 6-bis. Diagrama esquemático del fenómeno de expansión dentro de la tubería de unión entre el compresor y carburador para análisis de no retorno del flujo.



Vista Frontal



Vista superior

Fig 7 Acoplamiento al motor. Distribución de las partes del sistema sobrealimentador en el compartimento del motor del automóvil

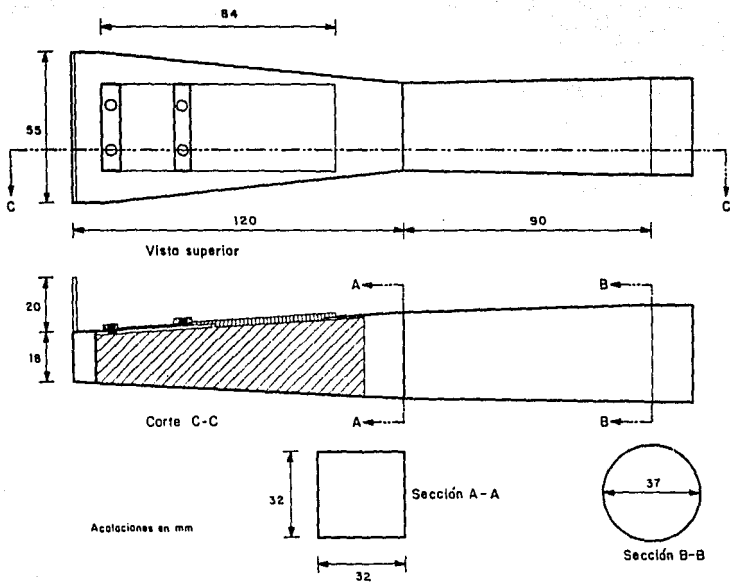


Fig B Diagrama de la pieza de transición a la salida del compresor

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

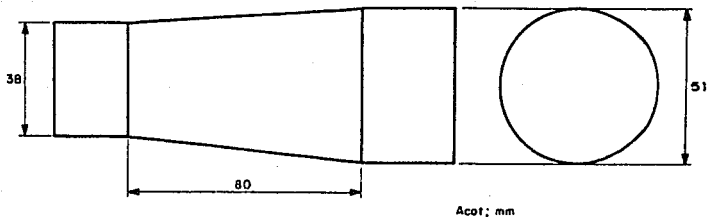
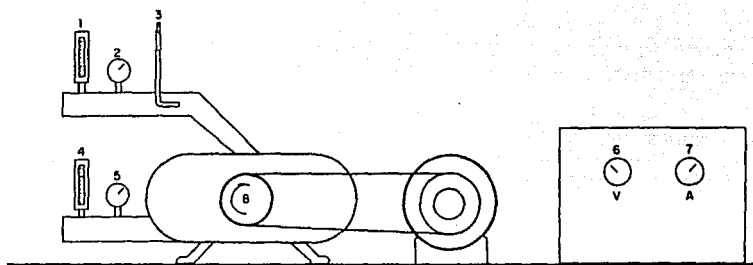
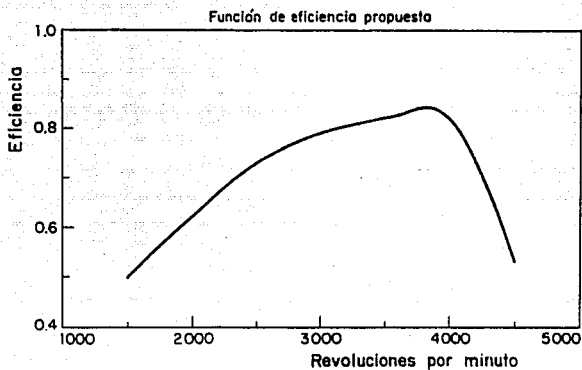


