



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN**

**DISEÑO DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO
ACCIONADO ELECTRICAMENTE PARA
SOBREALIMENTAR UN MOTOR A
GASOLINA DE 3000 CENTIMETROS
CUBICOS A 2200 METROS SOBRE EL
NIVEL DEL MAR**

T E S I S

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

P R E S E N T A :

FERNANDO CUAUHEMOC PEREZ SAAVEDRA

ASESOR: ING MARCOS BELISARIO GONZALEZ LORIA

COASESOR: ING REYES HUGO TORRES MERINO

COASESOR: ING. ALBINO ARTEAGA ESCAMILLA

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEXICO

2002

**TESIS CON
PAJLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

PAGINACION DISCONTINUA



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN
P R E S E N T E

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la FES Cuautitlán

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Diseño de un compresor centrífugo accionado eléctricamente para
sobrealimentar un motor a gasolina de 3000 centímetros cúbicos
a 2200 metros sobre el nivel del mar".

que presenta el pasante: Fernando Cuauhtémoc Pérez Saavedra
con número de cuenta: 9758592-9 para obtener el título de:
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 15 de noviembre de 2001.

PRESIDENTE	Ing. Javier Hernández Vega	
VOCAL	Ing. Carlos A. Martínez Pérez	
SECRETARIO	Ing. Marcos Bellisario González Loria	
PRIMER SUPLENTE	Ing. Gabriela López Sánchez	
SEGUNDO SUPLENTE	M. I. Víctor Hugo Hernández Gómez	

PRÓLOGO

El berrocal a vencer es, sin lugar a dudas, la labor más ardua, no sólo cuando hablamos de profesiones sino en la vida misma; considero necesario empezar con estas palabras, pues parte o mucho de este trabajo buscó vencer las barreras que solemos anteponer al emprender la empresa de un proyecto cuando hemos de partir de lo concreto, ya que son éstas, el principal impedimento para el éxito.

Partiendo de premisas abstractas se diseñó un sobrealimentador eléctrico para automóvil, en un modelo, necesariamente, matemático; teniendo, por fin, la consolidación de una base sólida y considerando que llevar el diseño del compresor de un terreno matemático a una realidad concreta contingente representaría restricciones que tal vez serían, en este momento, difíciles de no considerar para su desarrollo, se tomaron en cuenta todos estos elementos para un estudio acertado en el plano de la funcionalidad.

La finalidad de este trabajo, efectivamente, tomando en cuenta todas las dificultades fue el establecer las características esenciales y accidentales del diseño del sobrealimentador eléctrico.

Una vez realizado lo anterior, evitando el confinamiento del diseño del compresor eléctrico, a un campo meramente matemático, se traslada dicho diseño a una aplicación real de importancia utilitaria producto de la comparación de éste con los sobrealimentadores, tanto de turbina de gas como de accionamiento por el cigüeñal del motor.

De esta forma se dan a conocer las ventajas y desventajas de uno con los otros, sin embargo es necesario no olvidar las precisiones de porque de los tres sobrealimentadores el único que no es empleado por la industria automotriz es el referente al sobrealimentador a base de energía eléctrica.

Otra de las indicaciones que veo necesario realizar en este apartado es que este sobrealimentador no busca el incremento de la potencia del motor sino su función es el mantener la potencia del motor a cualquier altura, la cual debe estar en el parámetro del nivel del mar y los 2,200 m.s.n.m.

De lo mencionado líneas arriba, podemos desprender que el diseño del sobrealimentador eléctrico se consolidó de una manera matemática, la cual es posible.

En el terreno práctico-funcional hay impedimentos que debemos aún considerar y que en la actualidad no representan ventaja en la utilización de este modelo en la industria automotriz como son el incremento de la cantidad de energía que a su vez dificultaría la instalación en un automóvil, pues requeriría una mayor demanda de espacio para el alternador o alternadores que proporcionen dicha capacidad de energía.

Sin dejar a un lado, la posibilidad de que en un futuro dichos impedimentos dejen de serlo, en el presente, el trabajo deja en el ámbito de la ingeniería un estudio comparativo que da a conocer los problemas consecuencia de las limitaciones existentes de la actualidad y deja por otro lado la solución matemática, es decir, abstracta, necesaria para la construcción del sobrealimentador eléctrico, sirviendo de esta forma a los futuros universitarios que estén interesados en el análisis de la materia de las turbomáquinas.

El esfuerzo desempeñado por un universitario tanto en las aulas de estudio como fuera de ellas reflejan su constante trabajo y sobre todo enorgullecen su procedencia y enaltecen a la UNAM, ya que es precisamente lo que hace un universitario.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO 1	
SOBREALIMENTACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA	
1.1 Introducción	12
1.2 Tipos de sobrealimentación	15
1.3 Diferencias entre turbocargadores y supercargadores	22
1.4 Implicaciones de construcción en la sobrealimentación	30
CAPÍTULO 2	
DISEÑO DE UN TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO	
2.1 Introducción a las turbomáquinas	35
2.2 Clasificación de las turbomáquinas	36
2.3 Turbocompresores	44
2.4 El turbocompresor centrífugo	49
2.5 Deducción de la ecuación de Euler para las turbomáquinas generatrices	55

2.6 Relación de compresión en un turbocompresor	68
2.7 Cálculo de los turbocompresores radiales	78
2.8 Diseño de turbocompresor	89
2.9 Cálculo de válvula reguladora	126

CAPÍTULO 3

ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO

3.1 Motores de corriente continua	132
3.2 Motores de corriente continua con excitación en derivación, shunt o paralelo	137
3.3 Motores de corriente continua con excitación en serie	139
3.4 Motores de corriente continua compuestos	141
3.5 Equipo eléctrico requerido	144
3.6 Instalación eléctrica	148

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS ECONÓMICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO

4.1 Generalidades	151
4.2 Costo de turbocompresor	152

4.3 Costo del equipo eléctrico	153
4.4 Costo de la transmisión	155
4.5 Presupuesto total	156
CONCLUSIONES	157
GLOSARIO	164
ANEXOS	
Tabla 1	173
Tabla 2	179
Gráfica 1	180
Gráfica 2	181
Gráfica 3	182
Gráfica 4	183
Gráfica 5	184
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	185

INTRODUCCIÓN

Las máquinas térmicas motrices son dispositivos que funcionan debido a la transformación de energía calorífica en energía mecánica. Generalmente, la energía calorífica proviene de la combustión de algún compuesto químico que puede encontrarse en estado sólido, líquido o gaseoso. Para que la combustión exista es necesario que se presenten tres componentes que son, un combustible, un comburente y una cierta temperatura, llamada temperatura de ignición.

El combustible, por lo general es un hidrocarburo. El comburente lo forma el oxígeno. En motores diseñados para operar dentro de la atmósfera terrestre, el oxígeno se obtiene del aire, pero, para que una máquina térmica sea capaz de funcionar en una atmósfera carente de oxígeno, éste debe llevarse almacenado en el mismo vehículo automotor. En cuanto a la temperatura de ignición, puede alcanzarse por una chispa o por la simple compresión del fluido inflamable.

Los motores térmicos pueden ser alternativos, rotativos o de chorro, dependiendo de la forma en que sea aprovechable la energía mecánica.

Un motor alternativo convierte el movimiento lineal alternativo de sus partes móviles en movimiento rotacional. Los motores rotativos consisten en un rotor accionado directamente por la energía de un fluido. Y los motores de chorro aprovechan el empuje producido por la diferencia de presiones que sucede en el interior de una cámara de combustión.

Los motores térmicos existen en dos tipos: de combustión externa cuando el combustible es quemado fuera del volumen de trabajo, como es el caso de la máquina de vapor o, de combustión interna cuando ésta se presenta dentro del volumen de trabajo. En este último caso, el combustible forma parte del fluido de trabajo.

Por otra parte, los motores alternativos de combustión interna o endotérmicos se dividen en motores encendidos por chispa y motores encendidos por compresión. Un motor encendido por chispa funciona según el ciclo de Rudolph Otto mientras que un motor encendido por compresión se basa en el ciclo de Rudolph Diesel. Los motores encendidos por chispa pueden emplear diversos combustibles como gasolina, gas licuado de petróleo, gas natural, etanol y metanol.

Un motor alternativo, es básicamente un pistón que se desliza en el interior de un cilindro sellado en su parte superior por una pieza metálica llamada culata donde se forma una pequeña cámara de combustión. El pistón se encuentra conectado por su interior a una biela y a través de ésta al cigüeñal, que es la parte que finalmente entregará el movimiento rotacional.

Por lo tanto, debe entenderse que la biela y el cigüeñal son los elementos que transforman el movimiento alternativo en rotativo. Al cilindro debe ser introducida una mezcla combustible/comburente, lo que por lo general sucede gracias al diferencial de presión que existe entre las condiciones atmosféricas fuera del motor y el vacío que produce el pistón con su desplazamiento. Por su parte inferior, el motor es cerrado por un cárter y, por encima de la culata, por la tapa de punterías. Una vez confinada la mezcla o fluido de trabajo dentro del cilindro, es comprimida por el pistón ocupando solamente el volumen de la cámara de combustión; en este momento se registra un incremento en la presión y la temperatura de la mezcla mientras el volumen disminuye. A continuación, se inflama el fluido de trabajo, lo que proporcionará al pistón la suficiente fuerza para desplazarse en el cilindro y comunicarle este movimiento al cigüeñal.

Inmediatamente llegando el pistón al extremo opuesto, el cilindro quedará comunicado con la atmósfera al tiempo que el pistón se desplazará nuevamente hacia la cámara de combustión barriendo al exterior los gases producidos por la combustión. Este ciclo habrá de continuar repetidas veces para que el motor se mantenga en operación, componiéndose el ciclo por cuatro fases (admisión, compresión, explosión y escape).

Un motor puede realizar las cuatro fases directamente en el cilindro y entonces se dice que el motor es de cuatro tiempos.

Como a cada vez que el pistón recorre completamente el cilindro (es decir cuando realiza una carrera) corresponde media vuelta del cigüeñal, éste debe dar dos vueltas para que el motor complete su ciclo de cuatro tiempos.

Por otro lado, es posible que en un motor se lleven a cabo las mismas cuatro fases en dos espacios diferentes, esto es, cuando ocurre una fase en el cilindro, otra está sucediendo debajo de éste, en el cárter del motor y, de esta manera, el cigüeñal requiere dar solamente una vuelta para realizar el ciclo; es entonces que el motor recibe el nombre de motor de dos tiempos. Lo anterior podría indicar que al requerir de la mitad de revoluciones para entregar trabajo, el

motor de dos tiempos sea de mayor potencia y torque, lo cual está totalmente apartado de la realidad. La razón de esto es la construcción de los motores de dos tiempos; el pistón no se encarga de impulsar al exterior los gases quemados, y en su lugar, esta labor la realizan los gases frescos de combustible/comburente que, en cierta cantidad alcanzan a salir a la atmósfera sin ceder trabajo al pistón. Principalmente, se observan tres inconvenientes en un motor de dos tiempos, a saber, la emisión excesiva de hidrocarburos sin quemar, la menor entrega de potencia causada por el desaprovechamiento de una parte de mezcla fresca y, la menor lubricación del motor, ya que el aceite lubricante va incluido en el combustible y no existe un sistema dedicado a ello.

Cabe destacar que el desarrollo de esta obra se sustenta en el uso de un motor de gasolina de cuatro tiempos, por lo que en lo sucesivo sólo se hará referencia a éste en particular.

El fluido de trabajo es conducido desde el exterior por un ducto de admisión e introducido en el cilindro a través de la(s) válvula(s) de admisión que permanece abierta durante la carrera descendente del pistón desde su punto muerto superior a su punto muerto inferior. Acto seguido, la admisión se

cierra para que el pistón ascienda comprimiendo el fluido hasta su punto muerto superior, donde se presenta la ignición impulsando al pistón una vez más hacia el punto muerto inferior. Finalmente, las válvulas de escape han de abrirse y permitir que el pistón, a través de su carrera ascendente, expulse los gases quemados por un ducto hacia la atmósfera. Situado en el punto muerto superior, el pistón comenzará un nuevo ciclo, y así sucesivamente.

Es imprescindible que la admisión y el escape se encuentren siempre en perfecta sincronía para el correcto funcionamiento del motor; esto es posible por la acción del árbol de levas, componente que regula la apertura de las válvulas. El árbol de levas, por su parte, es gobernado por el giro del cigüeñal mediante engranes, bandas dentadas o cadena. Para controlar el cierre de válvulas se utilizan resortes helicoidales. El árbol de levas puede situarse en el bloque de cilindros o, como es más usual en la actualidad, en la culata del motor; las válvulas siempre se ubican en la culata, ya sea lateralmente o en la parte superior. En este último caso, las válvulas son accionadas directamente por el árbol de levas.

Respecto al encendido, se halla un sistema encargado de ello. La chispa proporciona una corriente eléctrica que fluye, bien desde un magneto o desde un Delco hacia una bujía enroscada en la culata donde ocurrirá un arco

eléctrico encargado de inflamar el fluido de trabajo. El Delco se compone de un ruptor, un distribuidor y un condensador, los cuales mandan el flujo eléctrico por el sistema de encendido. El Delco necesita también ser controlado por el giro del cigüeñal para producir el arco eléctrico en el momento oportuno y, puede conseguirse esto acoplando el Delco al árbol de levas o directamente al cigüeñal por medio de engranes. Sin embargo, la electrónica ha aportado enormes avances a esta tarea, tanto que en estos días existen módulos de encendido con control computarizado.

La alimentación del motor se confiaba anteriormente a un carburador. El carburador es un dispositivo basado en uno o varios Venturis en los que se emulsiona el combustible con el aire succionado por el motor. La cantidad de emulsión proporcionada por el sistema está determinada por el régimen de giro del motor y por la posición de una válvula de mariposa, localizada en el carburador y mandada por el pedal del acelerador. Este tipo de alimentación ha sido abandonado para dar cabida a la tecnología electrónica que ahora realiza la misma función empleando inyectores y una computadora, con las ventajas de una combustión más eficiente, de mayor rendimiento y mejor desempeño para el motor.

Adicionalmente, el motor se ve comprometido a operar dentro de un rango de temperatura óptimo. Para ello, existe un sistema de refrigeración que prácticamente lo forman una bomba de agua, pasajes internos en el motor, mangueras de hule, un intercambiador de calor o radiador, un ventilador axial, un termostato y algunos sensores e indicadores. Estos componentes se encuentran comunicados entre sí haciendo circular un líquido refrigerante por las partes más calientes del motor hacia el radiador donde comunicará su calor al medio circundante y, una vez que halla descendido su temperatura será impulsado de regreso al motor para extraerle calor.

La circulación del líquido refrigerante la asegura la bomba, mientras que la comunicación entre el motor y el radiador recae en el trabajo del termostato que, mantiene el circuito obstruido hasta que el motor alcanza su temperatura normal de funcionamiento. A cierta temperatura, el termostato se abre y permite que el calor cedido del motor al líquido pueda llegar al radiador. Si la elevación de temperatura continúa, un sensor cerrará el circuito eléctrico del ventilador para forzar el flujo de aire a través del radiador y evitar así que el motor pueda sobrecalentarse.

Existen también algunos motores refrigerados por aire y su funcionamiento se basa en la conducción de calor del motor al aire que lo rodea a través de aletas metálicas; para este tipo de refrigeración se precisa de un sistema de recirculación de aire, el cual puede ser un soplador centrífugo.

En un motor de cuatro tiempos existe además la necesidad de mantener lubricadas todas las partes móviles. Se diseña un sistema de lubricación basado en hacer circular por acción de una bomba, un aceite lubricante por el interior del motor para formar una película protectora contra el rozamiento. El aceite se encuentra en el cárter y de ahí es succionado e impulsado por la bomba, accionada por el cigüeñal.

Fuera del conjunto del motor, se monta un amortiguador de vibraciones en el extremo delantero del cigüeñal; este amortiguador es un disco de acero pesado cuya función es absorber las vibraciones transmitidas por el pistón al cigüeñal y evitar que se flexione éste último. El giro del cigüeñal lo recibe un volante de inercia situado detrás del motor. El volante de inercia tiene dos funciones: una, almacenar energía mecánica para darle continuidad y suavidad al cigüeñal entre uno y otro impulso provenientes del pistón, y otra, transmitir el

movimiento a las ruedas del vehículo, previa conversión en la transmisión y el grupo cónico diferencial.

Por último cabe destacar que un motor puede contener más de un cilindro, siendo el mayor hasta el momento, uno de dieciocho cilindros (para uso en automóviles). Evidentemente, es importante la forma en que se dispongan los cilindros, ya que un cigüeñal se comporta como una flecha a medida que crece su longitud. El motor de dieciocho cilindros está formado por tres bancos en forma de W. Otros motores pueden ser diseñados en línea, en V, horizontales opuestos (Boxer) o radiales, según las necesidades de utilización.

CAPÍTULO 1

SOBREALIMENTACIÓN DE MOTORES

DE COMBUSTIÓN INTERNA

1. SOBREALIMENTACIÓN DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

1.1 INTRODUCCIÓN

En un motor de combustión interna, el llenado de los cilindros se debe básicamente a la diferencia de presiones que existe entre la atmósfera y la succión que realizan los pistones. En este caso se dice que el tipo de motor es atmosférico. Este llenado de los cilindros determina algunas características del motor, como el torque y la potencia.

Como la presión atmosférica varía con la altura, el rendimiento volumétrico, y por tanto la potencia de cualquier máquina térmica cambia también. Esto obligó a que los diseñadores de motores de aviación incorporaran en éstos un sistema que mantuviera lo más constante posible el rendimiento volumétrico a cualquier altitud. Esta condición fue posible gracias a los dispositivos de compresión de aire, o sobrealimentación.

En los motores de aviación, la presión después del compresor no excede la

presión atmosférica a nivel del mar; lo que indica que la compresión de aire tiene como objetivo mantener la potencia ante las variaciones de altitud a que se ve sometida una aeronave.

Posteriormente, y debido al éxito que adquirieron los compresores en la aviación, se les adaptó a los motores térmicos de automoción terrestre con el objetivo de aumentar el rendimiento volumétrico, o sea, mejorar el llenado de los cilindros y así, obtener ciertas ventajas que serán explicadas más adelante.

La compresión de aire tiene características muy diferentes cuando se aplica a una u otra máquina térmica, debido a que la sobrealimentación, además de proporcionar aire a alta presión, también produce incremento de temperatura en el aire.

En un motor de ciclo Diesel tampoco se presenta problema alguno al ser sobrealimentado, ya que en este ciclo, el encendido se realiza gracias a la alta temperatura que alcanza la mezcla aire-combustible en la fase de compresión y por lo tanto, la elevación de temperatura que produce la sobrealimentación favorece la ignición de la mezcla, y con ello, el funcionamiento del motor.

En el caso de los motores encendidos por chispa, el límite máximo de

compresión en un sobrealimentador queda determinado por la tendencia a la detonación que adquiere el motor como resultado de la elevación de temperatura en las cámaras de combustión. Por lo tanto, generalmente después del compresor existe un intercambiador de calor para reducir la temperatura del aire y por tanto, su densidad, con lo que la sobrealimentación se vuelve más eficiente. Además, y con el mismo objetivo de evitar la detonación por exceso de temperatura, es de admitir que un motor sobrealimentado deberá poseer una relación de compresión menor que un motor atmosférico de igual cilindrada; esto evidentemente se consigue aumentando las dimensiones de las cámaras de combustión; y por otra parte, el motor sobrealimentado habrá de utilizar un combustible de alto octanaje. Adicionalmente, debido a que un motor encendido por chispa, cuando se sobrealimenta, queda sometido a esfuerzos mecánicos considerablemente mayores que un motor de aspiración natural, es necesario también que sea reforzado en las piezas que presentan mayor desgaste, ya sea aumentando sus dimensiones, o mediante el empleo de materiales de mayor calidad.

Finalmente, cabe destacar que entre las principales ventajas que proporciona la sobrealimentación, se halla el incremento de potencia sin alterar la cilindrada y la velocidad de giro de un motor; o dicho de otra forma, a

igualdad de potencia, un motor sobrealimentado requiere menor cilindrada que uno atmosférico, es decir puede ser más pequeño y ligero; y en el caso de motores que han de operar a elevadas altitudes (por encima de 2000 metros sobre el nivel del mar), la potencia se ve menos afectada por acción del enrarecimiento del aire; todo esto como resultado de una combustión más eficiente, por lo que también se reduce el nivel de emisiones contaminantes y en ocasiones mejora también el rendimiento, dependiendo del sistema sobrealimentador empleado.

1.2 TIPOS DE SOBREALIMENTACIÓN

1.2.1 COMPRESORES DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

Este tipo de compresores se denomina de desplazamiento positivo porque en cada ciclo de trabajo, el volumen de fluido queda confinado en una pequeña cámara para ser expulsado íntegramente en la fase correspondiente al escape. Por lo tanto, las pérdidas volumétricas son mínimas independientemente del régimen de giro.

Existen principalmente tres tipos de compresores de desplazamiento positivo,

entre ellos, los reciprocantes, los de lóbulos y los de paletas (Figura 1.1).

Generalmente, estos compresores son accionados por el mismo cigüeñal del motor mediante bandas, engranes o cadena; lo que hace notar que consumen una cantidad de potencia del motor para su operación, siendo ésta su principal desventaja. Sin embargo, en ocasiones es rentable su utilización, principalmente en motores que han de operar con un régimen de giro constantemente variable, ya que los compresores de desplazamiento positivo poseen una curva de sobrealimentación bastante plana.

Dentro de los compresores de lóbulos se clasifican diversos modelos, pero el más usual es el de tipo Roots que se asemeja a una bomba de engranes; solamente que aquí, cada lóbulo es accionado por un engrane lo que minimiza el rozamiento entre ellos. Además, el caudal de aire a presión suministrado es proporcional a la velocidad de giro, lo cual lo hace fácilmente adaptable a los requerimientos del motor en diferentes condiciones. Como inconvenientes se encuentran, la intensidad del sonido emitido, la extrema precisión que se requiere para su fabricación y la complejidad del sistema de mando. También existe el compresor de lóbulos tipo Lysholm con una eficiencia de hasta 90% pero es de costo muy elevado, por lo que su aplicación en automóviles es casi imposible.

El compresor recíprocante consiste en un pistón que se desliza dentro de un cilindro, succiona la carga por una válvula, la comprime y la expulsa por otra válvula. Por su peso y volumen no es utilizable en automóviles. Ha funcionado satisfactoriamente en motores industriales y casi siempre se acopla directamente al cigüeñal girando ambos a la misma velocidad.

El compresor de paletas está formado por un rotor excéntrico con movimiento en el interior de una carcasa; las paletas, unidas al rotor, sellan casi herméticamente con la carcasa debido a la fuerza centrífuga. Es de elaboración costosa y de gran tamaño, así que es poco práctica su instalación en vehículos.

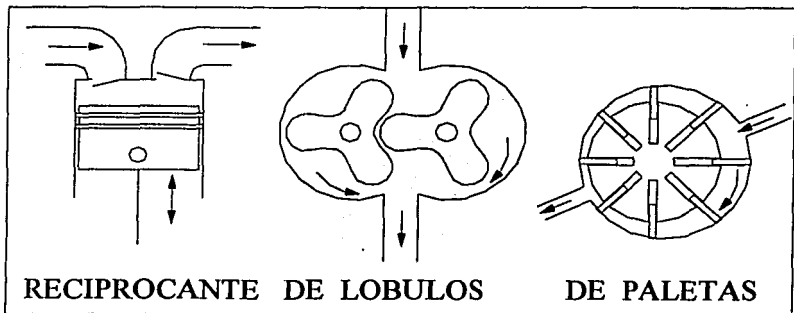


Figura 1.1 Compresores de desplazamiento positivo

1.2.2 COMPRESORES DINÁMICOS

En general, los compresores dinámicos se clasifican dentro de las turbomáquinas, lo que implica que son dispositivos con altas velocidades de trabajo. Su principio de funcionamiento se basa en succionar una cierta cantidad de fluido, acelerarlo a través de un rotor, e inmediatamente decelerarlo en un difusor, realizando así, una transformación de energía asociada a la velocidad en energía asociada a la presión, sin generación de turbulencia.

Básicamente, hay dos tipos de compresores dinámicos: los axiales y los centrífugos.

El compresor axial, mostrado en la Figura 1.2, es una clase de ventilador que, a través de su hélice succiona el fluido y lo dirige axialmente hacia su parte posterior. Posee una baja relación de compresión; esto hace necesario un diseño de varias etapas para obtener presiones relativamente altas.

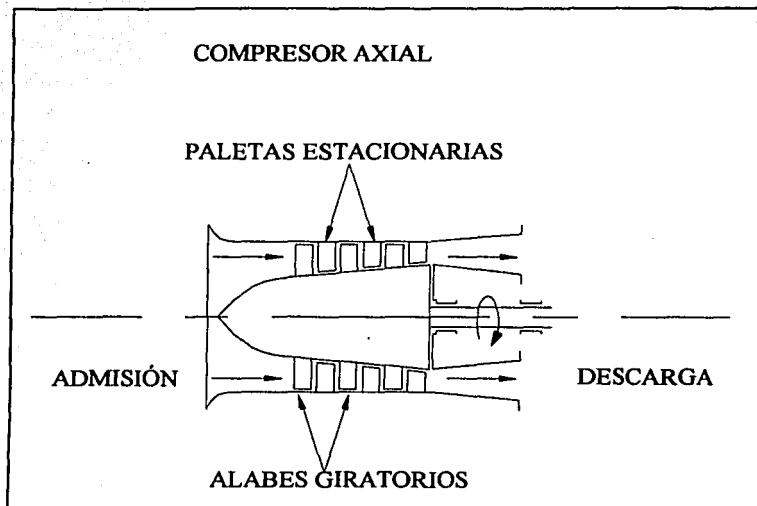


Figura 1.2 Compresor axial

Los compresores centrífugos (Figura 1.3), funcionan de forma muy parecida a las bombas centrífugas. El fluido entra axialmente por el centro del rotor, cambia de dirección en aproximadamente 90° , según el diseño de los álabes, y es dirigido radialmente para ser frenado súbitamente por un difusor, que se encargará de dirigirlo hacia el exterior. El difusor tiene forma de caracol o

voluta; característica que hace posible la rápida disminución de la velocidad del fluido para obtener un incremento en su presión.

Una característica muy peculiar de los compresores centrifugos es que, el volumen de aire a presión entregado varia aproximadamente en forma proporcional al cuadrado de la velocidad de giro, por lo que al disminuir la velocidad del motor, el nivel de sobrealimentación se reduce drásticamente. Esto significa que para conseguir una alta presión de descarga, el compresor deberá girar a velocidades sumamente altas. Dicho lo anterior, se acepta el hecho de que es casi imposible lograr un accionamiento a través del cigüeñal. La mejor manera de hacer girar rápidamente un compresor centrifugo es por medio de una turbina de gas expuesta a la tubería de escape del motor, siempre que se desee conseguir una alta sobrealimentación. De otra forma, para acoplar un compresor centrifugo al cigüeñal es indispensable contar con un sistema de transmisión, con los inconvenientes del aumento en tamaño, las pérdidas por fricción entre más partes móviles y la complejidad de construcción.

A favor, un compresor de este tipo presenta una aceptable sencillez mecánica y por ende, su mantenimiento se simplifica en gran medida. En cuanto a su

eficiencia, ésta supera en ocasiones el 80%. Consecuentemente, los compresores centrífugos conectados a una turbina de gas se hallan actualmente muy difundidos en automóviles de competencia en los que la velocidad de giro de los motores permanece a altos regímenes durante largos periodos de tiempo. También, son adecuados en motores alternativos de aviación, porque tanto la velocidad como la carga de trabajo de las aeronaves son casi invariables.

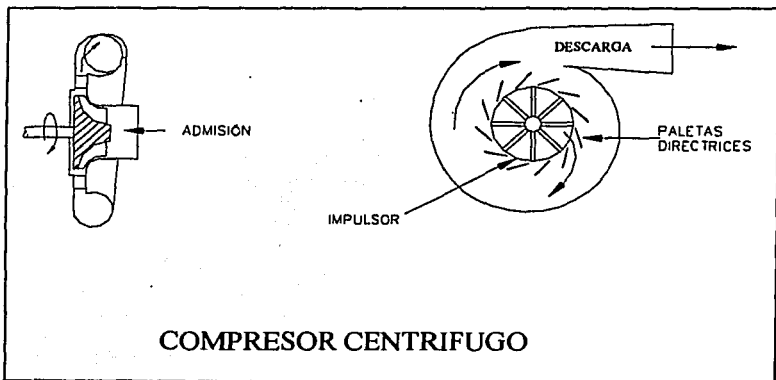


Figura 1.3 Compresor centrífugo

1.3 DIFERENCIAS ENTRE TURBOCARGADORES Y SUPERCARGADORES.

Se ha dicho ya que existen dos clases de compresores, los de desplazamiento positivo y los dinámicos. Ahora hay que definir las características, ventajas y desventajas de cada uno. En más de una ocasión han tenido lugar algunas preguntas como ¿por qué es más usual el turbocargador?, ¿por qué la mayoría de los supercargadores emplean un compresor tipo Roots? ó ¿cuál es mejor, el turbo o el supercargador? El objetivo de este apartado es tratar de responder a estas y otras preguntas comunes en el medio automovilístico.

Tanto el turbocargador como el supercargador tienen la finalidad de sobrealimentar un motor y para ello incorporan un compresor. Las diferencias entre utilizar uno u otro complejo sobrealimentador las determina el mismo motor; dependiendo de la aplicación que se le dé al motor térmico y de las condiciones en que se haga funcionar, se tratará de un motor turbo o supercargado.

1.3.1 SUPERCARGADORES

Los compresores de desplazamiento positivo entregan en su descarga un fluido con presión casi constante desde su puesta en movimiento hasta alcanzar la velocidad nominal. Lo único que varía conforme a la velocidad de operación del compresor es el caudal suministrado. Esto, obviamente los convierte en sistemas de sobrealimentación idóneos para cualquier máquina térmica, sea alternativa o rotativa puesto que, si el motor se encuentra girando a baja o a alta velocidad, la cantidad de fluido entregado será suficiente para mantener un torque alto. Otra ventaja en estos compresores es su baja velocidad de funcionamiento (normalmente la misma del motor). La temperatura que alcanzan los compresores de desplazamiento positivo es debida únicamente a la fricción de sus partes móviles y la acción de compresión del aire. Estas dos últimas características hacen de estos compresores, dispositivos con un desgaste irrelevante y como consecuencia, de extensa vida útil.

Por la otra cara se observa que para su accionamiento se requiere indiscutiblemente acoplar el compresor a un sistema móvil capaz de vencer la inercia y la fricción entre sus partes móviles; la única forma de lograr esto es

aprovechando la potencia del motor térmico mediante la polea del cigüeñal y de algunas bandas. Este método de acoplamiento compresor/motor, hace que para poner en marcha y mantener en operación el primero se le tenga que sustraer una fracción de potencia al segundo. Cuando se dispone de este medio de sobrealimentación, se dice que el motor térmico es supercargado. Debido al gran número de componentes, los supercargadores precisan de un mantenimiento más complejo y cuidadoso, además de presentar construcciones muy voluminosas, dificultándose tanto su instalación como las reparaciones necesarias. Como un punto más en contra están las emisiones sonoras de estos compresores.

En conclusión, un motor es apto para supercargarse cuando la prioridad es obtener curvas de sobrealimentación y de par motor con muy poca pendiente, es decir el motor supercargado tiene la capacidad de trabajar bajo carga en una amplia gama de velocidades, como es el caso de algunos vehículos con motor Diesel para pasaje y carga que circulan, por ejemplo, sobre caminos sinuosos y donde es grato contar con un torque alto sin necesidad de recurrir con demasía a la transmisión.

En la Figura 1.4 se muestra una gráfica representativa del comportamiento de un compresor de desplazamiento positivo, que por lo general se emplea en los supercargadores. En la figura se observa que la presión de descarga es muy poco variable conforme aumenta la velocidad de giro del compresor.

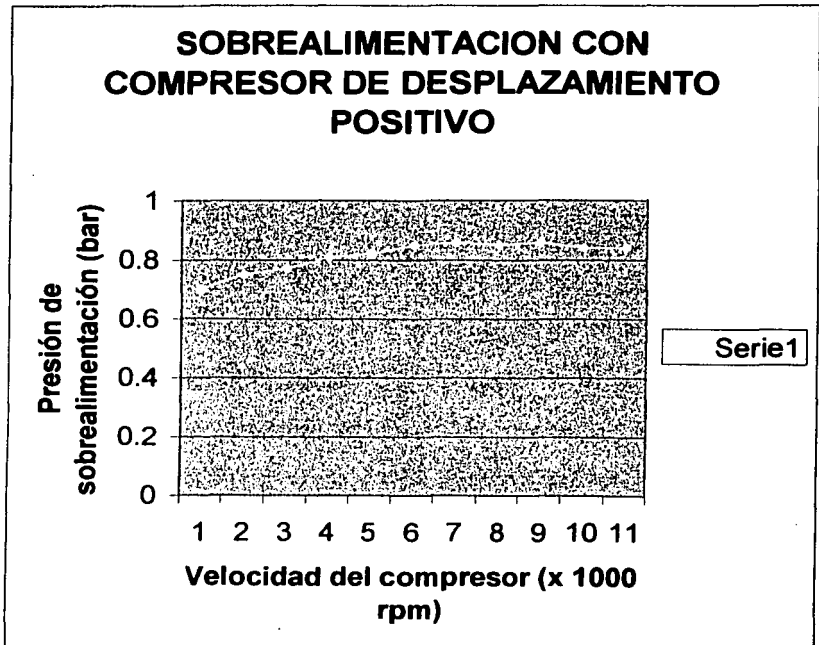


Figura 1.4 Comportamiento de un compresor de desplazamiento positivo

1.3.2 TURBOCARGADORES

Los compresores dinámicos son dispositivos que para proveer una alta presión de salida deben girar a velocidades descomunales, pudiendo ser del orden de 150 000 rpm o más. Para uso en automotores, es evidente que la utilización de un compresor axial es casi imposible, puesto que la relación de presión es muy baja, a no ser que existan dos o más escalonamientos y, de ser así, el tamaño de la máquina superaría con creces el volumen disponible para su alojamiento. Los compresores axiales son, por tanto, reservados para uso aeronáutico. En cuanto a los compresores centrífugos, una de sus mejores bazas es la alta presión de salida que proporcionan, siempre que se les haga operar a alta velocidad; pero al disminuir su régimen de giro disminuye también la presión de sobrealimentación. Estos compresores son correctamente accionados por un elemento capaz de acelerarlos a niveles extremos, como ocurre con una turbina de gas. Esta turbina tiene la característica de estar sujeta a los cambios de presión y caudal del escape del motor térmico, por lo que al decrecer la cantidad de gases en el escape, la turbina se decelera y, por consiguiente el compresor centrífugo baja la presión de salida suspendiendo la sobrealimentación. Adicionalmente, esta exposición de las turbinas a las altas temperaturas de los gases quemados, las hacen susceptibles al desgaste

ocasionado por termofluencia. Cuando se emplea este sistema de compresor accionado por turbina, el dispositivo se denomina turbocargador; este sistema era en un principio muy utilizado únicamente en automóviles de competencia que, como fácilmente se deduce mantienen sus motores en una gama de velocidades muy estrecha, la mayor parte del tiempo al máximo que sea capaz de soportar la mecánica en cuestión. Sin embargo, con el paso de los años, se ha descubierto que por sus tamaños muy compactos, los turbocargadores son aceptados por motores de cualquier clase, como automóviles tradicionales. Por otro lado, la tendencia a hacer un uso más extensivo del turbo se debe a la importancia que ha adquirido últimamente el aprovechamiento y transformación de energías residuales para producir trabajo útil.

En la Figura 1.5 se grafica la presión de sobrealimentación de un compresor centrífugo en función de la velocidad de giro del mismo. En muchas ocasiones los turbocargadores emplean este tipo de compresores.

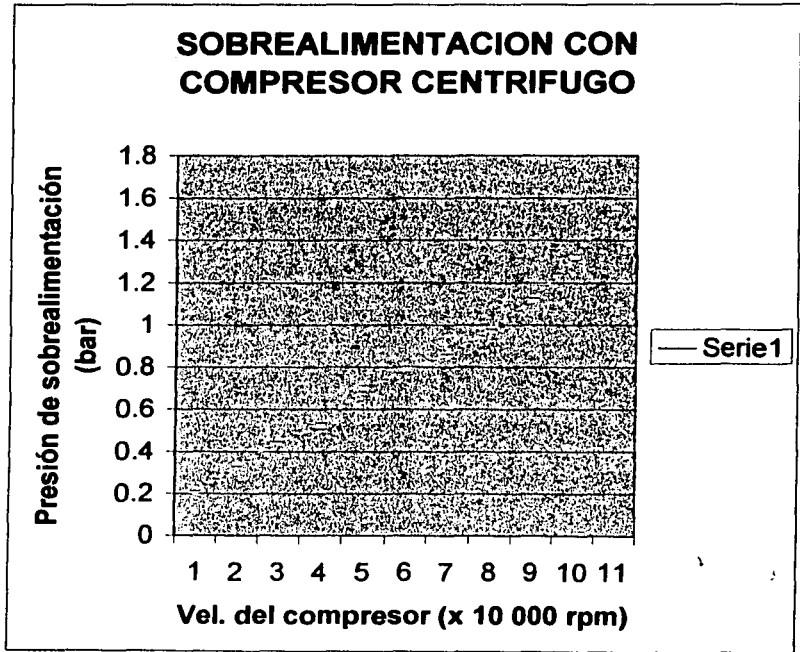


Figura 1.5 Comportamiento de un compresor centrifugo

1.4 IMPLICACIONES DE CONSTRUCCIÓN EN LA SOBREALIMENTACIÓN

Cuando se plantea sobrealimentar un motor, lo ideal siempre ha sido que tanto el vehículo como el compresor sean diseñados simultáneamente y se instalen en el automóvil en la misma planta de ensamble. De esta forma, además del motor, todo el conjunto del vehículo se construye acorde con las necesidades que plantea el incremento en el desempeño, consecuencia de la sobrealimentación.

Sin embargo, hoy en día, debido a que los automóviles son objeto de múltiples y constantes modernizaciones tecnológicas, y por lo tanto se construyen con altos índices de calidad, es posible internar en los fosos casi cualquier automóvil por unos días con el fin de convertirlo en un vehículo de alto desempeño. Lo anterior es posible siempre que exista en el mercado un *kit* para ser adaptado a un automóvil determinado, aunado a algunas modificaciones en partes clave de la plataforma.

Independientemente de si el motor se sobrealimenta por el fabricante o en forma de adaptación, el vehículo en general deberá contar con ciertas

características de construcción.

En cuanto al motor, es conveniente que su relación de compresión sea baja, entendiéndose que deba ser inferior a 9:1 con motivo de reducir la tendencia a la detonación por exceso de temperatura en los cilindros; este requisito es fácil de conseguir empleando una culata con mayor volumen en las cámaras de combustión, con el uso de pistones de coronas cóncavas, o también incorporando una junta de separación entre el bloque de cilindros y la culata. Cuando la sobrealimentación es mayor a 1 bar, es aconsejable aumentar la resistencia de las principales partes de un motor, como pistones, bielas, cigüeñal, válvulas, resortes y árboles de levas; tal aumento de resistencia puede proporcionarlo, ya sea una mayor robustez de las piezas, o la elección de materiales de alta calidad. Con la intención de minimizar los efectos de las altas temperaturas del aire a presión, es necesario que el sistema de alimentación suministre un combustible con alto índice de octanaje, teniendo éste que ser mayor conforme sea más poderosa la sobrealimentación empleada. Respecto a esto último, hay que notar que la tendencia en la actualidad se inclina a la fabricación de motores con alta relación de compresión o de motores sobrealimentados, esto con la premisa de aumentar la eficiencia de las máquinas térmicas, y por esta razón es imprescindible la

correcta selección del combustible a emplear en este tipo de motores. Comprendido ya que la sobrealimentación es introducir en los cilindros un caudal másico de aire mayor al que el motor puede aspirar naturalmente, es de suponerse que si el flujo de aire es considerablemente elevado, es necesario también incrementar la cantidad de combustible provisto por el sistema de alimentación para evitar que la mezcla se empobrezca demasiado. Para este cometido, debe emplearse una bomba de combustible con mayor presión de descarga con lo que los inyectores dejarán pasar una cantidad mayor de fluido a los cilindros, siendo regulados el tiempo y la frecuencia de apertura de los inyectores por la computadora de control. Pasando al sistema de encendido, se ha descubierto que existe cierta dificultad para que se produzca el arco eléctrico cuando la presión en los cilindros es alta por lo que para mantener la chispa eléctrica puede optarse por dos soluciones, una, reducir el entrehierro de las bujías, y otra, utilizar un sistema de encendido de voltaje incrementado, que a su vez implica el uso de cables de bujías de mayor calidad de conducción y aislamiento. Por último, para poder desalojar una mayor cantidad de gases quemados, el sistema de escape debe presentar la menor contrapresión posible mediante el montaje de un silenciador de alto flujo y/o tuberías de escape con mayor área de sección transversal.

En lo que se refiere al resto del vehículo, la puesta a punto comprende principalmente el sistema de frenos y la suspensión. El sistema de frenos deberá ser capaz de controlar sin problemas el incremento en la potencia y el par motor de la planta motriz sobrealimentada para lo cual se pueden considerar dos soluciones, emplear discos de mayor diámetro y ventilados, por un lado, y por otro, el uso de pastillas de fricción con material de alta resistencia al calor, por ejemplo, fibra de carbono. En el sistema de suspensión son tres elementos vitales que deben recibir una especial atención en cualquier vehículo de alto desempeño. Primero, se hace indispensable la instalación de una barra estabilizadora encargada de aumentar la capacidad de curvado con un cierto exceso de par motor en el eje de tracción. Segundo, para obtener una mayor adherencia y para mantener al vehículo apoyado sobre el suelo bajo cualquier condición, es recomendable pensar en un juego de resortes y amortiguadores con mayor dureza y resistencia a la fatiga. Tercero, es conveniente el montaje de neumáticos anchos (con un mínimo de 195 mm de pared a pared) y con código de alta velocidad, preferentemente de código Z.

CAPÍTULO 2

DISEÑO DE UN TURBOCOMPRESOR

CENTRÍFUGO

2. DISEÑO DE UN TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

2.1 INTRODUCCIÓN A LAS TURBOMÁQUINAS

Todos los dispositivos mecánicos en los que interviene un tipo de fluido para hacer posible la transformación de energía pueden agruparse dentro de las *máquinas de fluido*. Una *máquina de fluido* puede absorber energía de un fluido y transformarla en energía mecánica transmitida a un eje o directamente al conjunto de la máquina; o de forma inversa, puede transmitir a un fluido la energía mecánica de un eje.

Las máquinas de fluido se dividen en turbomáquinas y máquinas de desplazamiento positivo. Las turbomáquinas comprenden a todas las máquinas que tienen un eje y un rodete para la transformación de la energía, como las turbinas de gas y de vapor, los turbocompresores y las bombas centrífugas. El grupo de las máquinas de desplazamiento positivo está formado por los dispositivos en los que las pérdidas volumétricas son casi nulas y donde el fluido de trabajo queda confinado dentro de la máquina experimentando cambios de presión conforme varía el volumen de la máquina; esto sin que la

variación del momento cinético del fluido sea de importancia, como en el caso de las bombas y los motores de émbolo, los motores y los compresores de lóbulos, los compresores de paletas y las bombas de engranes.