Fig 9 Vista lateral del difusor de unión de la tubería al carburador

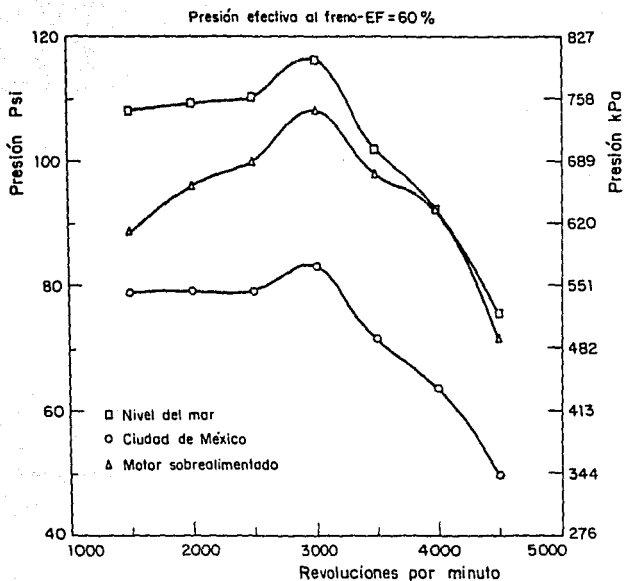


- 1 Temperatura del aire a la salida
- 2 Presión estática del aire a la salida
- 3 Presión dinámica aire a la salida
- 4 Temperatura del aire a la entrada
- 5 Presión de succión
- 6 Voltaje suministrado al motor
- 7 Corriente consumida por el motor
- 8 Revoluciones del compresor

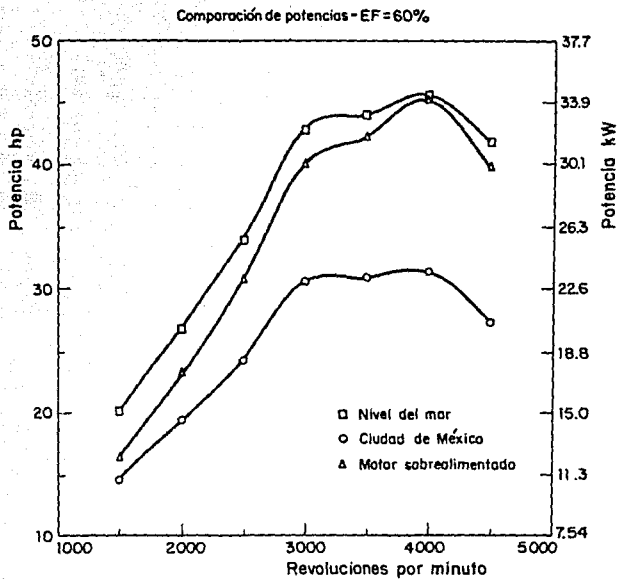
Fig 10 Diagrama de mediciones a realizar sobre el sobrealimentador para determinar sus características de operación



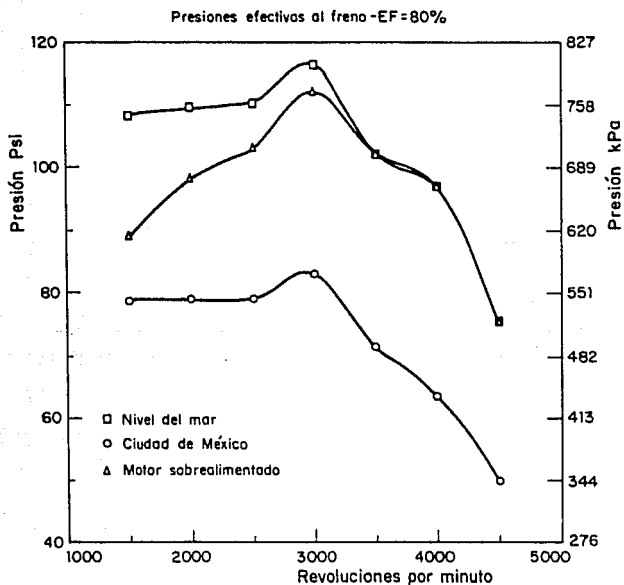
Gráfica 1. Variación supuesta de la eficiencia del equipo sobrealimentador en función de la velocidad del motor. Los valores de eficiencia se han supuesto con base en la forma general de las gráficas de eficiencia para compresores semejantes al utilizado.