El principio de funcionamiento de toda turbomáquina se debe a la variación del momento cinético del fluido al circular por el rodete, elemento intercambiador de energía. Por lo tanto, para el estudio de las turbomáquinas es indispensable la ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas.

2.2 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBOMÁQUINAS

2.2.1 COMPRESIBILIDAD DEL FLUIDO

Las turbomáquinas se pueden clasificar de acuerdo a varios aspectos de operación y construcción. El primero de ellos es la compresibilidad del fluido. Según esta propiedad de los fluidos, las turbomáquinas pueden ser turbomáquinas térmicas y turbomáquinas hidráulicas.

Atendiendo a la etimología de la palabra hidráulica, podría pensarse que las turbomáquinas hidráulicas son aquellas que operan con agua. Sin embargo, estas máquinas no corresponden necesariamente a los dispositivos en los que el fluido de trabajo es agua, tampoco a los que funcionan con un fluido líquido. La denominación de turbomáquinas hidráulicas indica que las máquinas a las que se hace mención reciben o ceden energía a un fluido del que se puede despreciar la compresibilidad, independientemente de si es líquido o gas. En general, entran en el grupo de las turbomáquinas hidráulicas las bombas centrífugas debido a que la compresibilidad de cualquier líquido puede considerarse nula; aunque estrictamente hablando todos los cuerpos son compresibles, sean sólidos, líquidos o gases.

Por el contrario, en una turbomáquina térmica la compresibilidad del fluido no puede despreciarse. Se clasifican como turbomáquinas térmicas, todas las máquinas en las que el fluido, en su paso por el rodete experimenta una considerable variación en su volumen específico. Es el caso de este tipo de turbomáquinas el de las turbinas de gas y de vapor y los turbocompresores.

Sin embargo, existe la posibilidad de diseñar un ventilador con baja presión de descarga, donde el fluido, en este caso un gas como el aire, apenas sufre una

ligera variación en su volumen específico. Siendo este el caso, la compresibilidad del gas se puede despreciar en los cálculos de diseño y entonces el diseño del turboventilador puede realizarse satisfactoriamente obedeciendo a las leyes que rigen a una turbomáquina hidráulica. En consecuencia, hay turbomáquinas que operan con gases y, a pesar de esto, pueden clasificarse dentro del grupo de las turbomáquinas hidráulicas.

2.2.2 TRANSFORMACIÓN DE ENERGÍA

Como ya se vio anteriormente, en una turbomáquina el fluido puede recibir energía del rodete de la máquina o, comunicársela al mismo. De acuerdo a este criterio, las turbomáquinas se clasifican en turbomáquinas motrices y turbomáquinas generatrices.

En una turbomáquina motriz, el fluido entra en la máquina con una cantidad de energía y se la transfiere al rodete, elemento encargado de transformar esa energía en energía mecánica, finalmente entregada por el eje de la máquina. Esta energía mecánica en el eje puede ser aprovechada, por ejemplo, para accionar un generador de energía eléctrica. Son turbomáquinas motrices las turbinas de vapor y de gas.

En una turbomáquina generatriz, la transferencia de energía ocurre en sentido inverso. La máquina posee ya una energía mecánica en el rodete, misma que le será transferida al fluido de trabajo cuando circule a través del rodete. El fluido, en la descarga de la máquina será expulsado con energía cinética y energía asociada a su presión. Pertenecen a las turbomáquinas generatrices, las bombas centrífugas y los turbocompresores.

2.2.3 EL FLUIDO A TRAVÉS DEL RODETE

Una tercera forma de clasificar a las turbomáquinas, es según la dirección que toma el fluido al atravesar el rodete de la máquina.

El flujo puede ser de tres formas, denominándose las máquinas, radiales, axiales o diagonales.

En una máquina radial, Figura 2.1, el fluido carece de movimiento en dirección del eje de la misma. El fluido se desplaza solamente en un plano transversal al eje, siendo sus componentes, i , j . Lo anterior significa que una partícula de fluido se moverá en la dirección del radio y tangencialmente al rodete de la máquina. La velocidad de una partícula de fluido será:

$$c = i c_r + j c_u \quad (2.1)$$

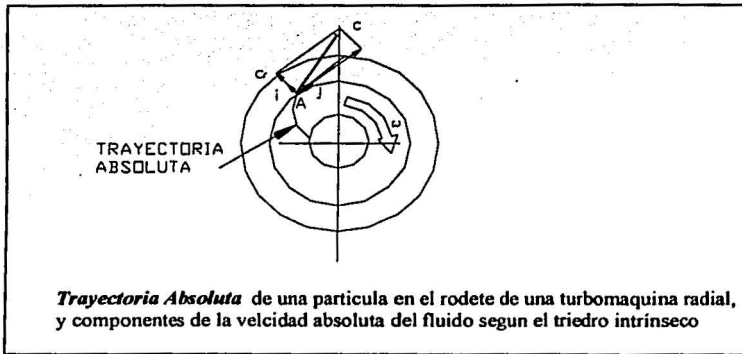


Figura 2.1

En las máquinas axiales, tal como se observa en la Figura 2.2, las partículas de fluido carecen de movimiento radial y se desplazan a lo largo del eje de la máquina y en dirección tangencial a la misma; una partícula de fluido en una máquina axial describirá una hélice desde su entrada hasta su salida. El plano de desplazamiento de las partículas de fluido es el plano j, k . Como la

componente de velocidad en dirección del radio es nula, $c_r = 0$, entonces la velocidad absoluta del fluido será:

$$c = j c_u + k a \quad (2.2)$$

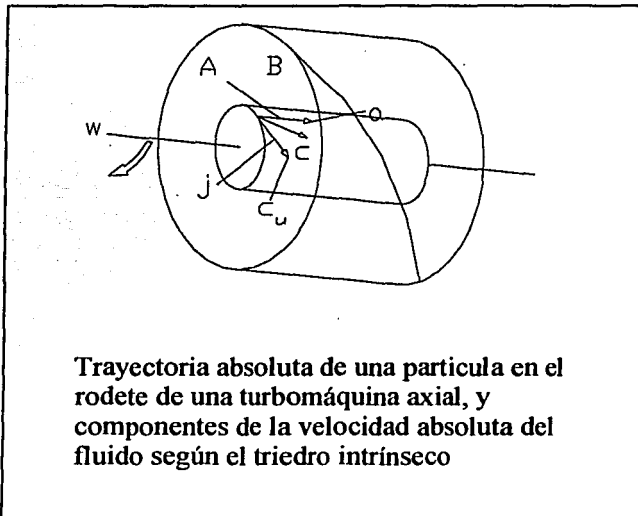


Figura 2.2

En las máquinas diagonales, también llamadas radio-axiales, una partícula de fluido se desplaza en las tres direcciones de una superficie de revolución donde el eje de ésta es el eje mismo de la máquina. Una partícula de fluido tendrá movimiento en direcciones radial, tangencial y axial por lo que, la velocidad absoluta de una partícula de fluido será:

$$c = i c_r + j c_u + k c_a \quad (2.3)$$

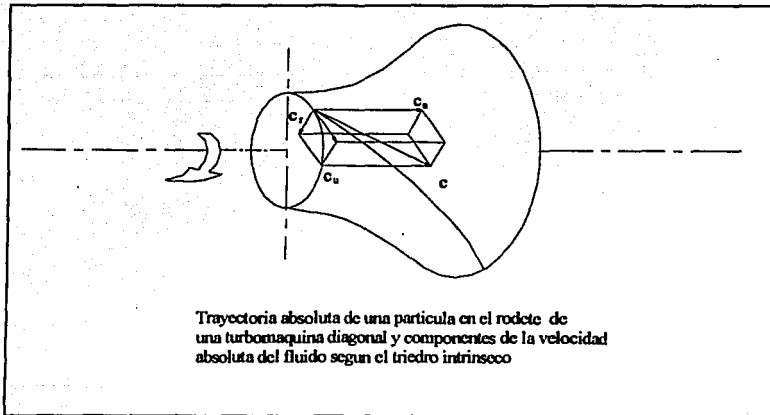


Figura 2.3

Adicionalmente, existe una componente de velocidad llamada componente meridional, c_m ; dicha componente determina el caudal entregado por la máquina y está formada por la resultante de los vectores c_r y c_a , componentes radial y axial de la velocidad del fluido. Cuando $c_m = 0$, una turbomáquina no posee caudal alguno.

En máquinas radiales, debido a la ausencia de movimiento axial del fluido, $c_a = 0$, entonces la componente meridional de velocidad es:

$$c_m = i c_r \quad (2.4)$$

En una máquina axial, (Figura 2.2), no existe movimiento radial del fluido, $c_r = 0$, por lo tanto la velocidad en la componente meridional es:

$$c_m = k c_a \quad (2.5)$$

Dado que las máquinas diagonales, permiten al fluido desplazarse en tres direcciones, entonces:

$$c_m = i c_r + k c_a \quad (2.6)$$

2.3 TURBOCOMPRESORES

En las máquinas de desplazamiento positivo, los dispositivos encargados de comprimir algún gas se llaman simplemente compresores. A diferencia, en turbomaquinaria, se les llama turbocompresores a este tipo de máquinas; tal nombre se debe a la existencia de un rodete o impulsor giratorio, el cual hace que el gas se comporte de acuerdo a la ley de Euler.

La preferencia en la aplicación de un compresor de desplazamiento positivo o un turbocompresor radica en los requerimientos de caudal y presión de descarga. Cuando el caudal de gas solicitado por el sistema es relativamente elevado y la presión no es muy alta, el turbocompresor es más apto para trabajar en dicho sistema. Asimismo, el turbocompresor es más sensible a las variaciones de la carga, entregando la máxima presión cuando se encuentra girando a alta velocidad.

Los turbocompresores se pueden clasificar según dos criterios.

El primero atiende a la relación de compresión δ_c es menor a 2.5 – 3, la turbomáquina recibe el nombre de turbosoplador; pero si la relación de

compresión es mayor a 2.5 - 3 se trata entonces de un turbocompresor propiamente dicho. Los turbocompresores se identifican por la necesidad de constar de más de un escalonamiento para obtener tales relaciones de compresión. Los turbosoplantes son más bien un tipo de ventiladores.

La segunda forma de clasificar a los turbocompresores es por la dirección del flujo a través del rodete de la máquina. Un turbocompresor puede ser radial, diagonal o axial. Los dos primeros entran en una clasificación más, la de los turbocompresores centrífugos. En la Figura 2.4 se ilustran los tres tipos de turbocompresores.

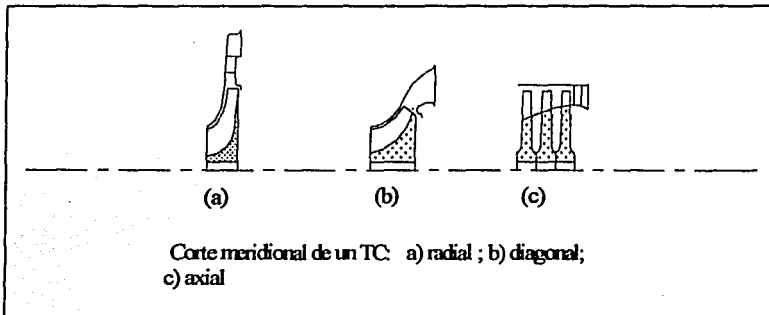


Figura 2.4

Los turbocompresores centrífugos tienen la principal ventaja de que pueden ser construidos con un sólo escalonamiento, salvo casos especiales en que se requiere una alta relación de compresión. Además, en los turbocompresores

centrífugos se facilita notablemente la adaptación de un sistema de refrigeración.

Por otro lado, los turbocompresores axiales tienen una menor superficie frontal y los alabes pueden ser más ligeros, lo que los hace más adecuados para aplicaciones donde el peso y espacio son determinantes, como sucede en el campo de la aeronáutica.

En la Figura 2.5 se aprecian las curvas características de turbocompresores radial y axial. En dicha figura se grafica la relación de presiones p/p_e con respecto al gasto en la succión de la máquina. Cada compresor tiene un mapa de curvas características muy diferente entre si. Es importante conocer tal mapa para encontrar el punto de diseño, punto en que el rendimiento del compresor es el máximo; este rendimiento queda determinado por el caudal volumétrico de diseño Q_{ed} y la relación de presiones de diseño $(p/p_e)_d$.

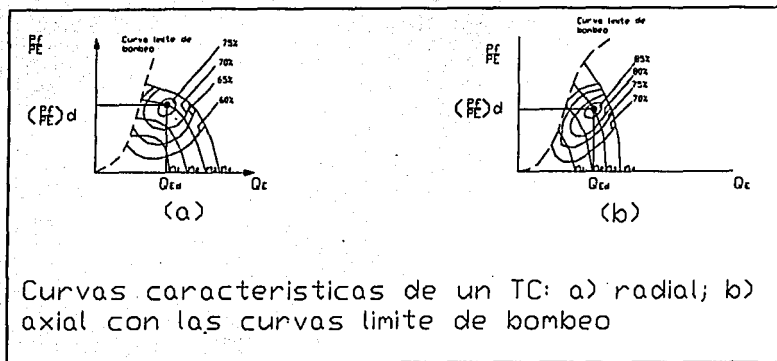


Figura 2.5

Conforme se incrementa la velocidad del compresor, el caudal varia disminuyendo, y la relación de compresión evidentemente tiene que aumentar considerablemente hasta alcanzar un valor límite. Estos valores máximos que pueden alcanzar tanto el caudal volumétrico como la relación de compresión corresponden a la curva de bombeo. Cuando el caudal volumétrico llega a disminuir por debajo de los valores correspondientes a la curva de bombeo ocurre el fenómeno conocido con el nombre de desprendimiento de capa límite; en ese momento la máquina experimenta vibraciones y ruido. Los turbocompresores radiales poseen mayor resistencia a esta característica de operación llamada bombeo. Los turbocompresores son un caso particular en

los que las características de diseño y de operación son una combinación de los turbocompresores radiales y axiales.

En la siguiente tabla se hace mención a las principales aplicaciones que reciben los turbocompresores centrífugos y los turbocompresores axiales.

Turbocompresores centrífugos	Compresión de gas natural.
	Compresión de amoniaco en sistemas de refrigeración.
	Sobrealimentación de motores alternativos.
Turbocompresores axiales	Alimentación de turbinas de gas en turborreactores de aviación.
	Alimentación de turbinas de gas en las centrales eléctricas.

2.4 EL TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

Los turbocompresores están compuestos por tres partes fundamentales: el sistema de admisión, el rodete y el sistema de difusión.

Primeramente, el sistema de admisión se encarga de recibir el gas y conducirlo hacia el interior de la turbomáquina. Un sistema de admisión bien diseñado debe garantizar una adecuada succión, con un mínimo de pérdidas; es de gran importancia que el gas sea entregado al rodete en un flujo lo menos turbulento posible con el fin de asegurar el máximo rendimiento del turbocompresor. Cuando el fluido alcanza la admisión, su componente de velocidad c_{1u} en la dirección del vector tangencial puede ser igual a cero; situación en que el fluido se incorpora linealmente al rodete, sin rotación. Pero también puede ser succionado de forma que el vector c_{1u} sea mayor o menor a cero, describiendo en su admisión una rotación en el sentido de giro del rodete o en sentido contrario al mismo, respectivamente.

En segundo orden, el gas fluye desde el centro del rodete hasta la periferia del mismo a través de los álabes. El número de álabes del rodete depende de las características de operación deseadas durante el diseño del turbocompresor.

En los turbocompresores centrífugos existe un parámetro fundamental para la clasificación de los álabes del rodete, tal parámetro es el ángulo β_2 y corresponde a la dirección que adquiere el fluido a la salida del rodete. Si $\beta_2 < 90^\circ$, el rodete es de álabes curvados hacia atrás; cuando $\beta_2 > 90^\circ$ se trata de un rodete con álabes curvados hacia adelante; pero si $\beta_2 = 90^\circ$, entonces el rodete en cuestión es de salida radial. En la Figura 2.6 pueden verse los tres tipos de álabes con sus respectivos triángulos de salida.

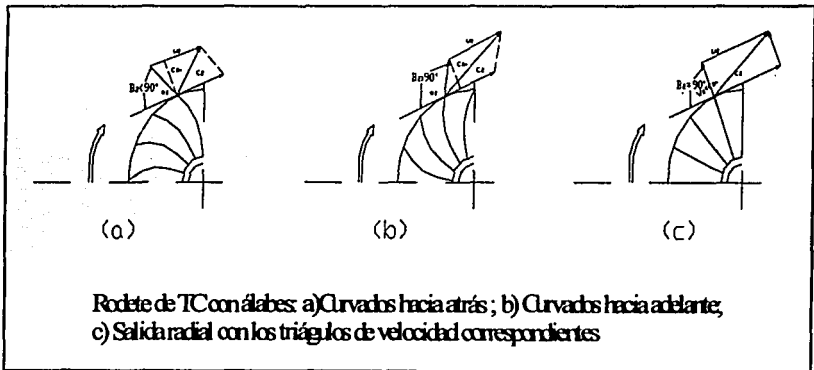


Figura 2.6

El rodete puede clasificarse de acuerdo al tipo de construcción en: rodete abierto, semiabierto de aspiración simple, semiabierto de aspiración doble y cerrado. En la Figura 2.7 aparecen los cuatro tipos de construcción de rodetes.

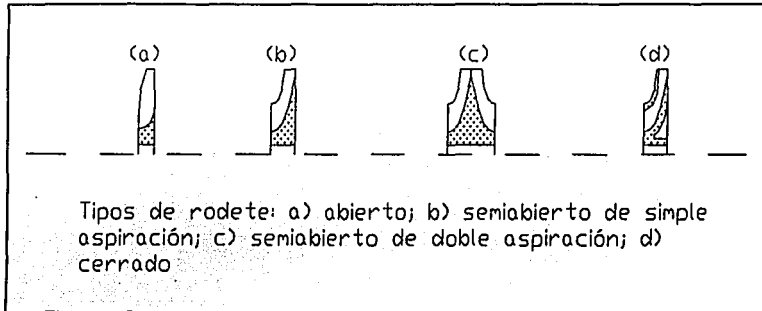


Figura 2.7

Un rodete abierto es aquel que tiene los álabes unidos únicamente al cubo del rodete, sin enlace entre los álabes. Este tipo de rodete posee muy poca resistencia mecánica y no soporta grandes esfuerzos centrífugos, por eso se destinan a turbocompresores de velocidades periféricas muy pequeñas, menores a los 200 m/s.

Los rodetes cerrados están formados por un conjunto de álabes que se fijan a dos superficies, consiguiéndose una unión física entre los álabes. Esta

construcción proporciona gran rigidez al conjunto con lo que se obtienen resistencias mecánicas favorables. Pero en contraposición se tiene una mayor masa y por tanto mayor inercia; causante de que el rodete soporte solamente velocidades periféricas de magnitud moderada, ya que al acelerarse el elemento, los esfuerzos mecánicos en el cubo del rodete son muy elevados y tienden a destruir la máquina. Un caso particular que exige el uso de un rodete cerrado es cuando se tienen álabes curvados hacia atrás con gran pronunciamiento debido a los esfuerzos que ejerce el gas sobre la superficie de los álabes. En estas condiciones la velocidad periférica máxima que soporta el rodete es de alrededor de 350 m/s.

El rodete abierto de aspiración simple consta de álabes anclados a un disco. Esta disposición es muy frecuente gracias a la equilibrada combinación de ligereza y resistencia mecánica que ofrece a los álabes. Un tipo de rodete semiabierto de aspiración simple tiene salida radial, es decir, los álabes son rectos a la salida con curvatura hacia adelante en la entrada, manteniendo una entrada radial, donde $\alpha_1 = 90^\circ$. De esta forma es posible reducir los esfuerzos centrífugos y el rodete puede inclusive alcanzar velocidades periféricas de casi 600 m/s.

Los rodetes semiabiertos de aspiración doble tienen los álabes unidos a ambos lados de un disco y su uso se reserva para requerimientos de grandes caudales.

El tercer elemento de un turbocompresor, el sistema difusor tiene la función de convertir una parte de la energía cinética que le cede el rodete al fluido en energía de presión; para esto, es necesario que el gas se decelere súbitamente al entrar en el difusor. Este sistema consta, por lo general, de una caja en espiral y de un cono difusor a la salida; aunque en ocasiones puede incluir una corona directriz, ya sea con álabes o sin ellos. Una corona directriz con álabes aumenta notablemente el rendimiento de los turbocompresores.

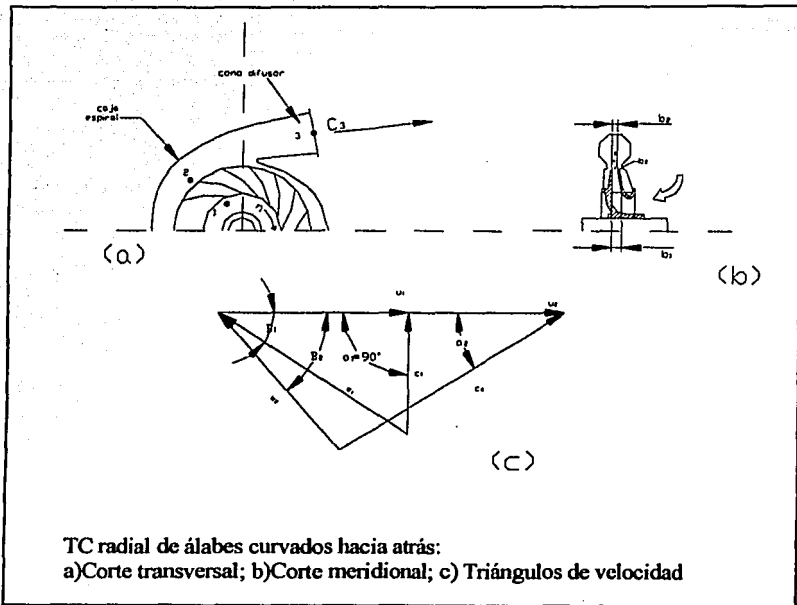


Figura 2.8

2.5 DEDUCCIÓN DE LA ECUACIÓN DE EULER PARA LAS TURBOMÁQUINAS GENERATRICES

En el comportamiento de cualquier turbomáquina existen algunos parámetros fundamentales que hacen referencia a las condiciones del fluido y del rodete en un momento determinado. Estos parámetros dan origen a los *triángulos de velocidad* a la entrada y salida de la máquina. Además intervienen los vectores unitarios i_1, j_1, k_1 y i_2, j_2, k_2 para designar la dirección a la entrada y salida de los álabes, respectivamente.

A continuación se enuncian los principales parámetros de la *nomenclatura internacional* indispensables en el estudio de las turbomáquinas.

c_1, c_2 : velocidades absolutas del fluido a la entrada y salida.

u_1, u_2 : velocidades periféricas del rodete a la entrada y salida.

w_1, w_2 : velocidades relativas del fluido a la entrada y salida, con relación al movimiento del álabe.

α_1, α_2 : ángulos formados entre las velocidades absolutas del fluido y las velocidades periféricas del rodete.

β_1, β_2 : ángulos formados entre las velocidades relativas del fluido y las velocidades periféricas del rodete en sentido negativo.

c_{1u}, c_{2u} : componentes periféricas de las velocidades absolutas, es decir, las componentes de las velocidades absolutas en dirección tangencial al rodete.

c_{1m}, c_{2m} : componentes meridionales de las velocidades absolutas a la entrada y salida, esto es, las componentes de las velocidades absolutas en la dirección meridional (en dirección radial para turbomáquinas radiales).

n : número de revoluciones por minuto del rodete.

Los triángulos de velocidad pueden ser representados de la siguiente forma:

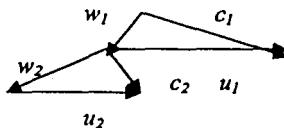


Figura 2.9

La velocidad del fluido puede ser representada matemáticamente como sigue:

$$c_1 = i_1 c_{1r} + j_1 c_{1u} + k c_{1a} \quad \text{a la entrada} \quad (2.7)$$

y

$$c_2 = i_2 c_{2r} + j_2 c_{2u} + k c_{2a} \quad \text{a la salida} \quad (2.8)$$

Las velocidades meridionales del fluido a la entrada y a la salida serán respectivamente:

$$c_{1m} = i_1 c_{1r} + k_1 c_{1a} \quad (2.9)$$

$$c_{2m} = i_2 c_{2r} + k_2 c_{2a} \quad (2.10)$$

Por lo tanto:

$$c_1 = c_{1m} + j_1 c_{1u} \quad (2.11)$$

$$c_2 = c_{2m} + j_2 c_2 u \quad (2.12)$$

La velocidad absoluta del rodete al recibir una partícula de fluido es:

$$u_1 = \pi d_1 n \quad (2.13)$$

Como el fluido se desplaza con una velocidad relativa w_1 sobre el rodete y según la Figura 2.10, la velocidad absoluta del fluido c_1 es:

$$c_1 = w_1 + u_1 \quad (2.14)$$

De forma semejante, a la salida del rodete la velocidad absoluta del fluido c_2 es la siguiente:

$$c_2 = w_2 + u_2 \quad (2.15)$$

En la Figura 2.10 se ilustra un corte transversal de una turbomáquina con cuatro meridianos A_1 , A_1' , A_2 y A_2' , los cuales son de utilidad para comprender el movimiento de una partícula de fluido a través de la máquina. Además, estos meridianos servirán para deducir la ecuación de Euler.

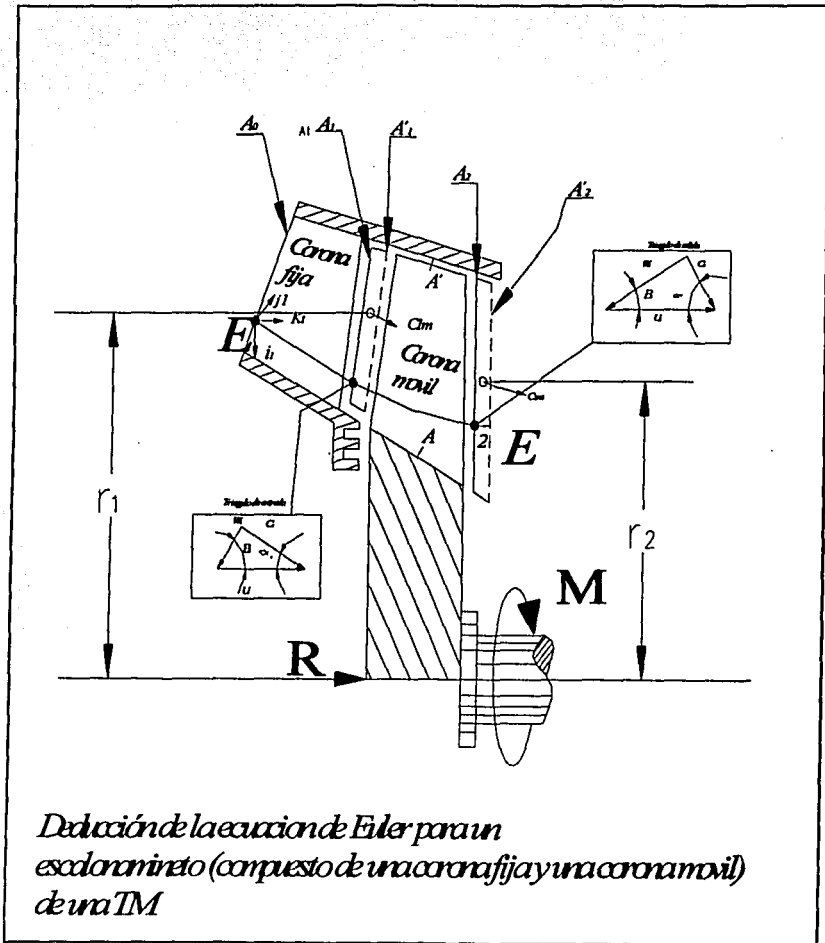


Figura 2.10

En un momento dado, una partícula de fluido se localiza en el espacio delimitado por los meridianos A_1 y A_2 . Pero al transcurrir un lapso de tiempo dt , la misma partícula se habrá desplazado hacia el espacio comprendido entre los meridianos A_1' y A_2' . Este desplazamiento queda definido por el teorema del momento cinético, enunciado como sigue: *"El momento del impulso con relación al eje de la máquina de las fuerzas externas que actúan sobre el fluido es igual a la variación del momento cinético del fluido con relación al mismo eje"*.

El fluido ejerce un momento M sobre el rodete, y de la misma forma, el rodete comunica un momento de igual magnitud al fluido, pero de sentido contrario.

El momento cinético del fluido σ_a con respecto al eje de la máquina en el tiempo 0 es:

$$\sigma_a = \sigma_1 + \sigma_0 \quad (2.16)$$

y transcurrido un tiempo Δt :

$$\sigma_a' = \sigma_2 + \sigma_0 \quad (2.17)$$

la diferencia de las ecuaciones es:

$$\sigma_a' - \sigma_a = \sigma_2 - \sigma_1 \quad (2.18)$$

y como el momento cinético es función del tiempo, entonces:

$$-M\Delta t = \sigma_2 - \sigma_1 \quad (2.19)$$

Debido a que en una turbomáquina generatriz el fluido sustrae energía al rodete, el trabajo total desde que el fluido entra a la máquina hasta que sale del difusor es menor que cero

$$W_T < 0 \quad (2.20)$$

por esta razón el momento cinético del fluido es mayor que cero

$$\sigma_2 - \sigma_1 > 0 \quad (2.21)$$

y el momento ejercido por el rodete sobre el fluido disminuye

$$M < 0 \quad (2.22)$$

σ_0 : momento cinético del fluido con respecto al eje de la máquina cuando una partícula se encuentra entre los meridianos A_1' y A_2 .

σ_1 : momento cinético del fluido con respecto al eje de la máquina cuando una partícula se encuentra entre los meridianos A_1 y A_1' .

σ_2 : momento cinético del fluido con respecto al eje de la máquina cuando una partícula se encuentra entre los meridianos A_2 y A_2' .

Δm : cantidad de masa comprendida entre dos meridianos.

r_1, r_2 : valores del radio a la mitad del álabe.

Como de los tres vectores direccionales u, r, a , solamente u ejerce un momento con respecto al eje de la máquina, y tomando el momento del vector c en dirección tangencial, entonces el momento cinético para σ_1 y σ_2 es:

$$\sigma_1 = \Delta m r_1 c_1 u \quad (2.23)$$

$$\sigma_2 = \Delta m r_2 c_2 u \quad (2.24)$$

y siendo G el caudal másico:

$$G = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (2.25)$$

entonces el momento transmitido al fluido es:

$$M = G(c_1 u r_1 - c_2 u r_2) \quad (2.26)$$

La potencia transmitida al fluido es:

$$P = M w \quad (2.27)$$

$$P = G(c_2 u r_2 - c_1 u r_1) w \quad (2.28)$$

y como

$$r_1 w = u_1 \quad (2.29)$$

$$r_2 w = u_2 \quad (2.30)$$

entonces

$$P = G(c_2 u u_2 - c_1 u u_1) \quad (2.31)$$

El *trabajo periférico*, o sea el trabajo por unidad de masa de fluido, se obtiene dividiendo la ecuación anterior entre el caudal másico G :

$$-w_u = \frac{P}{G} = (c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1) \quad (2.32)$$

$$-w_u = c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1 \quad [KJ/Kg] \quad (2.33)$$

Siendo el trabajo periférico w_u igual al salto energético periférico del rodete ΔY_u , entonces:

$$-w_u = \Delta Y_u = c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1 \quad [KJ/Kg] \quad (2.34)$$

La potencia periférica se obtiene al multiplicar la ecuación anterior por el

$$(-w_u)(G) = G(c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1) \quad (2.35)$$

caudal másico G :

$$P_u = G(c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1) \quad (2.36)$$

El siguiente paso es expresar el salto energético en términos de las tres componentes de velocidad del fluido c , u y w . Para hacerlo, es necesario encontrar la velocidad relativa del fluido w en los triángulos de velocidad

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u \bullet u_1 \cos \alpha \quad (2.37)$$

y como $c_1 u$ está en dirección de u , entonces

$$\alpha = 0 \quad (2.38)$$

$$\cos \alpha = 1 \quad (2.39)$$

por tanto:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 u \bullet u_1 \quad (2.40)$$

y a la salida:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2u_2 \quad (2.41)$$

despejando c_1u_1 y c_2u_2 :

$$c_1u_1 = \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2} \quad (2.42)$$

$$c_2u_2 = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2} \quad (2.43)$$

Finalmente, la ecuación de Euler o ecuación del salto energético será:

$$\Delta Y_u = \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2 - (c_1^2 + u_1^2 - w_1^2)}{2} \quad (2.44)$$

$$\Delta Y_u = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (2.45)$$

2.6 RELACIÓN DE COMPRESIÓN EN UN TURBOCOMPRESOR

Es necesario definir las condiciones del gas en el interior de la máquina, donde el gas se encontrará sometido a tres presiones diferentes. p_1 es la presión que el fluido posee al entrar en el rodete, p_2 es la presión con que el fluido sale del rodete y entra en el difusor y p_3 es la presión del fluido a la salida del difusor.

La relación de compresión ε_c en todo el conjunto del turbocompresor es:

$$\varepsilon_c = \frac{p_3}{p_1} \quad (2.46)$$

$$\varepsilon_c = \frac{p_2}{p_1} \times \frac{p_3}{p_2} \quad (2.47)$$

2.6.1 RELACIÓN DE COMPRESIÓN EN EL RODETE

El calor cedido por el fluido en un compresor sin refrigeración y sin radiación al exterior es:

$$Q_{12} = h_{2s} - h_1 + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + w_{12} = 0 \quad (2.48)$$

El fluido recibe un trabajo proveniente del rodete que, de acuerdo a la ecuación fundamental de las turbomáquinas es:

$$-w_{12} = -w_u = c_2 \mathbf{u} \bullet \mathbf{u}_2 - c_1 \mathbf{u} \bullet \mathbf{u}_1 \quad (2.49)$$

$$w_{12} = w_u = c_1 \mathbf{u} \bullet \mathbf{u}_1 - c_2 \mathbf{u} \bullet \mathbf{u}_2 \quad (2.50)$$

La entalpía del gas en los puntos 1 y 2 es:

$$h_1 = c_p T_1 \quad (2.51)$$

$$h_{2s} = c_p T_{2s} \quad (2.52)$$

Con las expresiones anteriores, la ecuación del calor recibe la siguiente adecuación:

$$Q_{12} = (c_p T_{2s}) - (c_p T_1) + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) + (c_1 u \bullet u_1 - c_2 u \bullet u_2) = 0 \quad (2.53)$$

Isoentrópicamente, la temperatura en el punto 2 es:

$$T_{2s} = \frac{1}{c_p} \left[(c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1) - \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) \right] + T_1 \quad (2.54)$$

Para obtener la presión en el punto 2 para una compresión isoentrópica, se aplica la siguiente relación de temperatura:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_{2s}}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.55)$$

Entonces la relación de compresión p_2 , es:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{1}{c_p T_1} \left[(c_{2u} u_2 - c_{1u} u_1) - \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) \right] \right\}^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.56)$$

En la compresión real, se observa un comportamiento politrópico, por lo que la relación de temperatura es la siguiente:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.57)$$

El rendimiento interno puede expresarse en función de las entalpías, o sea:

$$\eta_i = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \approx \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (2.58)$$

$$T_2 - T_1 \approx \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_i} \quad (2.59)$$

Al sustituir esta última ecuación en la ecuación 2.58, se obtiene:

$$T_2 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_i} + T_1 \quad (2.60)$$

$$T_2 = \frac{\frac{1}{c_p} \left[(c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1) - \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) \right] + T_1 - T_1}{\eta_i} + T_1 \quad (2.61)$$

$$T_2 = \frac{1}{c_p \eta_i} \left[(c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1) - \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) \right] + T_1 \quad (2.62)$$

La relación de compresión real en el rodete es, por tanto:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 - \frac{1}{c_p \eta_i T_1} \left[(c_2 u \bullet u_2 - c_1 u \bullet u_1) - \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \right) \right] \right\}^{\frac{n}{n-1}} \quad (2.63)$$

2.6.2. RELACIÓN DE COMPRESIÓN EN EL DIFUSOR

Al llegar el fluido al difusor, el rodete deja de ejercer trabajo sobre éste, así que:

$$w_{23} = 0 \quad (2.64)$$

Las entalpías en los puntos 2 y 3 serán, respectivamente:

$$h_2 = c_p T_2 \quad (2.65)$$

$$h_{3s} = c_p T_{3s} \quad (2.66)$$

De esta forma, la energía del fluido será:

$$Q_{23} = h_{3s} - h_2 + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0 \quad (2.67)$$

$$c_p T_{3s} - c_p T_2 + \frac{c_3^2 - c_2^2}{2} = 0 \quad (2.68)$$

$$c_p T_{3s} + \frac{c_3^2}{2} = c_p T_2 + \frac{c_2^2}{2} \quad (2.69)$$

La relación de temperatura entre los puntos 2 y 3 es:

$$T_{3s} = \frac{c_p T_2 + \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}}{c_p} \quad (2.70)$$

$$T_{3s} = T_2 + \frac{1}{2c_p} (c_2^2 - c_3^2) \quad (2.71)$$

$$\frac{T_{3s}}{T_2} = 1 + \frac{1}{2C_p} (c_2^2 - c_3^2) \quad (2.72)$$

Isoentrópicamente, la relación de compresión en el difusor es:

$$\frac{p_{3s}}{p_2} = \left[1 + \frac{1}{2C_p} (c_2^2 - c_3^2) \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.73)$$

Expresando el rendimiento en términos de las entalpías y haciéndolo en forma semejante a la del rodetes, se obtiene:

$$\eta_i = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \approx \frac{T_{3s} - T_2}{T_3 - T_2} \quad (2.74)$$

La difusión de temperatura entre la salida y la entrada del difusor es la siguiente:

$$T_3 - T_2 = \frac{T_{3s} - T_2}{\eta_i} \quad (2.75)$$

La temperatura al final de la compresión es:

$$T_3 = \frac{T_3 - T_2}{\eta_i} + T_2 \quad (2.76)$$

$$T_3 = \frac{T_2 + \frac{1}{2c_p\eta_i}(c_2^2 - c_3^2) - T_2}{\eta_i} + T_2 \quad (2.77)$$

$$T_3 = \frac{1}{2c_p\eta_i}(c_2^2 - c_3^2) + T_2 \quad (2.78)$$

Por último, la relación de compresión en el difusor es la siguiente:

$$\frac{p_3}{p_2} = \left[1 + \frac{1}{2c_p\eta_i T_2} (c_2^2 - c_3^2) \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (2.79)$$

c_p : calor específico del gas tomando una media entre las temperaturas consideradas.

T_1 : temperatura del gas al entrar en el rodete.

T_{2s} : temperatura del gas al salir del rodete, según una compresión isoentrópica.

T_2 : temperatura real del gas al final del rodete.

T_{3s} : temperatura del gas al salir del difusor, según una compresión isoentrópica.

T_3 : temperatura real del gas al salir del difusor.

n : expresión politrópica (entre 1.5 y 1.62 para turbocompresores).

η_i : rendimiento interno del difusor.

2.7 CÁLCULO DE LOS TURBOCOMPRESORES RADIALES

Para comenzar el diseño de un turbocompresor es necesario contar con algunos datos que describan las condiciones de operación de la máquina. Primero, es necesario conocer el fluido que se manejará, para lo cual se estima la constante R_i y la densidad del gas en las condiciones que tendrá en la admisión del turbocompresor. Después, debe calcularse el caudal másico G o el caudal volumétrico Q necesario a la entrada del turbocompresor. Es importante también saber en qué condiciones se encontrará el gas a la entrada; esto queda definido por la presión inicial p_e y la temperatura inicial T_e . En función de la presión deseada a la salida de la máquina, se halla la relación de compresión ϵ_c . Generalmente, la velocidad de giro del rodete se define por el tipo de accionamiento, por lo que es también un dato que debe tenerse presente desde el inicio del diseño. Por último, se decide si el turbocompresor debe ser refrigerado o no. La inclusión de un sistema refrigerante depende del uso que se le vaya a dar al gas comprimido; hay equipos, por ejemplo, en los que el incremento de temperatura en el gas es favorable, como en turborreactores aeronáuticos.

En ocasiones, algunos datos adicionales se convierten en limitantes de

importancia, como las dimensiones exteriores de la máquina (volumen y área frontal), el peso máximo admisible y el tipo de materiales utilizables. Tales limitantes adquieren prioridad en la aviación y en la automoción debido a la necesidad de fabricar equipos compactos y ligeros.

Conociendo los requerimientos anteriores, el diseño consiste en la correcta elección de los principales parámetros que caracterizan a las turbomáquinas. Estos parámetros son los ángulos α_1 , α_2 , β_1 y β_2 , que definen la forma del perfil de los álabes; posteriormente se calcularán los diámetros del eje d_e , del cubo del rodete d_c y de la boca del rodete d_b ; a continuación faltará calcular la anchura del rodete a la entrada y a la salida. De esta manera, quedará diseñado el rodete en su forma y dimensiones. Después, solamente quedará por diseñar el difusor y su salida.

2.7.1 VELOCIDAD DE GIRO

La velocidad de giro del turbocompresor se relaciona en parte con el tipo de rodete y con la resistencia que tenga a los esfuerzos mecánicos. En función de la velocidad de giro, se puede definir el tipo de accionamiento, pudiendo ser por medio de un motor eléctrico de inducción, una turbina de vapor o una

turbina de gas. Los motores de inducción, por lo general, permiten velocidades menores a 4000 rpm. En el caso de las turbinas de gas y de vapor, las velocidades se incrementan notablemente, siendo incluso superiores a 100 000 rpm. Sin embargo, sin importar el tipo de accionamiento que se use, es posible incorporar una transmisión reductora, según se deseen velocidades inferiores. Por otra parte, cuando lo que se quiere es disponer en el eje de velocidades extremas (del orden de 130 000 rpm), las turbinas de gas ofrecen resultados satisfactorios, como en los turbocargadores de motores alternativos.

2.7.2 PRINCIPALES DIMENSIONES

En esta sección se explican los procedimientos para calcular los diámetros del rodete a la entrada d_1 y a la salida d_2 , el espesor del rodete en la admisión b_1 y en la descarga b_2 y los ángulos de la curvatura del álabe β_1 y β_2 , a la entrada y salida, respectivamente.

La velocidad de giro permisible indica la velocidad periférica u_2 del rodete, y u_2 es función del radio r_2 ; lo que indica, como se verá a continuación, que dependiendo del diámetro buscado para el rodete se tendrá una velocidad periférica, y esta velocidad ayudará a elegir el tipo de construcción del rodete.

Un rodete con álabes curvados hacia adelante tiene la ventaja de que proporciona al fluido mayor energía cinética que los rodetes con álabes curvados hacia atrás y de álabes radiales. Pero esta energía cinética tiene que ser transformada en energía de presión en el difusor, y al ser excesiva, no puede ser transformada en su totalidad. La mayor implicación de esta deficiencia es un menor rendimiento con respecto a los otros dos tipos de rodetes. Debido a que esta construcción se limita a un estrecho rango de utilización, según sus curvas características, se le prefiere cuando son necesarios caudales grandes y presiones de descarga moderadas, por ejemplo, en aplicaciones de ventilación.