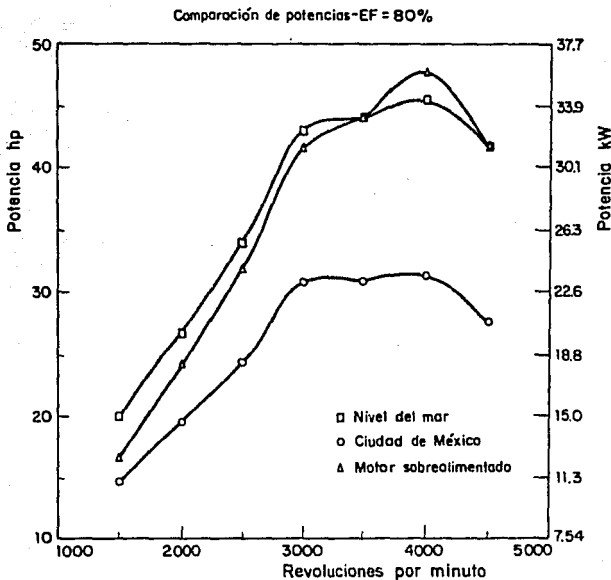
Gráfica 2. Presiones medias efecticas al freno desarrolladas por el motor en función de la velocidad del mismo para distintas condiciones: nivel del mar, en la Ciudad de México y para el motor sobrealimentado. Para el cálculo de los valores de presión se ha supuesto una eficiencia del equipo sobrealimentador igual a 60%.



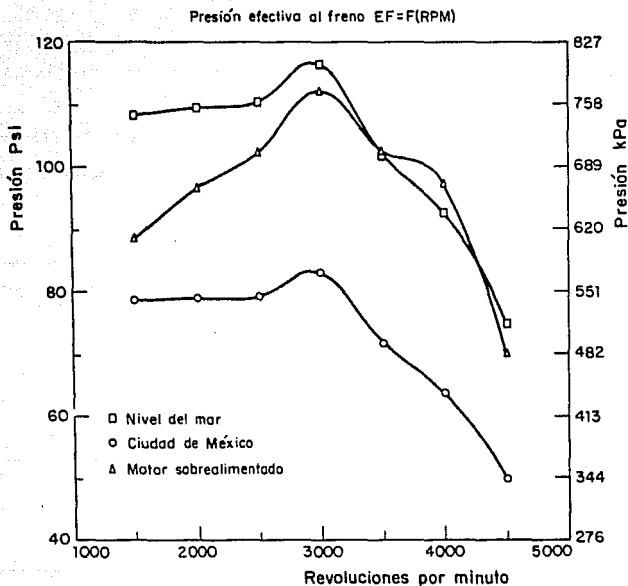
Gráfica 3. Potencias al freno desarrolladas por el motor en función de la velocidad del mismo para distintas condiciones. Para el cálculo de los valores de presión se ha supuesto una eficiencia constante del equipo sobrealimentador igual a 60%.



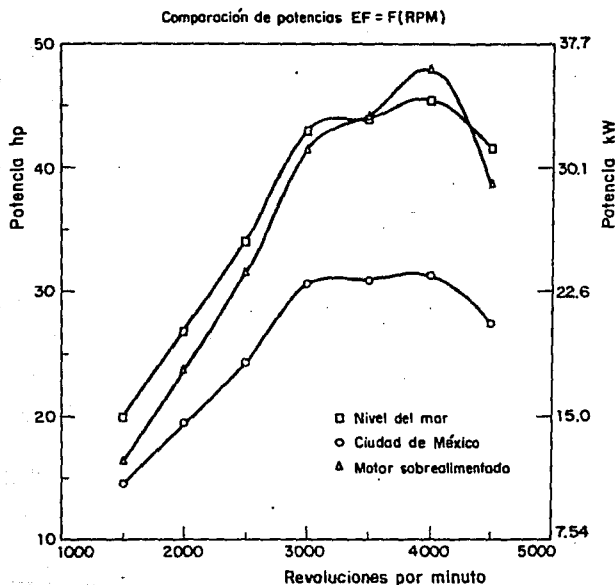
Gráfica 4. Presiones medias efectivas al freno desarrolladas por el motor en función de la velocidad del mismo para distintas condiciones: nivel del mar, en la Ciudad de México y para el motor sobrealimentado. Para el cálculo de los valores de presión se ha supuesto una eficiencia del equipo sobrealimentador igual a 80%.