El rodete con álabes curvados hacia atrás se ve condicionado a usos que representen pequeños esfuerzos centrífugos debido a su baja resistencia mecánica. La cantidad de energía cinética que comunica al fluido es reducida y por tanto tiene un buen rendimiento.

Los rodetes con álabes radiales tienen un comportamiento intermedio entre los dos anteriores. Debido a que la cantidad de energía cinética que transmiten al fluido es moderada, presentan un rendimiento aceptable. Su fabricación es sencilla, por lo general de una sola pieza, lo que les confiere una gran

resistencia mecánica; así que son aptos para soportar esfuerzos centrífugos considerables. Son capaces de operar a velocidades periféricas mayores a los 500 m/s sin presentar problemas de fatiga mecánica. Por el elevado caudal que proporcionan, se les utiliza satisfactoriamente en la sobrealimentación de turborreactores y motores alternativos.

En el diseño de un turbocompresor, puede ser de utilidad recurrir al diagrama de Eckert. Dicho diagrama permite la determinación simultánea del ángulo β_2 , la velocidad periférica u_2 y la relación de diámetros d_1/d_2 . Sin embargo, si se va a hacer uso del diagrama de Eckert con la finalidad de agilizar el diseño de un turbocompresor, se debe dar por aceptado que $\beta_1 = 30^\circ$ y el factor de deslizamiento $e_z = 0.875$. La razón de que el diagrama de Eckert tome estos valores predeterminados para β_1 y e_z es que experimentalmente se ha comprobado que un turbocompresor ofrece el mejor desempeño cuando es construido con una entrada radial $\alpha_1 = 90^\circ$, un perfil de álabe inicial $\beta_1 = 30^\circ$ y un factor de deslizamiento e_z lo más próximo posible a 0.875.

El procedimiento para el cálculo simultáneo de β_2 , u_2 y d_1/d_2 es el siguiente:

1. Se calcula el número específico de revoluciones N_e del rodete.

2. Una vez calculado N , se busca en el gráfico el mejor rendimiento; de esta manera quedan definidos los coeficientes de presión B y de caudal P .
3. Para el rendimiento encontrado, se lee el valor de β_2 .
4. A partir del coeficiente de presión B , se calcula u_2 .
5. Con el coeficiente de caudal P encontrado, se determina la relación de diámetros d_1/d_2 .

A continuación se realiza el triángulo de salida. Conociendo u_2 , es fácil calcular la componente meridional de la velocidad absoluta c_{2m} recurriendo a la aproximación $c_{2m} = (0.22 \text{ a } 0.32)u_2$. El ángulo α_2 casi siempre variará entre 14° y 16° . Con esto, se conocen ya los parámetros del triángulo de salida: β_2 , u_2 , c_{2m} y α_2 .

Para la determinación del triángulo de entrada, se tiene ya que $\beta_1 = 30^\circ$, y a partir de la relación de diámetros d_1/d_2 , se calcula el valor de la velocidad periférica u_1 como sigue:

$$u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2} \quad (2.80)$$

Para las turbomáquinas generatrices, se recomienda una entrada radial, es

decir $\alpha_1 = 90^\circ$. Cuando en la práctica se encuentra que una entrada radial no resulta adecuada, es común hacer iguales las componentes meridionales de la velocidad $c_{1m} = c_{2m}$, que también ofrece buenos resultados.

El siguiente paso será calcular el espesor del rodete a la entrada y a la salida b_1 y b_2 , respectivamente. Entonces, tomando en cuenta una entrada radial, se tiene la siguiente expresión:

$$T_1 b_1 d_1 c_{1m} \pi = Q_1 + q \quad (2.81)$$

por tanto

$$b_1 = \frac{Q_1}{\eta_v} \frac{1}{\pi d_1 c_{1m} T_1} \quad (2.82)$$

Debido a las pérdidas volumétricas en el interior de la máquina, el caudal bombeado por el rodete es entre 1.5 y 2.5 % mayor que el caudal útil existente a la salida del difusor.

Para el espesor del rodete a la salida se tiene que:

$$b_2 = \frac{Q_2}{\eta_v} \frac{1}{\pi d_2 c_2 m T_2} \quad (2.83)$$

A continuación debe calcularse el diámetro del eje teniendo presente la resistencia a la torsión del material elegido.

El diámetro del cubo d_c en compresores radiales puede ser hasta 50 mm más grande que el diámetro del eje.

Para el diámetro de la boca del rodete, se recomienda que sea un poco menor que el diámetro de admisión del rodete con la finalidad de reducir la posibilidad de que se produzca un flujo turbulento.

2.7.3 ÁLABES

El número de álabes determina en parte el rendimiento del turbocompresor. Al aumentar el número de álabes aumenta el rozamiento de superficie pero disminuye el rozamiento de forma. El número de álabes más adecuado para un turbocompresor es aquel con el que sea mínima la suma de ambas pérdidas, de superficie y de forma. El siguiente mapa muestra el número de álabes óptimo

en función del ángulo medio $\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$ y de la relación de diámetros $\frac{d_2}{d_1}$.

También es posible lograr una aproximación al número de álabes óptimo mediante la fórmula

$$z = \frac{\beta_2}{3} \quad (2.84)$$

Nomenclatura:

Q_1 : caudal volumétrico a la entrada del rodete.

q : caudal intersticial.

η_v : rendimiento volumétrico.

T_1 : factor de estrechamiento a la entrada debido al espesor de los álabes.

T_2 : factor de estrechamiento a la salida.

z : número de álabes.

2.7.4 CORONA DIRECTRIZ SIN ÁLABES

Es usual encontrar una corona directriz sin álabes en los turbosoplantes es decir, en los turbocompresores de baja presión de una etapa.

Experimentalmente se han encontrado los siguientes valores:

$$b_2' = b_3 \sim b_2 \quad (2.85)$$

$$d_3 = (1.55 \text{ a } 1.57)d_2 \quad (2.86)$$

$$d_2' = (1.05 \text{ a } 1.1)d_2 \quad (2.87)$$

La siguiente ecuación fundamental en el diseño de los órganos estacionarios de las turbomáquinas considera que el fluido se desplaza irrotacionalmente a través de la corona directriz, por lo que puede expresarse como sigue:

$$d_3 c_3 u = d_2 c_2 u = cte \quad (2.88)$$

$$c_3 u = \frac{d_2}{d_3} c_2 u \quad (2.89)$$

Además, la componente meridional de la velocidad del fluido en la caja directriz se define por:

$$c_3 m = \frac{Q_3}{\pi d_3 b_3} \quad (2.90)$$

y siendo α_3 el ángulo de entrada de la corriente absoluta en la caja espiral en dirección a la corona directriz sin álabes, se tiene la siguiente ecuación:

$$\alpha_3 = \frac{\arctan c_3 m}{c_3 u} \quad (2.91)$$

2.8 DISEÑO DE TURBOCOMPRESOR

El turbocompresor está proyectado para sobrealimentar un motor térmico a gasolina de un vehículo deportivo utilitario con funcionamiento a una altitud máxima de 2200 m.s.n.m. Un vehículo de esta clase, es un buen candidato para recibir una adaptación como la presente por varias causas, entre ellas:

- 1) a menudo se ve sometido a desempeñarse a elevadas altitudes, como por ejemplo, en montañas; y
- 2) tiene la capacidad de incorporar un dispositivo sobrealimentador como éste, tanto por espacio disponible en el alojamiento del motor, como por las características del sistema eléctrico que, sin modificación alguna puede encargarse de un accesorio adicional de esta magnitud. El motor térmico se describe con los siguientes datos:

Número de cilindros: 6 en V

Desplazamiento: 2967 cc

Potencia neta: 200 HP a 6000 rpm

Par motor neto: 27.6 Kg-m a 4750 rpm

Tipo de combustible: Gasolina sin plomo

Ahora bien, el diseño del turbocompresor está inspirado en los modelos montados en los actuales motores de aviación. El objetivo de este sobrealimentador no es incrementar las características de desempeño del motor térmico (potencia y torque), sino garantizar que estas características se mantengan invariables, independientemente de la variación de altitud. Esto es, si el fabricante indica que el motor es capaz de desarrollar una cierta potencia y un par motor dado, con ciertas cifras de consumo de combustible y de emisión de gases (estas mediciones las realizan los fabricantes de automóviles a nivel del mar), el turbocompresor tiene la misión de mantener las mismas características de operación hasta una altitud equivalente a la de la Ciudad de México.

Sin embargo, el hecho de fijar la relación de compresión del turbocompresor en un valor de 1.3 conduciría a pensar que a nivel del mar, el motor operaría con una presión de alimentación de 1.32 bar; y como no se pretende exceder la presión de 1 atm = 1.0132 bar, el sistema sobrealimentador deberá estar dotado en su descarga de una válvula de alivio calibrada a 1 atm. De esta manera, el motor recibirá siempre la misma presión de alimentación mediante la progresiva liberación a través de la válvula, sin importar la altitud a que se encuentre. Por lo tanto, a nivel del mar, la válvula de alivio deberá encontrarse

totalmente abierta, para así, suspender la sobrealimentación al motor térmico.

Por otro lado, un motor térmico de este tipo ofrece su mejor desempeño en un rango que oscila, por lo general entre 2500 rpm y 4500 rpm. Pero el objetivo de diseñar este turbocompresor es asistir al funcionamiento del motor desde su encendido y hasta las 3000 rpm, rango en que un motor no es muy aprovechable debido a sus bajas cifras de par motor y potencia. De esta forma, se obtendrán unas curvas más planas y un motor que desarrolle la potencia y el torque indicados por el fabricante, pero antes de alcanzar el régimen de giro calculado por éste. En el capítulo 3, se explica cómo se mantendrá encendido el turbocompresor desde la velocidad de ralenti del motor y hasta sus 3000 rpm.

Para comenzar el diseño del compresor, se partirá de los siguientes datos iniciales:

$$p_E = 0.78 \text{ bar}$$

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

$$p_F = 1.0132 \text{ bar}$$

$$n = 20\,000 \text{ rpm}$$

A 20°C, la Tabla 1 de propiedades termodinámicas del aire a baja presión señala los siguientes valores para la entalpía específica inicial y el factor de compresibilidad inicial.

$$h_0 = 20.10 \frac{KJ}{Kg}$$

$$\mathcal{E}_0 = 1.28$$

La relación de compresión queda definida por:

$$\mathcal{E}_c = \frac{1.0132}{0.78} = 1.3$$

El nuevo valor para el factor de compresibilidad es:

$$\mathcal{E}_{03} = \mathcal{E}_c \times \mathcal{E}_0$$

$$\epsilon_{03} = (1.3)(1.28) = 1.664$$

Según la Tabla 1 a este valor del factor de compresibilidad le corresponde una entalpía de:

$$h_{3s} = 42.907 \frac{KJ}{Kg}$$

El salto energético total para un proceso adiabático isoentrópico es:

$$Y_s = Y_{3s} - Y_0$$

$$Y_s = 42.907 - 20.10 = 22.807 \frac{KJ}{Kg}$$

Ahora, es necesario estimar el caudal volumétrico de aire que consumirá el turbocompresor; para lo cual se recurre a las Gráficas 1 y 2. La Gráfica 1 señala que un motor térmico de 3 litros de desplazamiento a 3000 rpm aspira naturalmente un caudal volumétrico de aire igual a 125 ft³/min. A

continuación, en la Gráfica 2, a partir de una relación de compresión (del turbocompresor) de 1.3, se asciende hasta un rendimiento del 70%, que además de ser aceptable ha sido comprobado en la práctica; en este punto, se lee una relación de densidad de 1.19 para el aire. Esto significa que cuando el motor opere bajo condiciones de sobrealimentación utilizará 1.19 veces más aire que si lo hiciera bajo aspiración natural. Así, en la Gráfica 1 se había obtenido un valor de 125 ft³/min, ahora el flujo será:

$$(125)(1.19) = 148.75 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} = 4.2121 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

El caudal volumétrico a la entrada del compresor es:

$$Q_0 = 252.726 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

El número específico de revoluciones en función del caudal volumétrico n_q , con base en la experimentación práctica se calcula de la siguiente manera:

$$n_q = 5.543 n Q^{\frac{1}{2}} Y_s^{-\frac{3}{4}}$$

$$n_q = (5.543)(20000)(0.070202)^{\frac{1}{2}}(22807)^{\frac{3}{4}} = 15.826996$$

Atendiendo a la Tabla 2, se determina el número específico de revoluciones N

$$N = 6.324 \times 10^{-3} \left(\frac{\gamma_{est}}{\gamma_{tot}} \right)^{\frac{1}{2}} n_q$$

Y siendo $\left(\frac{\gamma_{est}}{\gamma_{tot}} \right)^{\frac{1}{2}} \approx 1$, entonces se tiene:

$$N = 6.324 \times 10^{-3} (15.826996) = 0.1$$

Teniendo ya el número específico de revoluciones σ , se introduce este valor en el diagrama de Eckert (Gráfica 3), el cual es un mapa elaborado con fundamentos prácticos a través del diseño de diversos tipos de turbocompresores. Para tal efecto se ha de aceptar que el ángulo β_1 sea igual a

30°. Por tanto, buscando un buen rendimiento para el turbocompresor, el número específico de revoluciones σ indica que:

$$\beta_2 = 90^\circ$$

$$\Psi = 1.4$$

$$\varphi = 0.017$$

$$\frac{d_1}{d_2} = 0.3375$$

La velocidad periférica del rodete es:

$$u_2 = \sqrt{\frac{2Y_r \times 10^3}{\Psi}}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2(22807)}{1.4}} = 180.50 \frac{m}{s}$$

Con u_2 se calcula el diámetro exterior del rodete

$$d_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$$

$$d_2 = \frac{(180.5)(60)}{\pi(20000)} = 0.172365m$$

el diámetro interior del rodete es:

$$d_1 = \frac{d_1}{d_2} d_2$$

$$d_1 = (0.3375)(0.1724) = 0.058185m$$

Para la determinación del número de álabes, se utilizará la siguiente expresión:

$$\frac{\ell}{t} = 2.38\Psi$$

donde:

ℓ : longitud del álabe

t : paso del álabe $\frac{\pi d_2}{z}$

Ψ : coeficiente de presión

z : número de álabes

Siendo la longitud del álabe ℓ

$$\ell = d_2 - d_1$$

$$\ell = 0.172365 - 0.058185 = 0.11418m$$

se tiene que:

$$t = \frac{\ell}{2.38\Psi}$$

$$\therefore t = \frac{0.11418}{(2.38)(\Psi)} = 0.034268 \text{ m}$$

$$t = \frac{\pi d_2}{z}$$

$$z = \frac{\pi d_2}{t}$$

$$z = \frac{\pi(0.172365)}{0.034268} = 15.8 \approx 16 \text{ álabes}$$

Para calcular los vectores de velocidad a partir de los triángulos de velocidad a la entrada y salida del rodete, es necesario hacerlo primero para un número infinito de álabes, por lo que haciendo el triángulo de entrada rectángulo, se tiene lo siguiente:

$$u_1 = u_2 \frac{d_1}{d_2}$$

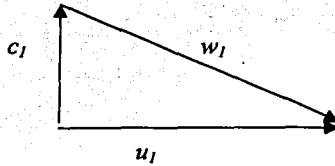
$$u_1 = (180.5)(0.3375) = 60.92 \frac{m}{s}$$

$$c_1 = c_{1m} = u_1 \tan \beta_1$$

$$c_1 = c_{1m} = u_1 \tan \beta_1 = 60.92 \tan 30^\circ = 35.17$$

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2}$$

$$w_1 = \sqrt{(60.92)^2 + (35.17)^2} = 70.34 \frac{m}{s}$$



Triángulo de Entrada

De forma análoga en la salida,

$$C_{1m} = C_{2m} = 35.17 \frac{m}{s}$$

$$C_{2u0} = (180.5) - (35.17 \operatorname{ctg} 90^\circ) = 180.5$$

Para el triángulo de velocidad a la salida, se tiene:

$$z \left(1 - \frac{d_1}{d_2} \right) = 16(1 - 0.3375) = 10.6$$

El valor anterior se lee en la Gráfica 4 con lo que se tiene el coeficiente en e_z :

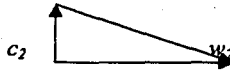
$$e_z = 0.875$$

$$C_{2u} = e_z C_{2u0}$$

$$C_{2u} = (0.875)(180.5) = 157.94 \frac{m}{s}$$

$$C_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + C_{2u}^2}$$

$$c_2 = \sqrt{(35.17)^2 + (157.94)^2} = 161.81 \frac{m}{s}$$

 u_2

Triángulo de Salida

Con los vectores de velocidad es posible calcular ahora el trabajo interno del turbocompresor:

$$Y_i = u_2 c_2 u$$

$$Y_i = (180.5)(157.94) = 28.508 \frac{KJ}{Kg}$$

Luego, las pérdidas internas en el turbocompresor son:

$$y_i = Y_i - Y_s$$

$$y_i = 28.508 - 22.807 = 5.701 \frac{KJ}{Kg}$$

Para encontrar las condiciones del gas en cada etapa del turbocompresor, se utilizarán los siguientes subíndices:

E: entrada del compresor

O: en el interior del compresor, antes del rodete

1: entrada a los álabes

2: salida a los álabes

3: salida de la corona directriz

$$p_E = p_{E \text{ TOT}} = 0.78 \text{ bar}$$

$$T_E = T_{E \text{ TOT}} = 293.15 \text{ K}$$

$$v_E = v_{E \text{ TOT}} = \frac{R_i T_E}{p_E}$$

$$v_E = \frac{(286.9)(293.15)}{0.78 \times 10^5} = 1.078266 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$p_{O \text{ TOT}} = p_{E \text{ TOT}} = 0.78 \text{ b}$$

$$T_{O \text{ TOT}} = T_{E \text{ TOT}} = 293.15 \text{ K}$$

$$v_{O \text{ TOT}} = v_{E \text{ TOT}} = 1.087266 \frac{m^3}{Kg}$$

Según numerosas experimentaciones, la velocidad entre los puntos 0 y 1 suele oscilar entre valores de

$$c_0 = (0.85 \text{ a } 0.95)c_1$$

$$c_0 = 0.9(35.17) = 31.653 \frac{m}{s}$$

Para los cálculos posteriores es necesario considerar la densidad del aire $\gamma = 1.4$; la constante $R = 286.9 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{Kg}\cdot\text{K}$ y el calor específico del aire $c_p = 1005 \text{ J}/\text{Kg}\cdot\text{K}$. Además, debido a que la variación de la presión del gas produce pequeñas perturbaciones que se propagan en todas direcciones, es necesario considerar la velocidad con que se propaga cualquier perturbación o velocidad del sonido a .

$$a_o \approx 20\sqrt{T}$$

$$v_o = \frac{v_{o \text{ TOT}}}{\left[1 - \left(\frac{c_o}{a_o} \right)^2 \frac{\gamma - 1}{2} \right]^{\frac{1}{\gamma - 1}}}$$

$$v_o = \frac{1.078266}{\left[1 - \left(\frac{31.653}{20\sqrt{293.15}} \right)^2 \left(\frac{1.4 - 1}{2} \right) \right]^{\frac{1}{0.4}}} = 1.082886 \frac{m^3}{Kg}$$

$$p_o = p_{o \text{ TOT}} \left(\frac{v_{o \text{ TOT}}}{v_o} \right)^\gamma$$

$$p_o = 0.78 \left(\frac{1.078266}{1.082886} \right)^{1.4} = 0.775345 \text{ bar}$$

$$T_o = \frac{P_o v_o}{R}$$

$$T_o = \frac{(77534.5)(1.082886)}{286.9} = 292.65 \text{ K}$$

En su paso por la máquina, el flujo de aire experimentará pérdidas internas, las cuales se pueden estimar mediante los siguientes parámetros. Además, la velocidad del aire disminuirá al entrar en el difusor en $\frac{1}{4}$, aproximadamente.

$$C_3 = 0.25 C_2$$

$$C_3 = 0.25(1618) = 404.5 \frac{m}{s}$$

Pérdidas entre los puntos 0 y 1: $y_{0-1} = \Omega_1 \frac{C_1^2}{2}$

Pérdidas entre los puntos 1 y 2: $y_{1-2} = \Omega_2 \frac{W_1^2}{2}$

Pérdidas entre los puntos 2 y 3: $y_{2-3} = \Omega_3 \frac{C_2^2 - C_3^2}{2}$

Ω : coeficiente de pérdida

$$\Omega_1 = 0.1 \text{ a } 0.5$$

$$\Omega_2 = 0.2 \text{ a } 0.25$$

$$\Omega_3 = 0.25$$

$$y_{0-1} = 0.15 \left[\frac{(35.17)^2}{2} \right] = 92769 \frac{J}{Kg}$$

$$y_{1-2} = 0.25 \left[\frac{(7034)^2}{2} \right] = 618464 \frac{J}{Kg}$$

$$y_{2-3} = 0.25 \left[\frac{(16138)^2 - (4045)^2}{2} \right] = 3068284 \frac{J}{Kg}$$

Tomando en cuenta las pérdidas internas, el trabajo interno será entonces:

$$Y_i = Y_s + Y_{0-1} + Y_{1-2} + Y_{2-3}$$

$$Y_i = 22807 + 92.796 + 618.464 + 3068.284 = 26586 \frac{J}{Kg}$$

Este valor de trabajo interno es semejante a la primera estimación que se hizo anteriormente.