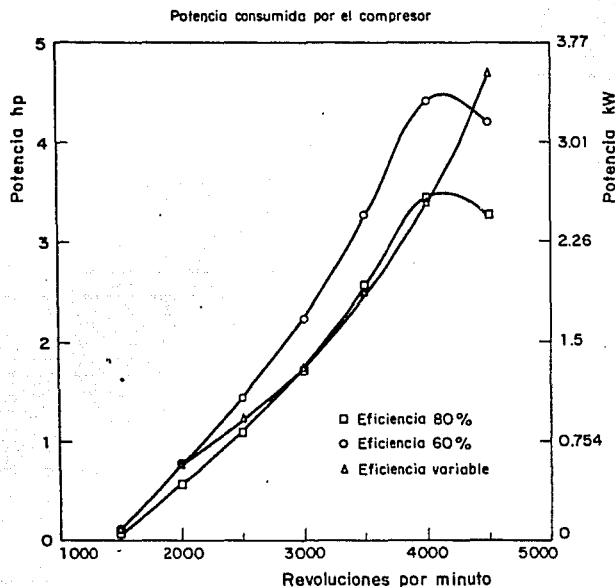
Gráfica 5. Potencias al freno desarrolladas por el motor en función de la velocidad del mismo para distintas condiciones. Para el cálculo de los valores de presión se ha supuesto una eficiencia constante del equipo sobrealimentador igual a 80%.



Gráfica 6. Presiones medias efectivas al freno desarrolladas por el motor en función de la velocidad del mismo para distintas condiciones. Para el cálculo de los valores de presión se ha supuesto una eficiencia del equipo sobrealimentador variable en función de la velocidad del motor de acuerdo a la función de la Gráfica 1.



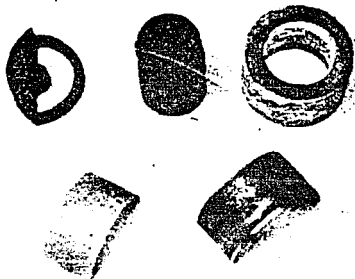
Gráfica 7. Potencias al freno desarrolladas por el motor en función de la velocidad del mismo para distintas condiciones. Para el cálculo de los valores de presión se ha supuesto una eficiencia variable de acuerdo a la función de la Gráfica 1.



Gráfica 8. Potencia consumida por el compresor en función de la velocidad del motor para diferentes valores supuestos de la eficiencia del compresor.

Apéndice C

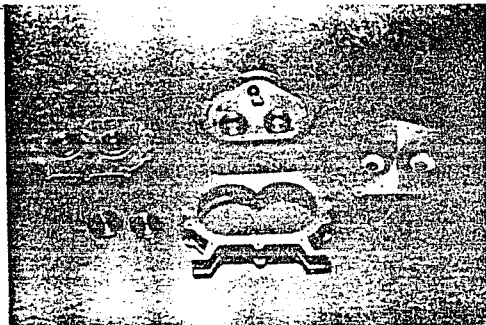
FOTOGRAFIAS



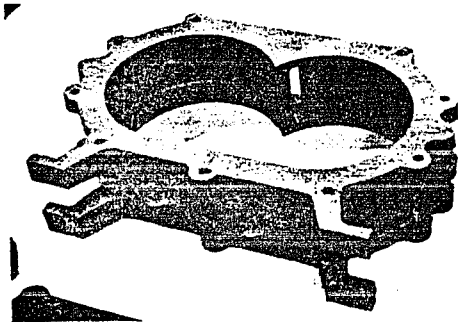
1. Materiales considerados para la fabricación de las partes del compresor: acero, celoron, nylon.



2. Aspecto de un trozo de celoron.



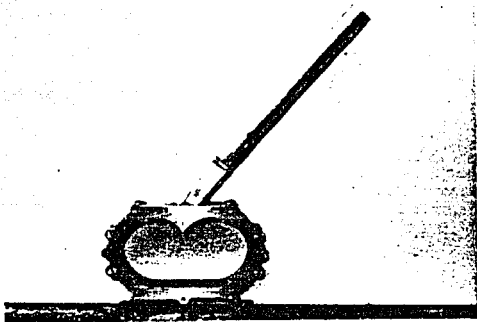
3. Tapas y carcaza hechas de aluminio para el sobrealimentador.