En el punto 1 se tendrán las siguientes condiciones para el gas:

$$P_{1\text{tor}} = P_0 \left(1 - \frac{c_0^2 + 2y_{0-1}}{2c_p T_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_{1\text{tor}} = 0.775345 \left(1 + \frac{(31.653)^2 + (2)(92.77)}{(2)(1005)(292.65)} \right)^{0.4} = 0.780837 \text{bar}$$

$$T_{1TOT} = T_{0TOT} = 29315 \text{ K}$$

$$V_{1TOT} = \frac{R_1 T_{1TOT}}{P_{1TOT}}$$

$$V_{1TOT} = \frac{(2869)(29315)}{780837} = 1.0771 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Asimismo, estáticamente en el punto 1 se tiene:

$$P_1 = P_{1TOT} \left(1 - \frac{C_1^2}{2C_p T_{1TOT}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$P_1 = 0.780837 \left(1 - \frac{(35.17)^2}{(2)(1005)(293.15)} \right)^{\frac{1.4}{0.4}} = 0.775115 \text{ bar}$$

$$T_1 = T_{1TOT} \left(\frac{P_1}{P_{1TOT}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$$T_1 = 293.15 \left(\frac{0.775115}{0.780837} \right)^{\frac{0.4}{1.4}} = 292.53 \text{ K}$$

$$V_1 = \frac{RT_1}{P_1}$$

$$V_1 = \frac{(2869)(292.53)}{0.775115 \times 10^5} = 1.082767 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

A la salida del rodete, el estado del aire es:

$$h_{2TOT} = h_{E TOT} + Y_i$$

$$T_{2 \text{ TOR}} = T_{E \text{ TOR}} + \frac{Y_1}{c_p}$$

$$T_{2 \text{ TOR}} = 293.15 + \frac{26586}{1005} = 319.6 \text{ K}$$

$$P_{2 \text{ TOR}} = \frac{P_{E \text{ TOR}}}{\left(1 - \frac{y_{2-3}}{c_p T_{2 \text{ TOR}}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}$$

$$P_{2 \text{ TOR}} = \frac{1.0132}{\left(1 - \frac{3068}{(1005)(319.6)}\right)^{\frac{1.4}{0.4}}} = 1.047813 \text{ bar}$$

$$V_{2 \text{ TOR}} = \frac{R_1 T_{2 \text{ TOR}}}{P_{2 \text{ TOR}}}$$

$$v_{2 \text{ tot}} = \frac{(286.9)(319.6)}{1.047813 \times 10^3} = 0.875092 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

Estáticamente, en el punto 2:

$$T_2 = T_{2 \text{ tot}} - \frac{c_2^2}{2 C_p}$$

$$T_2 = 319.6 - \frac{(161.81)^2}{2(1005)} = 306.58 \text{ K}$$

$$p_2 = p_{2 \text{ tot}} \left(\frac{T_2}{T_{2 \text{ tot}}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$$

$$p_2 = 1.04783 \left(\frac{306.58}{319.6} \right)^{\frac{1.4}{0.4}} = 0.905865 \text{ bar}$$

$$v_2 = \frac{R_1 T_2}{p_2}$$

$$v_2 = \frac{(286.9)(306.58)}{0.905865 \times 10^5} = 0.970981 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

El rendimiento volumétrico dependerá de la hermeticidad del sellado entre el eje del compresor y el rodete. En la Gráfica 5 se ilustran varios tipos de cierres laberínticos, de los que se elige para este caso el tipo *c*, con un coeficiente de caudal $\zeta = 1.29$ y $z = 3$ elementos.

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{0.95865}{0.775115} = 1.1687$$

En la misma gráfica, para el valor anterior se lee lo siguiente:

$$\frac{\dot{m}_1 \sqrt{T_2 \text{ TOR}}}{\zeta A p_2} = 0.013$$

El área de la sección transversal intersticial es:

$$A = \pi d_0 \delta_1$$

d_0 = diámetro medio de la corona intersticial

δ_1 = longitud radial del intersticio ($\delta_1 = 0.3 \text{ mm}$)

El diámetro medio de la corona intersticial d_0 se obtiene de la ecuación inicial de caudal volumétrico.

$$Q_0 = \frac{\pi c_0 (d_0^2 - d_e^2)}{4}$$

$$d_0 = \sqrt{\frac{4Q_0}{\pi c_0} + d_e^2}$$

Como el caudal másico es:

$$\dot{m} = \frac{Q_e}{v_e}$$

$$\dot{m} = \frac{0.070202}{1.078266} = 0.065106 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

entonces el caudal volumétrico es:

$$Q_0 = \dot{m} v_0$$

$$Q_0 = (0.065106)(1.082886) = 0.070502 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

El momento de torsión aplicado por el eje del turbocompresor, considerando un esfuerzo de torsión máximo $O = 20 \text{ MN/m}^2$ para un tipo de carga pulsante es:

$$M = \frac{60 p_a \times 10^3}{2\pi n}$$

Haciendo una aproximación para el rendimiento total de la máquina igual a $\eta_{TOT} = 80 \%$, la potencia de accionamiento será:

$$P_a = \frac{Y}{\eta_{TOT}} \dot{m}$$

$$P_a = \frac{(22.807)(0.065106)}{0.8} = 1.86 \text{ KW}$$

$$P_a = 2.49 \approx 2.5 \text{ HP}$$

El momento de torsión es:

$$M = \frac{(60)(1.86 \times 10^3)}{(2\pi)(20000)} = 0.8881 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Recurriendo a la Resistencia de Materiales, el diámetro del eje que soportará el momento de torsión es:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16M}{\pi\tau}}$$

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{(16)(0.8881)}{(\pi)(20 \times 10^6)}} = 0.0061 \text{ m}$$

El diámetro de la corona intersticial será:

$$d_o = \sqrt{\frac{(16)(0.070502)}{(\pi)(31.653)} + (0.0061)^2} = 0.0536 \text{ m}$$

El área de la sección transversal intersticial es, por tanto:

$$A = (\pi)(0.0536)(0.3 \times 10^{-3}) = 5.0516 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

Ahora, se calcula el caudal intersticial:

$$\dot{m} = \frac{0.013 \zeta A p_2}{\sqrt{T_2 \tau \sigma}}$$

$$\dot{m}_i = \frac{(0.013)(1.29)(0.50516)(0.905865)}{\sqrt{319.6}} = 0.00043 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

El rendimiento volumétrico se define por:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_l}$$

$$\eta_v = \frac{0.065106}{(0.065106 + 0.00043)} = 0.9934$$

A la salida del difusor, se tiene una presión total igual a:

$$P_{3\text{ TOT}} = 1.0132 \text{ bar}$$

Y la presión real, en condiciones estáticas es:

$$P_3 = P_2 \left[1 + \frac{c_2^2}{2c_p R_i T_2} \left(1 - \frac{c_3^2}{c_2^2} \right) \right]^{\frac{n}{n-1}}$$

Donde el exponente politrópico n puede variar de 1.45 a 1.7

El rendimiento interno del compresor es:

$$\eta_i = \frac{Y_s}{Y_i}$$

$$\eta_i = \frac{22.807}{26.586} = 0.8579$$

Por lo tanto, considerando aproximadamente igual el rendimiento del difusor al del compresor y estimando el exponente politrópico igual a 1.7, se tiene la siguiente presión a la salida del difusor:

$$P_3 = 0.905865 \left[1 + \frac{(161.81)^2}{(2)(1005)(0.8579)(306.58)} \left(1 - \frac{(40.45)^2}{(161.81)^2} \right) \right]^{1.7}$$

$$P_3 = 1.01142 \quad \text{bar}$$

$$T_3 = T_2 \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

$$T_3 = (306.58) \left(\frac{1.0114}{0.905865} \right)^{\frac{0.7}{1.7}} = 320.81 \text{ K}$$

$$v_3 = \frac{R T_3}{P_3}$$

$$v_3 = \frac{(286.9)(320.81)}{1.01142 \times 10^5} = 0.910012 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}}$$

$$Q_3 = \dot{m} v_3$$

$$Q_3 = (0.065106)(0.910012) = 0.059247 \frac{m^3}{s}$$

Finalmente, las dimensiones del compresor se indican a continuación:

$$b_1 = \frac{\frac{\dot{m} v_1}{\eta_v}}{\pi d_1 c_{1m}}$$

$$b_1 = \frac{(0.065106)(1.082767)}{\pi(0.058185)(35.17)} = 0.011038m$$

$$b_2 = \frac{\dot{m} v_2}{\pi d_2 c_{2m}}$$

$$b_2 = \frac{(0.065106)(0.970981)}{\pi(0.172365)(35.17)} = 0.03319 \text{ m}$$

$$b'_2 = b_3 \approx b_2 = 0.003319 \text{ m}$$

$$d_3 \approx 1.17 d_2 = 1.17(0.172365) = 0.201667 \text{ m}$$

$$d'_2 = (1.05 \text{ a } 1.1) d_2$$

$$d'_2 = 1.055(0.172365) = 0.181845 \text{ m}$$

$$d_3 c_{3u} = d_2 c_{2u} = \text{cte}$$

$$c_{3u} = \frac{d_2}{d_3} c_{2u}$$

$$C_{3u} = \frac{0.172365}{0.201667} (157.94) = 13499 \frac{m}{s}$$

$$C_{3m} = \frac{0.059247}{(\pi)(0.201667)(0.003319)} = 28.18 \frac{m}{s}$$

$$C_{3m} = \frac{Q_3}{\pi d_3 b_3}$$

$$\alpha_3 = \arctan \frac{C_{3m}}{C_{3u}}$$

$$\alpha_3 = \arctan \frac{28.18}{134.99} = 11.79^\circ$$

2.9 CÁLCULO DE VÁLVULA REGULADORA

En la Figura 2.10 se muestra una válvula reguladora de presión cuyo objetivo es asegurar que el flujo de aire procedente del turbocompresor se dirija al motor térmico con una presión exactamente de 1.078 bar. Como se aprecia en la Figura 2.10, siempre que la presión en el sistema sea menor o igual a 1.078 bar, la esfera mantiene cerrado el paso del aire a la atmósfera y el aire fluye únicamente hacia el motor. Si la presión del sistema supera este valor, tal como ocurriría en un sitio de menor altitud a 2200 m. s. n. m., esa presión vence la fuerza del resorte y el aire tiene comunicación con la atmósfera, manteniéndose constante la presión en el conducto que va al motor.

Como la presión máxima que ha de soportar el resorte de la válvula es de 1.0132 kg/cm², y dado que la presión es una fuerza aplicada en el área de la sección transversal del conducto, cuyo diámetro interior es de 20 mm, entonces la fuerza que el resorte de la válvula debe aplicar a la esfera para mantener cerrada la comunicación con la atmósfera es la siguiente:

$$p = \frac{F}{A}$$

$$\frac{F}{A} = 1.033 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$F = 10.1337 \cdot \pi \cdot 12$$

$$F = 31.8361 \text{ N}$$

Teniendo el resorte un diámetro de 20 mm y siendo el alambre del mismo de 2 mm de diámetro, la relación de diámetros D_m es:

$$D_m = D - d$$

$$D_m = 0.02 - 0.002 = 0.018 \text{ m}$$

Si la esfera es de 10 mm de diámetro, el resorte, con una longitud inicial de 50 mm tendrá que comprimirse 10 mm para permitir la total abertura de la válvula, y como el alambre del resorte será de acero, con un módulo de

elasticidad G igual a $80\,000\text{ N/mm}^2$, el número de vueltas del resorte es:

$$N = \frac{4Gfd}{8D_m 3F}$$

$$N = \frac{10 \cdot 2^4 \cdot 80000}{8 \cdot 18^3 \cdot 31.8361}$$

$$N = 8.6175$$

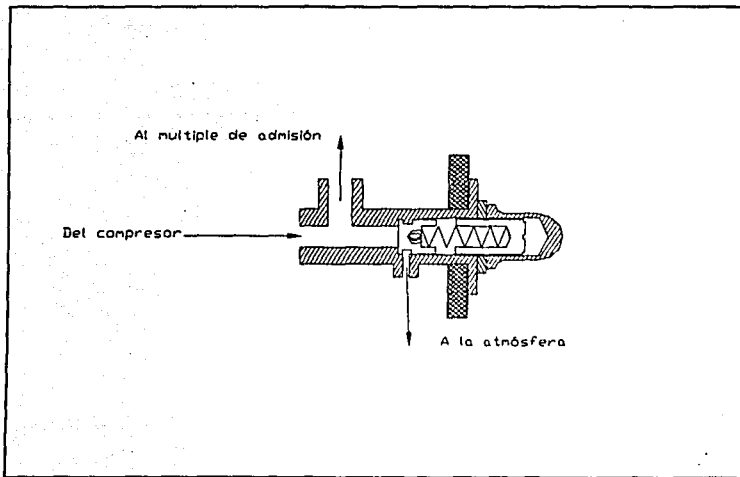
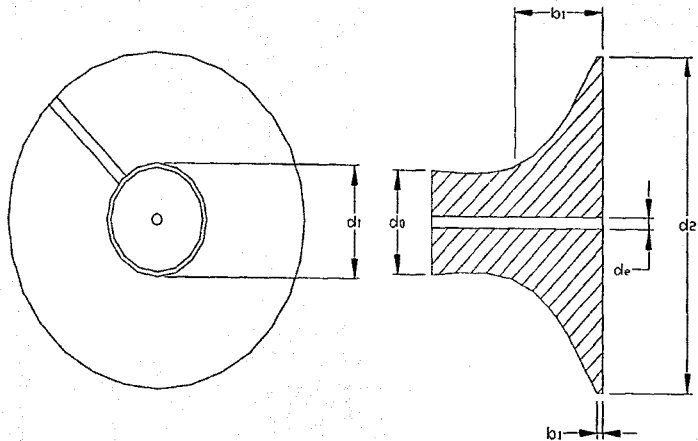


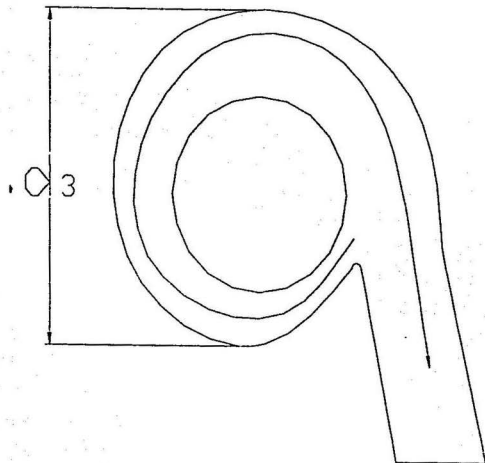
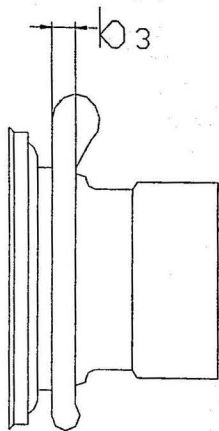
Figura 2.10 Válvula limitadora de presión

129



$d_0=53.60$	
$d_e=6.1$	$d_1=57.19$
$b_1=11.04$	$d_2=172.37$
$b_2=3.32$	$Z= 16$ álabes
Rodete de turbocompresor	
Acot: mm	Esc: 1:2

130



$d_3=201.67$	$b_3=3.32$
Carcasa de compresor	
Acot:mm	Esc: 1:2

CAPÍTULO 3

ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO

3. ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO

3.1 MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA

La Figura 3.1 muestra la forma más elemental del motor de corriente continua. Como puede apreciarse, un motor de corriente continua consta fundamentalmente de un imán permanente y una bobina. Cuando se hace circular por la bobina una cierta cantidad de corriente, se forma un campo magnético que reacciona con el campo magnético producido por el imán permanente. La reacción entre ambos campos magnéticos produce una fuerza de repulsión entre polos iguales; fuerza que tiende a hacer girar a la bobina sobre su mismo eje.

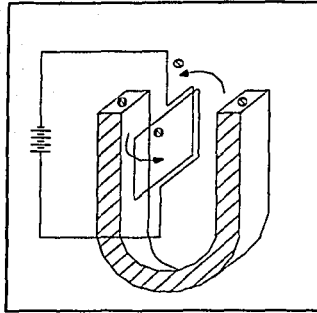


Figura 3.1 Motor elemental de corriente continua

Cuando la corriente circula por la bobina, se presenta un campo magnético con polos norte y sur. Estos polos son repelidos por los mismos polos del imán permanente, y al mismo tiempo, atraídos por polos diferentes del imán. Esta reacción entre polos hace que la bobina gire en un sentido. Sin embargo, sucede que cuando se ha hecho un giro, ahora polos diferentes se encuentran enfrentados y por la atracción producida, la bobina dejaría de girar. Para evitar esto, un conmutador se encarga de invertir el sentido de circulación de la corriente, con lo que nuevamente son polos iguales los que se encuentran enfrentados, la repulsión permanece y con ello, también el giro de la bobina.

Dicha acción de conmutar el sentido en que circula la corriente continúa mientras exista un voltaje en las terminales de la bobina, (Figura 3.2).

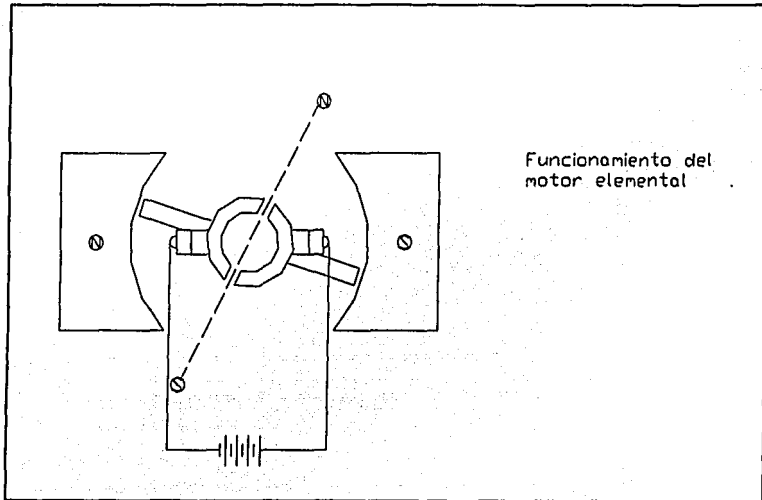


Figura 3.2

Con lo explicado anteriormente, se pueden citar las partes principales que conforman un motor de corriente continua:

- Campo o estator
- Armadura, inducido o rotor
- Conmutador ó colector
- Carcasa o envolvente

En la realidad, el inducido está construido por varias bobinas, con lo que se garantiza que el campo magnético sea permanente y exista siempre una fuerza electromotriz (f.e.m.) y por tanto, un par motor actuando sobre el rotor.

Además, debido a que el inducido corta, en su movimiento, el campo magnético del estator, se genera una corriente en las bobinas. Esta corriente produce una fuerza contraelectromotriz que se opone a la f.e.m. aplicada.

En un motor en funcionamiento siempre existe una fuerza contraelectromotriz de valor proporcional a la intensidad del campo magnético y a la velocidad de giro del rotor. Esto significa que la tensión efectiva que existe en los bornes del inducido es la diferencia de la tensión aplicada y la fuerza contraelectromotriz.

La tensión efectiva en los bornes del inducido es proporcional a la corriente y a la resistencia del devanado. Por lo tanto, según la ley de Ohm, la tensión efectiva en los bornes del inducido será igual al producto de la corriente que circula por el devanado I_1 y la resistencia del mismo R_1 . Y siendo E_a la fuerza electromotriz aplicada y E_c la fuerza contraelectromotriz inducida, entonces la corriente I_1 se puede calcular como sigue:

$$I_1 = \frac{E_a - E_c}{R_1}$$

Así, la fuerza contraelectromotriz es la siguiente:

$$E_c = E_a - (I_1 \cdot R_1)$$

La fuerza contraelectromotriz limita la corriente que circula por los devanados del inducido debido a que se opone a la fuerza electromotriz aplicada. Esta limitación de la corriente se manifiesta cuando el motor se encuentra ya en funcionamiento. Pero al arrancar el motor, la fuerza contraelectromotriz es prácticamente nula, por lo que la corriente fluye libremente por el inducido. Por esta razón, la corriente se incrementa considerablemente durante el

arranque. Una vez que el motor ha acelerado hasta su velocidad nominal, aparece la fuerza contraelectromotriz y la corriente disminuye a su valor nominal. Esto hace necesario que en motores de elevada potencia se deban emplear mecanismos que limiten la corriente de arranque.

En una instalación, si por alguna razón el rotor se llega a bloquear se incrementaría la corriente debido a la ausencia de una fuerza contraelectromotriz y los devanados del motor se quemarían. Esto se evita en la realidad mediante dispositivos de protección, como los relés, relevadores o relays térmicos que funcionan como interruptores en caso de que la corriente de alimentación llegue a representar algún peligro para el motor.

3.2 MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA CON EXCITACIÓN EN DERIVACIÓN, SHUNT Ó PARALELO

Como puede apreciarse en la Figura 3.3, el campo y el inducido se hallan conectados en paralelo, estando el primero alimentado por la fuente de suministro. Una resistencia de arranque o resistencia de aceleración R_a se conecta en serie con el inducido con la función de limitar la corriente que

circula por los devanados del inducido desde el momento de la puesta en marcha hasta alcanzar una velocidad próxima a la nominal. Existe el inconveniente de que la resistencia R_a reduce además el par motor en el arranque, disipando en forma de calor la energía absorbida para tal reducción de par motor. Por eso, en cuanto el motor se aproxima a su velocidad nominal debe cortocircuitarse la resistencia de arranque.

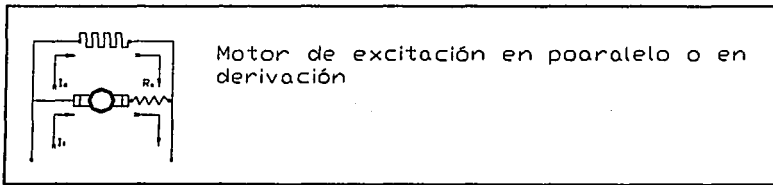


Figura 3.3

Los motores de corriente continua excitados en derivación o en paralelo tienden a variar su par motor conforme varía la carga a vencer; mientras, la velocidad apenas sufre ligeras fluctuaciones. Cuando el motor opera en vacío, no hay carga que vencer y la única resistencia que se opone a su funcionamiento es la fricción en rodamientos y escobillas. En este estado, el motor tiende a acelerar un poco; y al recibir alguna carga, su velocidad disminuye en poca proporción.

Estas características hacen que los motores en derivación sean adecuados para mover cargas constantemente variables; por ejemplo en ascensores de carga y pasaje y escaleras eléctricas.

3.3 MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA CON EXCITACIÓN EN SERIE

En los motores excitados en serie, los devanados del campo están conectados en serie con los devanados del inducido, (Figura 3.4).

A este tipo de motores, si se los hace operar en vacío se llegan a averiar prontamente tal como se explica a continuación. Si la carga a mover es nula, el rotor tiende a acelerarse, embalsarse ó desbocarse esta aceleración aumenta la fuerza contraelectromotriz E_c . Debido a que la tensión de alimentación E_l es la suma de la fuerza contraelectromotriz E_c y la tensión en el inducido $I_l \cdot R_l$, si E_c sufre un incremento, aritméticamente tendrá que disminuir la corriente I_l . Y como I_l circula tanto por el campo como por el inducido, al disminuir su intensidad también disminuye el campo magnético del estator; lo que lleva a aumentar aún más la velocidad del rotor. Este proceso es secuencial, sin

tener paro hasta que el motor alcance su destrucción como consecuencia de su incapacidad para soportar el esfuerzo centrífugo de la aceleración.

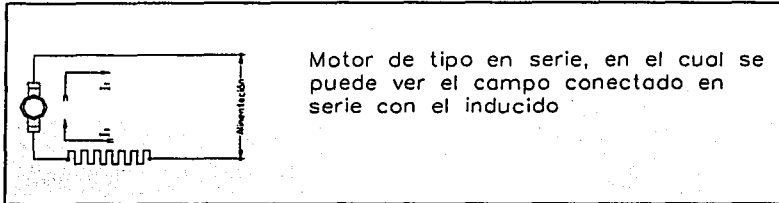


Figura 3.4

Por la referencia anterior, se entiende que los motores de corriente continua con excitación en serie nunca deberán ser operados sin carga. Y la carga ha de localizarse directamente sobre la flecha del motor, o en su defecto, se debe acoplar mediante un sistema de engranes; nunca por medio de un sistema que pudiera soltarse y condujera al motor a su desboque.

En cuanto a su comportamiento, este tipo de motores son muy sensibles a la magnitud de la carga aplicada. Dado que la corriente de alimentación circula también por el campo, cuando el motor se halla a bajo régimen de giro la

fuerza contraelectromotriz es baja; esto permite que fluya una gran cantidad de corriente por los devanados del inducido, lo que eleva el par motor. Por tanto, este tipo de motores se emplean sin problemas en casos donde se requiere un alto par de arranque, pero con cargas poco variables; por ejemplo en vehículos de transporte eléctrico, en grúas y en bandas transportadoras.

3.4 MOTORES DE CORRIENTE CONTINUA COMPUESTOS

Los motores compuestos contienen dos tipos de devanados de campo ó compound, el primero conecta en paralelo al campo con el inducido, y el segundo lo hace en serie. Esta modalidad reúne las ventajas de los motores en paralelo y las de los motores en serie, esto es, los motores compuestos ofrecen un buen par de arranque y una velocidad convenientemente constante ante cargas variables.

Existen dos tipos de motores compuestos: los acumulativos y los diferenciales.

Los motores compuestos acumulativos, como se representa en la Figura 3.5, poseen el devanado en serie después del inducido, reforzándose la

conexión en paralelo. En estos motores la velocidad tiende a disminuir cuando se incrementa la carga, pero lo hace en menor medida de lo que lo hace en un motor excitado en serie. Respecto al par de arranque, éste es mayor que en un motor excitado en derivación. Cuando un motor de este tipo funciona en vacío, al acelerar, y aumentar con ello la fuerza contraelectromotriz se reduce la corriente que fluye por el inducido y se contiene así la velocidad del mismo.

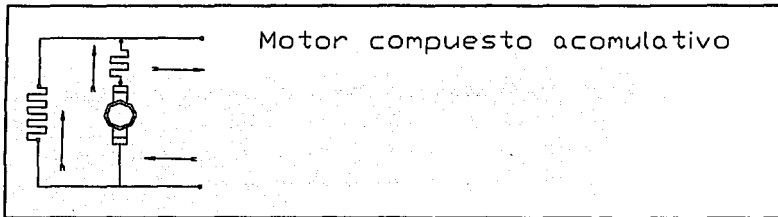


Figura 3.5

En los motores compuestos diferenciales, (Figura 3.6), el devanado en serie se encuentra antes del inducido, el cual permite un flujo de corriente contrario al del campo. Cuando la carga crece, la intensidad del campo magnético y la corriente del inducido se reducen, limitando la deceleración provocada por el incremento de la carga. La velocidad es, por lo tanto, más constante que en

un motor excitado en serie. Sin embargo, debido al flujo de corrientes en sentidos opuestos a través del devanado en serie y en paralelo, el par de arranque es relativamente bajo, además de que con cargas mínimas el motor se desboca.

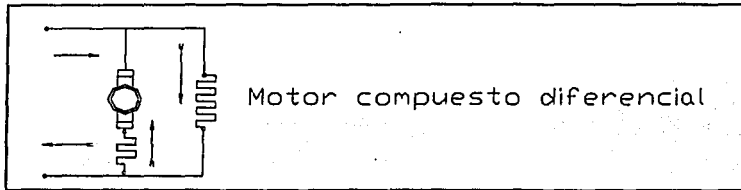


Figura 3.6

Las aplicaciones de estos dos tipos de motores son para requerimientos de una buena regulación de velocidad y un buen par de arranque para accionar la carga aplicada.

Las aplicaciones de este último son reducidas; pero el motor compuesto o compound acumulativo tiene varias aplicaciones, por citar algunas: bombas de émbolo, máquinas de corte, trituradoras, elevadores mecánicos, montacargas, sopladores a presión, compresores, etc.

3.5 EQUIPO ELÉCTRICO REQUERIDO

Con lo expuesto en los apartados anteriores de este capítulo, es posible definir el tipo de máquina que ha de accionar al compresor ya diseñado; así como también se hace oportuno describir los aditamentos de protección para el motor y la forma en que se deberá realizar la instalación en el sistema eléctrico del vehículo para el que ha sido proyectado el diseño.

Tomando en cuenta que la carga la forma un rodete de 160 mm de diámetro exterior, fácilmente se ve que no representa gran esfuerzo para un motor eléctrico. Por lo tanto, es imperativo utilizar una máquina eléctrica que ofrezca una velocidad constante. Además, debido a que la carga se aplicará sin intermitencias, no es necesario que la máquina de accionamiento desarrolle un par de arranque demasiado alto. Otro punto a considerar es el tipo de acoplamiento de la carga al motor. Este acoplamiento se ha de hacer mediante un sistema de poleas, dado que el régimen de giro del turbocompresor rondará las 20 000 rpm y el del motor eléctrico las 3600 rpm. Esto implica la posibilidad de ruptura de la banda de acoplamiento y, en este supuesto, al girar el motor en vacío, se debe garantizar que no sufra una excesiva aceleración que lo pueda llevar a alguna avería permanente. El acoplamiento mediante poleas y banda representa mayores ventajas frente a un sistema de

engranajes debido a que éste último redonda en un aumento de peso, volumen y costos.

La elección de un motor de corriente continua ante uno de corriente alterna para este propósito, estriba principalmente en que el primero se halla ampliamente difundido entre aplicaciones automotrices, como es el caso de los motores de arranque, los motores de ventiladores y los motores de equipo de arrastre y remolque (*winches*): a diferencia del motor de corriente alterna que es de escaso empleo en vehículos automotores.

El motor de corriente continua que mejor satisface los requerimientos de operación para este diseño es del tipo de excitación en paralelo o en derivación. Como se planteó en el apartado 3.2, los motores excitados en paralelo funcionan a velocidad casi constante conforme aumenta o disminuye la carga, y ofrecen un par de arranque moderado. Estos motores, por lo general se encuentran disponibles para uso automotriz con potencias nominales de 2.8 H.P., 3.6 H.P. y 4.5 H.P. Si la potencia necesaria para accionar el turbocompresor es de casi 2.5 H.P. y suponiendo pérdidas en el sistema multiplicador menores a 1 H.P., el motor eléctrico elegido es el correspondiente a una potencia de 3.6 H.P. Dicho motor demanda para

su operación a carga máxima una corriente de 280 A a 12 V de corriente directa, flujo eléctrico que será proporcionado por el alternador del vehículo desde la puesta en marcha del motor térmico.

Para garantizar el correcto funcionamiento del motor es preciso que exista en el sistema de alimentación un dispositivo de protección contra sobrecargas y cortocircuitos. Para tal fin, los motores eléctricos suelen ser alimentados a través de relés de sobrecarga. Para uso automotriz, por lo general, se emplean los relés térmicos bimetalicos, que funcionan como se describe a continuación.

El relé térmico bimetalico, mostrado en la Figura 3.7, consiste en un disco circular formado por dos metales, uno sobre otro; teniendo el metal de la cara superior un coeficiente de dilatación mayor que el metal de la cara inferior. También tiene una bobina que actúa como calefactor. Una parte de la corriente de alimentación circula por la bobina. Así, a medida que la máquina eléctrica incrementa su demanda de corriente, la bobina transmitirá una mayor cantidad de calor al disco bimetalico, con lo que una de las caras del disco comenzará a dilatarse en mayor medida que la otra. Cuando la corriente sea excesiva, y con ello también la dilatación del disco, éste invierte su convexidad y, a través del disparo del contacto móvil interrumpe súbitamente la

alimentación del motor eléctrico. Debido a que el tiempo de dilatación del disco es inversamente proporcional a la intensidad de la corriente de sobrecarga, este tipo de relés permite ligeras sobrecargas sin que se detenga el motor, siempre que no se ponga en riesgo su construcción. Una vez disparado el relé, permanecerá así hasta que el disco bimetalico recupere su estado inicial, a causa de su enfriamiento. Por lo tanto, una sobrecarga excesiva producirá un calentamiento mayor (Rt^2), y el tiempo de reestablecimiento será mayor.

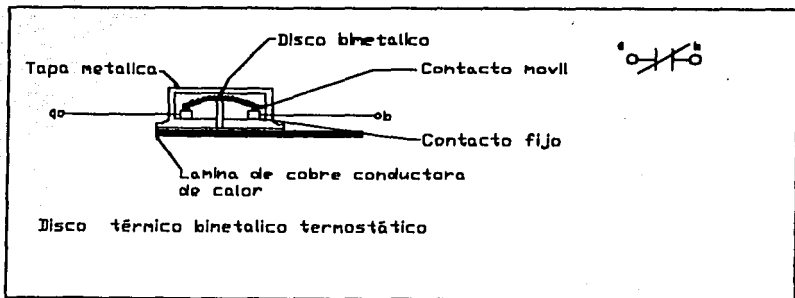


Figura 3.7

3.6 INSTALACIÓN ELÉCTRICA

El turbocompresor operará mientras el motor térmico se encuentre en un régimen de giro comprendido entre 1000 rpm y 3000 rpm. Para que esto sea posible, se deberá incluir un interruptor en el tacómetro del motor; mismo que permitirá el suministro eléctrico del turbocompresor siempre que el motor esté girando a la velocidad citada anteriormente. Inmediatamente que el motor opere a una velocidad superior a las 3000 rpm o inferior a 1000 rpm, se suspenderá la alimentación al motor eléctrico del turbocompresor; en tal estado el motor de combustión interna funcionará naturalmente aspirado.

Por último, en la Figura 3.8 se observa la forma en que se debe realizar la instalación eléctrica del motor.

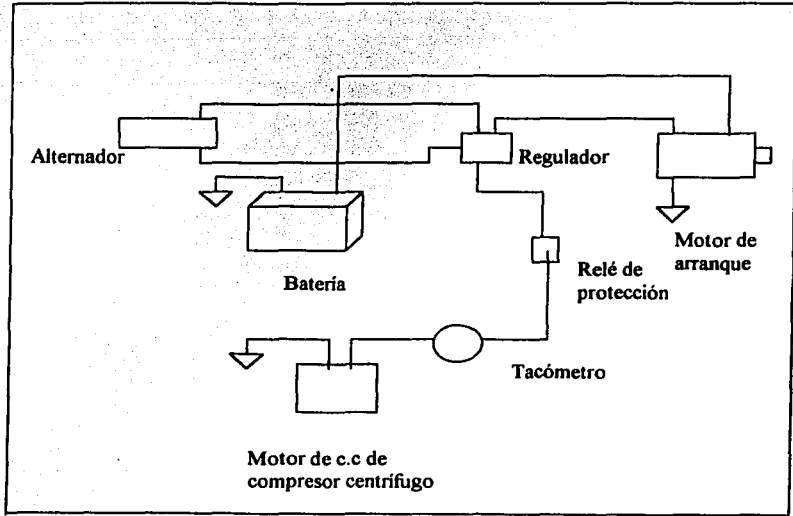


Figura 3.8

Esquema de instalación eléctrica

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS ECONÓMICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO

4. ANÁLISIS ECONÓMICO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO

4.1 GENERALIDADES

Uno de los aspectos más importantes en la ingeniería es la estimación del costo de un proyecto determinado. Todo proyecto de diseño en ingeniería debe incluir una estimación del costo antes de proceder a su construcción, debido a que además de los problemas de ingeniería, existen problemas de economía de construcción. Por tanto, una vez estimado el costo de producción es necesario hacer una evaluación económica y determinar las posibles formas de reducir el costo, conservando los estándares de calidad y las características de operación del dispositivo.

Para el dispositivo en diseño, se hará una clasificación de las partes que lo componen. El primer grupo lo integra el conjunto del turbocompresor, es decir, el impulsor, la carcasa, el eje y los rodamientos. El segundo grupo queda conformado por el equipo eléctrico, o sea, el motor eléctrico, el relé de

protección y el cableado. Y el tercer conjunto de partes comprende el sistema de transmisión, esto es, las poleas y la banda.

4.2 COSTO DE TURBOCOMPRESOR

Para la construcción del impulsor y de la carcasa se ha proyectado emplear bronce fundido SAE 62 (Cu - 90%; Sn - 10%). Dicho material proporciona un adecuado equilibrio entre resistencia mecánica y economía de construcción y mantenimiento.

El eje del turbocompresor está considerado ser construido de hierro fundido SAE GG - 14; material que posee las propiedades mecánicas requeridas por el trabajo a desarrollar (20 MN/m^2).

Como elemento antifriccionante se emplearán rodamientos de esferas de acero inoxidable.

COMPONENTE	COSTO UNITARIO	NÚMERO DE COMPONENTES
Impulsor	\$72.00/kg	2.700 kg aprox.
Carcasa	\$72.00/kg	4.000 kg aprox.
Eje	\$20.00/kg	1.000 kg aprox.
Rodamientos	\$100.00/pieza	1 pieza

4.3 COSTO DEL EQUIPO ELÉCTRICO

El principal elemento del equipo eléctrico es la máquina eléctrica, la cual consiste en un motor de corriente directa de 3.6 H. P., del tipo en derivación. Este motor debe ser, de preferencia de diseño para uso automotriz, con el fin de que sea el más adecuado tanto por características de funcionamiento como por sus dimensiones exteriores.

Del mismo modo, el elemento de protección, o sea el relé térmico bimetálico deberá ser de aplicación automotriz; similar a los relés utilizados para protección de motores en cabrestantes de arrastre y remolque, y en sistemas de

dirección asistidos eléctricamente.

Finalmente, para la instalación eléctrica se empleará cable de cobre AWG - 8, para uso en automóviles.

COMPONENTE	COSTO UNITARIO	NÚMERO DE COMPONENTES
Motor c.c. 3.6 H.P.	\$2,000.00/pieza	1 pieza
Relé térmico bimetálico	\$200.00/pieza	1 pieza
Cable AWG - 8	\$5.00/m	10 m aprox.

4.4 COSTO DE LA TRANSMISIÓN

El sistema de transmisión consta de un par de poleas fabricadas en hierro fundido y una banda de caucho. Tanto las poleas como la banda pueden elegirse del tipo en "V", o para un desempeño más suave y silencioso se puede optar por poleas y banda dentadas longitudinalmente.

COMPONENTE	COSTO UNITARIO	NÚMERO DE COMPONENTES
Poleas	\$300.00/pieza	2 piezas
Banda	\$60.00/pieza	1 pieza

4.5 PRESUPUESTO TOTAL

COMPONENTE	COSTO
Impulsor	\$194.40
Carcasa	\$288.00
Eje	\$20.00
Rodamientos	\$100.00
Motor c.c. 3.6 H.P.	\$2,000.00
Relé térmico bimetálico	\$200.00
Cable AWG - 8	\$50.00
Poleas	\$600.00
Banda	\$60.00
Total	\$3,512.40

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Un sobrealimentador es un compresor de aire que tiene como función surtir a una máquina térmica aire a una presión mayor a la atmosférica. La sobrealimentación se ha empleado con éxito desde hace varias décadas para asistir toda clase de motores térmicos.

Con el uso de sobrealimentadores se ha dado respuesta a algunos de los principales problemas que afectan a los motores, tales soluciones son: el incremento en el desempeño de motores en automóviles de competencia, se ha hecho posible el funcionamiento de vehículos sobre hielo y nieve en zonas montañosas, se han diseñado aeronaves supersónicas capaces de volar a altitudes superiores a los 15 000 m, y quizás la más relevante, han sido construidos vehículos automotores de alta eficiencia y reducidas emisiones contaminantes.

El presente turbocompresor centrífugo fue diseñado para sobrealimentar un motor de 3 L de cilindrada de un vehículo deportivo utilitario. El turbocompresor está dimensionado para lograr que el vehículo presente un

comportamiento y un desempeño constantes, no importando la ubicación. Una vez instalado el sobrealimentador, el vehículo podría ser conducido bajo diversas condiciones, desde el nivel del mar y hasta 2200 m. s. n. m. sin sufrir merma alguna en su desempeño y rendimiento; claro está, controlado automáticamente, sin ninguna intervención por parte del usuario.

El empleo de un turbocompresor en lugar de un compresor de desplazamiento positivo para tal sobrealimentación, ofrece las ventajas de requerir un menor volumen para su alojamiento en el compartimiento del motor, por un lado, y por otro, su sencillez de construcción y mantenimiento es también decisiva. Otro aspecto a considerar es el peso del equipo una vez ensamblado. Respecto a esto, un turbocompresor contiene menor número de componentes, aligerándose en gran medida el dispositivo; además de reducirse las pérdidas por fricción al haber únicamente dos elementos sujetos al rozamiento (la flecha y el cojinete de la turbomáquina). Esto último adquiere gran importancia si se toma en cuenta que el rendimiento total del sistema se ve afectado de manera directamente proporcional al rozamiento existente entre las partes móviles, con lo que el desgaste también se reduce notablemente en una turbomáquina.

Por lo regular, cuando se proyecta sobrealimentar un motor mediante el empleo de un turbocompresor, se diseña éste para ser accionado por una turbina movida por los gases del escape del mismo motor. Esta modalidad es muy funcional puesto que aprovecha la energía residual del motor; energía que de otro modo sería descargada a la atmósfera sin provecho alguno. No obstante, las turbinas de gas son mecanismos expuestos al desgaste prematuro debido a que el constante calentamiento y enfriamiento del rodete es sumamente perjudicial para su composición microestructural. A esto se añaden los problemas de estanqueidad que provienen de una diferencia de temperaturas entre la turbomáquina generatriz y la turbomáquina motriz. Las turbinas de gas son idóneas para ser utilizadas en sistemas de uso prolongado; por ejemplo, en plantas de generación eléctrica o en aeronaves, casos en que las turbinas son detenidas solamente para su mantenimiento. En aplicación automotriz, la construcción de turbinas de alta resistencia a este tipo de desgaste ha conducido a los investigadores a experimentar con materiales cerámicos de alta calidad que, como es de suponerse, incrementan considerablemente el costo de producción.

A diferencia, un turbocompresor acoplado a un motor eléctrico queda libre del desgaste ocasionado por el exceso de calor y, lo que es peor, los cambios de

temperatura. Lo anterior elimina la necesidad de emplear materiales especiales, que además de ser caros por sí solos, requieren procedimientos y herramientas especiales para una correcta manufactura del sobrealimentador, lo que aumenta aún más el costo.

Sin embargo, a lo largo del desarrollo teórico del turbocompresor se hacen notables algunas restricciones que limitan la aplicación de un dispositivo de esta naturaleza. Si lo que se desea es obtener una relación de compresión mayor a la considerada, es necesario incrementar las dimensiones del turbocompresor y/o la velocidad de giro del mismo; lo que demanda mayor potencia del motor eléctrico y, para accionar un motor así, el sistema de carga (alternador) necesitaría tener la suficiente capacidad para alimentar tanto al turbocompresor como al resto del sistema eléctrico del vehículo. Por lo regular, esta condición la satisfacen solamente vehículos de tamaño grande y con motores de trabajo pesado, como por ejemplo, camionetas y camiones de carga. Esto respecto a lo concerniente a capacidad eléctrica, y en cuanto al incremento de tamaño de la turbomáquina, el dispositivo quedaría reservado para uso en vehículos que dispongan de espacio suficiente, es decir, autobuses o camiones de carga. Por lo tanto, en caso de necesitarse una alta relación de compresión del turbocompresor, es más factible el accionamiento ya sea por

turbina o por el cigüeñal del motor, en vez del accionamiento mediante una máquina eléctrica.