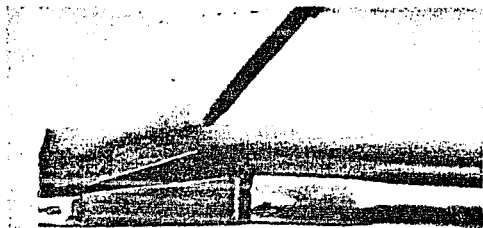
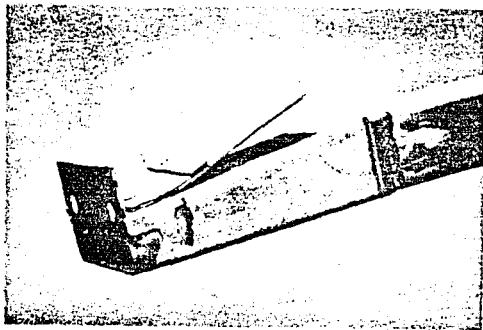
4. Detalle de la carcaza donde se aprecia el orificio de salida del aire.



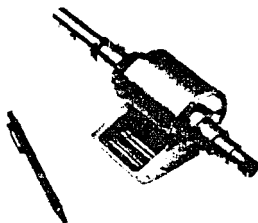
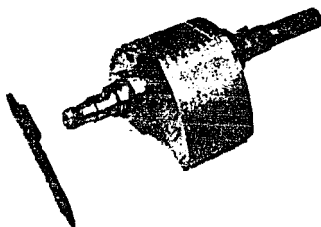
5. Posición de los rotores dentro de la carcasa del sobrealimentador.



6. Ubicación de la pieza de transición a la salida del sobrealimentador



7-8 . Detalles de la válvula-interruptor sobre la pieza de transición.



9 - 10 Detalles del rotor de compresión.

NOMENCLATURA

A	Area
c	Velocidad del sonido
D	Diámetro de la tubería
D _p	Pérdida de presión en la conexión del filtro al Compresor
f	Constante
g	Aceleración de la gravedad
h	Altura
K	Constante
K	Índice de expansión adiabático para el aire
L	Longitud total del ducto
l ₁	Longitud de la sección estudiada
l ₂	Variación de la longitud de la sección estudiada
l _s	l ₁ - l ₂
M	Número de Mach
n _c	Revoluciones del compresor
P	Presión
p*	Presión local de estancamiento
p _{meff}	Presión media efectiva al freno
p _{mei}	Presión media efectiva indicada
p _{meu}	Presión media efectiva de pérdida por fricción
Q	Gasto
R	Constante del gas ideal para el aire
R _v	Relación de velocidades entre el motor y el compresor
r	Relación de compresión
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura
t	Tiempo
V	Volumen
x	Constante
v	Velocidad
W	Potencia

Simbolos Griegos

ε _m	Rugosidad específica
Δp	Pérdida de presión en la tubería
η	Eficiencia
λ	Constante
ν	Viscosidad cinemática
ρ	Densidad

Subíndices

m	Nivel del mar
CM	Ciudad de México
o	Condiciones antes de la compresión
f	Condiciones después de la compresión
1	Condiciones al entrar en el carburador
2	Condiciones al salir del carburador
s	Condiciones al salir del compresor

BIBLIOGRAFIA.