En el caso opuesto, cuando se quiere recibir en la descarga de la turbomáquina una relación de compresión menor a la considerada en este proyecto, el diseño sale de la frontera límite de las turbomáquinas térmicas, por lo que es más sencillo y apropiado desarrollar el sobrealimentador como si se tratara de una turbomáquina hidráulica.

Tratando el tema del costo, el turbocompresor eléctrico representa por mucho, mayor economía de fabricación, ensamble e instalación en un vehículo si se lo compara con un compresor-turbina o con un compresor acoplado al cigüeñal. Lo anterior se fundamenta por ser los motores eléctricos fácilmente adquiribles, puesto que son máquinas ya existentes en el mercado de autopartes en diversas clases y capacidades; es decir, no es necesario diseñar un motor para acoplarlo al turbocompresor. Tal ventaja no existe en los sobrealimentadores de turbina; ésta debe diseñarse específicamente para un turbocompresor en particular.

Ahora, si el compresor aprovecha la energía del cigüeñal, el costo, aunque menor al de un compresor-turbina, es mayor que el del turbocompresor

eléctrico debido a la complejidad mecánica del sistema de transmisión, sin contar que el compresor suele ser del tipo Roots (de desplazamiento positivo).

En resumen, no existe un sobrealimentador mejor que otro. Simplemente, son todos diferentes, y para aplicar el compresor más adecuado a un motor térmico, hay que conocer perfectamente cuáles son los requerimientos de presión y caudal solicitados por el motor en cuestión. Un turbocompresor eléctrico es apto para ser adaptado a vehículos de tamaño mediano, siempre que la presión de descarga no sobrepase en exceso a la atmosférica.

GLOSARIO

GLOSARIO

Álabe. Paleta de un rodete en las turbomáquinas.

Alternador. Máquina eléctrica que transforma la energía mecánica en energía eléctrica de corriente alterna.

Altitud. Elevación medida con respecto al nivel del mar.

Ampere. Unidad de medida de la intensidad de corriente, y equivale a la corriente impulsada por una tensión de 1 V a través de un circuito de resistencia igual a $1\text{ }\Omega$.

Árbol de levas. Eje que contiene a las levas o salientes encargadas de accionar las válvulas de un motor.

Biela. Eslabón que une el pistón con el cigüeñal en un motor o compresor de desplazamiento positivo, y que transforma el movimiento alternativo en rotativo.

Bobina. Arrollamiento formado por un conductor eléctrico.

Bujía. Dispositivo formado por dos electrodos, uno en el centro y otro conectado al bloque de un motor térmico, y entre los cuales se produce un arco eléctrico.

Calor específico. Cantidad de calor necesaria para que 1 kg de masa de un

cuerpo eleve su temperatura 1°C .

Cámara de combustión. Volumen formado por la cabeza del pistón y la culata de un motor térmico donde se inflama la mezcla aire-combustible.

Campo. Elemento que agrupa los arrollamientos estacionarios en un motor eléctrico.

Campo magnético. Conjunto de fuerzas magnéticas alrededor de un conductor o un imán.

Carburador. Depósito donde se mezcla o carbura el combustible con el aire para ser dirigido al interior de un motor térmico.

Carga. Elemento que debe ser movido por un motor eléctrico y que consume parte de la potencia disponible en la flecha del mismo.

Caudal másico. Cantidad de materia medida en unidades de masa que fluye por un conducto en una unidad de tiempo. En el Sistema Internacional se mide en kg/s .

Caudal volumétrico. Cantidad de materia medida en unidades de volumen que fluye a través de un conducto en una unidad de tiempo. En el Sistema Internacional se mide en m^3/s .

Cigüeñal. Flecha con uno o más codos donde se conectan las bielas de un motor de desplazamiento positivo. Flecha que entrega el movimiento rotativo al volante de inercia.

Comburente. Elemento químico que provoca una combustión, pero no es combustible. El oxígeno del aire es un comburente.

Combustible. Cualquier elemento o compuesto que puede arder en presencia del oxígeno.

Compresibilidad. Propiedad que tiene toda la materia de experimentar una compresión. La compresibilidad de los gases es muy alta.

Compresor de desplazamiento positivo. Máquina destinada a comprimir un gas en el interior de un espacio confinado.

Compresor dinámico. Compresor clasificado dentro de las turbomáquinas. Puede ser compresor axial o centrífugo.

Colector ó Conmutador. Dispositivo que conmuta o invierte el sentido de flujo de la corriente en los motores de corriente continua.

Corriente eléctrica. Flujo de electrones en un conductor. Se mide en *Ampere*.

Corriente alterna. Corriente que al circular puede representarse por medio de una onda senoidal; oscilando entre un valor máximo positivo y un valor máximo negativo.

Corriente continua. Corriente que mantiene su polaridad constante.

Delco. Sistema de encendido de un motor de desplazamiento positivo que recibe energía eléctrica de una batería.

Devanado. Conductor eléctrico dispuesto en forma de bobina en el rotor y

estator de un motor eléctrico.

Difusor. Caja en forma de espiral que convierte energía cinética en energía de flujo de un fluido en los turbocompresores.

Engrane. Rueda dentada que transmite un momento de torsión a otro engrane.

Entalpía. Cantidad de energía por unidad de masa de una sustancia.

Escobilla. Pieza de carbón cuya función es servir de contacto móvil en los motores de corriente continua.

Flecha. Árbol o eje de cualquier máquina que recibe o entrega trabajo.

Fluido. Cualquier líquido o gas.

Fluido de trabajo. Líquido o gas que recibe energía de una máquina generatriz. En una máquina motriz, el fluido entrega energía a la máquina.

Fuerza contraelectromotriz. Tensión eléctrica que se opone a la fuerza electromotriz. Se mide en Volt.

Fuerza electromotriz. Tensión eléctrica que impulsa a una corriente a través de un circuito y que produce un par motor. Se mide en Volt.

Inducido. Elemento que consta de los arrollamientos móviles de una máquina eléctrica.

Máquina de fluido. Toda máquina que para su funcionamiento requiere la participación de un líquido o gas.

Máquina térmica. Máquina donde el fluido de trabajo sufre una absorción o

liberación de energía en forma de calor.

Ohm. Unidad de medida de la resistencia de un circuito. Un circuito con una resistencia de 1Ω permite el paso de una corriente de $1 A$ cuando se somete a una tensión de $1 V$.

Par motor. Momento de torsión formado por dos fuerzas de igual magnitud, de sentido contrario que actúan sobre un eje.

Pistón. Émbolo de un motor o un compresor de desplazamiento positivo, el cual actúa directamente sobre un fluido.

Polea. Rueda ubicada en el extremo de una flecha y que se conecta con otra por medio de una banda.

Potencia. Cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo. En el Sistema Internacional la unidad de medida de la potencia es el *Watt* W y equivale al trabajo de $1 J$ realizado en $1 s$.

Punto muerto inferior. Parte más baja de la carrera de un pistón.

Punto muerto superior. Parte más alta de la carrera de un pistón.

Relación de compresión. El número de veces que disminuye el volumen de un gas cuando es comprimido.

Relé. Dispositivo que sirve como interruptor eléctrico automático.

Resistencia eléctrica. Propiedad de cualquier material de oponerse al paso de una corriente eléctrica.

Rodete. Rueda formada por varios álabes o paletas en una turbomáquina.

Sobrealimentación. Asistencia a un motor térmico realizada por un compresor que consiste en forzar la introducción de mezcla inflamable a los cilindros del motor.

Sobrecarga. Flujo que excede la cantidad de corriente permisible en un circuito eléctrico.

Supercargador. Sobrealimentador formado por un compresor de desplazamiento positivo.

Triángulos de velocidad. Triángulos que representan gráficamente los vectores de velocidad presentes en el rodete de las turbomáquinas.

Turbocargador. Sobrealimentador que consiste en un turbocompresor.

Turbocompresor. Compresor que en su funcionamiento obedece a la ley de Euler, y que por tanto es un tipo de turbomáquina.

Turbomáquina. Máquina de fluido cuyo componente principal es un rodete y que en su funcionamiento obedece a la Ley de Euler.

Venturi. Disminución en el diámetro de un conducto que tiene como objetivo producir una depresión en el sistema, y con ello la succión de un fluido.

Volt. Unidad con que se mide la tensión eléctrica.

Voltaje. Diferencia de potencial o tensión eléctrica existente entre dos puntos de un circuito.

Volumen específico. Cantidad de materia medida en unidades de volumen por cada unidad de masa. En el Sistema Internacional se mide en m^3/kg .

Winch. Dispositivo compuesto por un motor eléctrico y un cable de acero. El cable puede ser anclado a un objeto fijo y, por medio de su embobinado, por acción del motor eléctrico produce el arrastre o remolque del vehículo varado.

ANEXOS

TABLA 1

Propiedades termodinámicas del aire

t (°C)	T (°K)	h (KJ/Kg)	S_p (KJ/Kg-K)	ϵ_o
0	273.15	0.00	0.000	1.000
1	274.15	1.00	0.0037	1.01
2	275.15	2.01	0.0074	1.03
3	276.15	3.01	0.0112	1.04
4	277.15	3.976	0.0149	1.05
5	278.15	5.022	0.0186	1.06
6	279.15	6.027	0.0221	1.08
7	280.15	7.031	0.0256	1.09
8	281.15	8.034	0.0291	1.11
9	282.15	9.038	0.0327	1.12
10	283.15	10.04	0.0362	1.13
11	284.15	11.05	0.0398	1.15
12	285.15	12.05	0.0433	1.16

13	286.15	13.06	0.0469	1.18
14	287.15	14.06	0.505	1.19
15	288.15	15.07	0.0541	1.20
16	289.15	16.07	0.0576	1.22
17	290.15	17.07	0.0610	1.23
18	291.15	18.08	0.0644	1.25
19	292.15	19.08	0.0677	1.26
20	293.15	20.10	0.0711	1.28
21	294.15	21.11	0.0746	1.29
22	295.15	22.12	0.0780	1.31
23	296.15	23.12	0.0814	1.33
24	297.15	24.12	0.0848	1.34
25	298.15	25.13	0.0883	1.36
26	299.15	26.13	0.0914	1.37
27	300.15	27.13	0.0952	1.39
28	301.15	28.14	0.0984	1.41
29	302.15	29.14	0.103	1.42
30	303.15	30.15	0.105	1.44
31	304.15	31.15	0.108	1.46

32	305.15	32.15	0.111	1.47
33	306.15	33.16	0.115	1.49
34	307.15	34.16	0.118	1.51
35	308.15	35.17	0.121	1.52
36	309.15	36.17	0.125	1.54
37	310.15	37.17	0.128	1.56
38	311.15	38.18	0.131	1.58
39	312.15	39.19	0.134	1.59
40	313.15	40.19	0.138	1.61
41	314.15	41.20	0.141	1.63
42	315.15	42.20	0.144	1.65
43	316.15	43.21	0.147	1.67
44	317.15	44.21	0.150	1.69
45	318.15	45.22	0.153	1.70
46	319.15	46.22	0.157	1.72
47	320.15	47.23	0.160	1.74
48	321.15	48.24	0.163	1.76
49	322.15	49.24	0.166	1.78
50	323.15	50.25	0.169	1.80

51	324.15	51.26	0.172	1.81
52	325.15	52.26	0.175	1.83
53	326.15	53.27	0.178	1.85
54	327.15	54.28	0.181	1.87
55	328.15	55.28	0.185	1.89
56	329.15	56.29	0.188	1.91
57	330.15	57.30	0.191	1.94
58	331.15	58.30	0.194	1.96
59	332.15	59.31	0.197	1.98
60	333.15	60.32	0.200	2.00
61	334.15	61.33	0.203	2.02
62	335.15	62.33	0.206	2.05
63	336.15	63.34	0.209	2.07
64	337.15	64.35	0.212	2.09
65	338.15	65.35	0.215	2.11
66	339.15	66.36	0.218	2.13
67	340.15	67.37	0.221	2.16
68	341.15	68.38	0.224	2.18
69	342.15	69.38	0.227	2.20

70	343.15	70.39	0.230	2.22
71	344.15	71.40	0.233	2.25
72	345.15	72.42	0.236	2.27
73	346.15	73.41	0.238	2.29
74	347.15	74.42	0.241	2.31
75	348.15	75.43	0.244	2.34
76	349.15	76.44	0.247	2.36
77	350.15	77.44	0.250	2.39
78	351.15	78.45	0.253	2.41
79	352.15	79.46	0.256	2.43
80	353.15	80.47	0.258	2.46
81	354.15	81.48	0.261	2.48
82	355.15	82.49	0.264	2.51
83	356.15	83.50	0.267	2.53
84	357.15	84.51	0.270	2.56
85	358.15	85.51	0.273	2.58
86	359.15	86.52	0.275	2.61
87	360.15	87.53	0.278	2.63
88	361.15	88.54	0.281	2.66

89	362.15	89.55	0.284	2.69
90	363.15	90.56	0.287	2.71
91	364.15	91.57	0.289	2.74
92	365.15	92.58	0.292	2.77
93	366.15	93.59	0.295	2.79
94	367.15	94.60	0.298	2.82
95	368.15	95.61	0.301	2.85
96	369.15	96.62	0.303	2.87
97	370.15	97.63	0.306	2.90
98	371.15	98.64	0.309	2.93
99	372.15	99.65	0.311	2.96

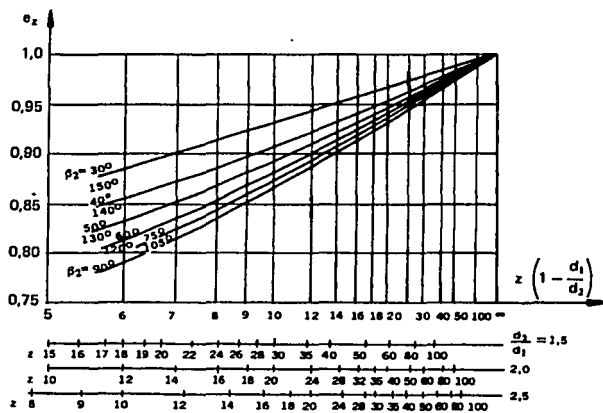
TABLA 2

Coefficientes de transformación del número específico de revoluciones
para turbomáquinas generatrices

	n_q $rpm(m^3/s)^{\frac{1}{2}} m^{-\frac{3}{4}}$	n_s $rpm(HP)^{\frac{1}{2}} m^{-\frac{5}{4}}$	n_o adimensional	N adimensional
$n_q =$	1	0.274	333	$15813 \left(\frac{\gamma_{tot}}{\gamma_{est}} \right)^{\frac{1}{2}}$
$n_s =$	3.65	1	1216	$577 \left(\frac{\gamma_{tot}}{\gamma_{est}} \right)^{\frac{1}{2}}$
$n_o T =$	3×10^{-3}	822×10^{-6}	1	$0.4744 \left(\frac{\gamma_{tot}}{\gamma_{est}} \right)^{\frac{1}{2}}$
$\sigma =$	$6.324 \times 10^{-3} \left(\frac{\gamma_{est}}{\gamma_{tot}} \right)^{\frac{1}{2}}$	$1733 \times 10^{-3} \left(\frac{\gamma_{est}}{\gamma_{tot}} \right)^{\frac{1}{2}}$	$2.108 \left(\frac{\gamma_{est}}{\gamma_{tot}} \right)^{\frac{1}{2}}$	1

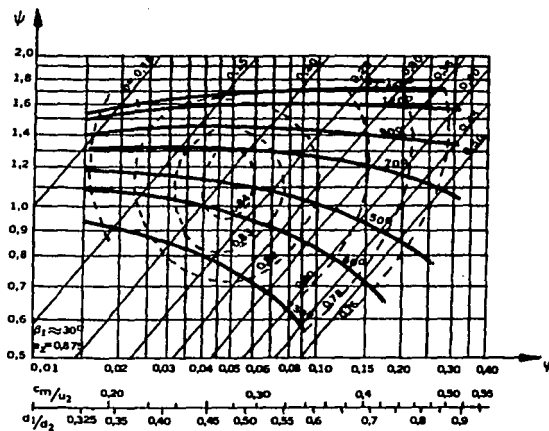
GRÁFICA 1

Volumen de flujo naturalmente aspirado por un motor de 4 – 6 cilindros



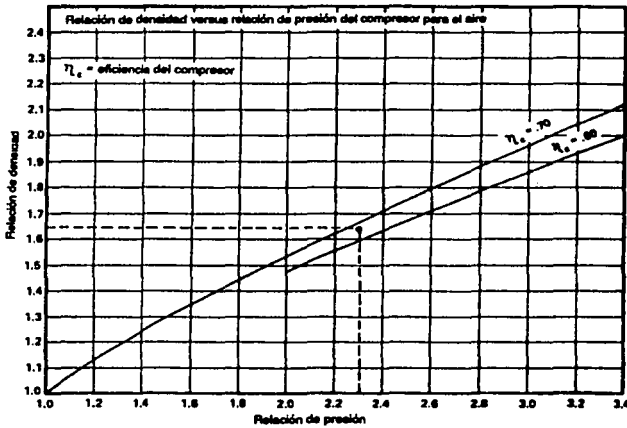
GRÁFICA 2

Relación de densidad – Relación de presión

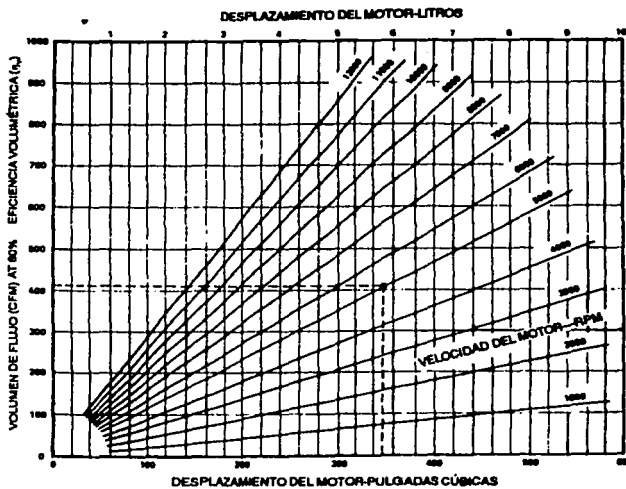


GRÁFICA 3

Diagrama de Eckert para el cálculo de un turbocompresor radial



GRÁFICA 4

Determinación del coeficiente e_z 

GRÁFICA 5

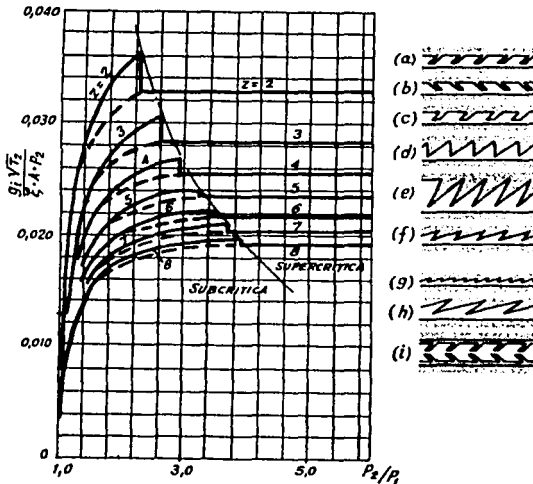
Caudal intersticial g_i reducido $\left(\frac{g_i \sqrt{T_2}}{\zeta A p_2}\right)$ en función de la relación de

compresión $\frac{p_2}{p_1}$ de acuerdo al número z de elementos del laberinto;

T_2 = temperatura final °K; ζ = coeficiente adimensional de caudal.

a) $\zeta = 1.29$; b) $\zeta = 1.46$; c) $\zeta = 1.29$; d) $\zeta = 1.26$; e) $\zeta = 1.21$; f) $\zeta = 0.96$;

g) $\zeta = 1.49$; h) $\zeta = 1.03$; i) $\zeta = 0.76$



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Arias-Paz Guitián Manuel.

Manual de Automóviles.

Noriega Limusa.

España, 1996.

Castro Vicente, Miguel de.

El Motor de Gasolina.

Ediciones CEAC, S. A.

España, 1988.

Faires, Virgil Moring.

Simmang, Clifford Max.

Termodinámica.

Unión Tipográfica Editorial Hispanoamericana, S. A. de C. V.

México, 1990.

Giacosa, Dante.

Motores Endotérmicos.

Ediciones Omega, S. A.

España, 1998.

Malcev, V. L.

Internal Combustion Engines. Theory and Design.

Mc Graw Hill Book Co., Inc.

Japón, 1945.

Mataix, Claudio.

Turbomáquinas Térmicas.

Editorial Dossat, S. A.

España, 1998.

Norton, Robert L.

Design of Machinery. An Introduction to the Synthesis and Analysis of
Mechanisms of Machines.

Mc Graw Hill Co., Inc.

Singapur, 1999.

Obert, Edward F.

Motores de Combustión Interna. Análisis y aplicaciones.

Compañía Editorial Continental, S. A. de C. V.

México, 1995.

Peragallo Torreira, Raúl.

Manual Básico de Motores Eléctricos.

Paraninfo, S. A.

España, 1990.

Ruigi, Luis.

Preparación de Motores de Competición.

Ediciones CEAC, S. A.

España, 1988.

Taylor, Charles Fayette.

The Internal Combustion Engine in Theory and Practice.

The M. I. T. Press.

U. S. A., 1968.

Thaler, George J.

Wilcox, Milton L.

Máquinas Eléctricas. Estado dinámico y permanente.

Editorial Limusa, S. A. de C. V.

México, 1984.

Wark, Kenneth.

Termodinámica.

Mc Graw Hill Interamericana de México, S. A. de C. V.

México, 1997.