- Adams, T.G., 1984, *Comparison of a Turbocharger to a Supercharger on a Spark Ignited engine*, En: Int. Conference of Fuel Efficient Power Trains and Vehicles. Vecon 84, Mechanical Engineering Publications Lim., London.
- Altshuler, A., 1985, *The Future of the Automobile*, The MIT Press, EUA.
- Anónimo, 1983, *Turboalimentadores: Información y Consejos para su Servicio y Reparación*, Automovil Internacional, Enfoque Tecnológico, 14: 14-18
- Baumeister, Theodore, Eugene A. Avallone & Theodore Baumeister III, 1981, *Marks, Manual del Ingeniero Mecánico*, McGraw-Hill, Octava edición, México.
- Benson, R.S., D.E. Winterbone & S.S. Shamsi, 1976, *A Real-Time Analogue Computer Simulation of a Turbocharged Diesel Engine*, ASME Publications, 76-WA/DGP-1.
- Benson, R.S., & N.D.White, 1979, *Internal Combustion Engines*, Vol. 2, Pergamon Press, London.
- Bulke, J., J. Davis, J. Marsh S. & L. Reyder, 1981, *Supercharging for Fuel Economy*, Automotive Engineering, 89 (6): 39-43
- Christensen, H., 1983, *Application of Gas Dynamic Functions for Steam Ejector Design*, Heat Transfer Engineering, 4 (4): 83-106.
- Dehaven, Daniel L. & Allan B. Platt, 1970, *System Study of Emission Control for Passenger Cars*, IEEE Transactions on System Science and Cybernetics, ssc-6 (4)
- Duffy, J.E., & H.B.Smith, 1987, *Auto Fuel Systems*, The Goodheart-Willcox Company, Inc., EUA.
- Elpern, David, 1982, *Turbocharger Transient Response Studied*, Automotive Engineering, 95 (1): 35-40
- Fox, Robert W. & Allan T. McDonald, 1981, *Introduction to Fluid Mechanics*, John Wiley & Sons, EUA.

- Halliday, David & Robert Resnick, 1974, *Fundamentals of Physics*, John Wiley & Sons, Inc., EUA.
- Herrin, R.J., Y. Sakai, Y. Nakagawa & S. Tange, 1977, *A Primer on Lean Thermal Reactors*, *Automotive Engineering*, May, 1977, 63 (5): 50-55.
- Idelchik, I.E., 1986, *Handbook of Hydraulic Resistance*, Hemisphere Publishing Corp., EUA.
- Levenspiel, Octave, 1986, *Engineering Flow and Heat Exchange*, Plenum Press, EUA.
- Manuales para el Taller CECSA, Volkswagen 1302S - 1600, 1984, CECSA, México.
- McRitchie, Margaret, 1982, *Programming in Basic, a Complete Course*, Holt, Rinehart and Winston of Canada Lim., Canadá.
- Millares de Imperial, J., 1985, *Turbo, Sobrealimentación de Motores Rápidos*, Ediciones CEAC,S.A., Biblioteca del Automóvil, España.
- Obert, Eduard F. & Burgess H. Jennings, 1964, *Internal Combustion Engines, Analysis and Practice*, International Textbook Company, EUA.
- Pettersen, D.J., 1972, *Thermal Reactors Work Better with Correct Air Intake*, *Automotive Engineering*, 80 (2): 26-29.
- Sekarm R.R., 1982, *A Primer on Charge Air Cooling*, *Automotive Engineering*, 90 (5): 28-35
- Scott, D. & J. Yamaguchi, 1980, *Supercharging Upgrades Economy Engines*, *Automotive Engineering*, International Viewpoints, 88 (11): 97-97.
- Scott, D. & J. Yamaguchi, 1982, *Supercharging And All-Drive Road Cars Gain Ground*, *Automotive Engineering*, International Viewpoint, 90 (7): 49-52
- Scott, D. & J. Yamaguchi, 1983, *Resonant Induction Boosts Turbo Engine Performance*, *Automotive Engineering*, International Viewpoint, 91 (10): 93-95.
- Timoney S. G., 1983, *Lube Oil Jet Improves Turbo Performance*, *Automotive Engineering*, 91 (1): 76-79.
- Taylor, Ch.F., 1986, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, Vol. 1, MIT Press, EUA.

Taylor, Ch.F., 1977, *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*, Vol. 2, 1a. Edición, MIT Press, EUA.

Uthoff, L. H. & J.W. Yakimow, 1987, *Turbocharger vs. Supercharging*, *Automotive Engineering*, 95 (1): 35-40.

White, Frank M., 1983, *Mecánica de Fluidos*, McGraw-Hill, México.

Wrausmann, R.C. & R.J. Smith, 1976, *Carburetor Altitude Compensation*, *Automotive Engineering*, 84 (2): 36-59-125.

Yamaguchi, J., 1983, *More Turbocharged Cars from Japan*, *Automotive Engineering, International Viewpoint*, 91 (1): 76-79.