

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA



**DISEÑO DE UN COMPRESOR
CENTRÍFUGO**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A
GONZALO FERMIN RODRIGUEZ LUVIANO

DIRECTORES: ING. A. CARLOS FLORES RUIZ
DR. JAN W. GORSKI

MEXICO, D. F.

1986



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 está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

I N D I C E

	<u>PAG.</u>
1. LA SOBREALIMENTACION DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA	1
2. ANALISIS DE SIMILITUD	9
3. ANALISIS DE FLUJO EN EL COMPRESOR	21
4. ANALISIS DE OPERACION DEL COMPRESOR	65
5. ESTUDIO MECANICO	81
CONCLUSIONES	105
REFERENCIAS	108
BIBLIOGRAFIA	111
NOMENCLATURA	112
APENDICE	114

C O N T E N I D O

1. LA SOBREALIMENTACION DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA
 - 1.1 Generalidades
 - 1.2 Sistemas de sobrealimentación y su aplicación
 - 1.3 Turbocompresores
 2. ANALISIS DE SIMILITUD
 - 2.1 Métodos para el establecimiento de parámetros adimensionales.
 - 2.2 Parámetros adimensionales necesarios para el diseño del compresor.
 - 2.3 Gráficas y Curvas características
 3. ANALISIS DE FLUJO EN EL COMPRESOR
 - 3.1 Consideraciones de diseño:
 - Consideraciones relativas a la forma de los álabes
 - Consideraciones relativas al número de álabes
 - Consideraciones relativas a la colocación de los álabes
 - Consideraciones relativas a la prerrotación
 - Consideraciones relativas al factor de deslizamiento
 - 3.2 Datos de diseño
 - 3.3 Procedimiento de solución:
 - Admisión del compresor
 - Cálculo del diámetro del rotor
 - Difusor del compresor
 4. ANALISIS DE OPERACION DEL COMPRESOR
 - 4.1 Operación en el punto de diseño
 - 4.2 Operación fuera del punto de diseño
 5. ESTUDIO MECANICO
 - 5.1 Materiales para la construcción de compresores
 - 5.2 Esfuerzos
 - 5.3 Vibraciones
- CONCLUSIONES
- REFERENCIAS
- BIBLIOGRAFIA

C A P I T U L O I

LA SOBREALIMENTACION DE LOS MCI

LA SOBREALIMENTACION DE LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA

1.1 Generalidades

Los avances tecnológicos tienden hacia el uso más eficiente de la energía en todos los campos. Los motores de combustión interna dejan todavía mucho que desear en cuanto a eficiencia. Entre los intentos para aumentarla, encontramos la sobrealimentación de los mismos.

La sobrealimentación consiste en introducir una cantidad extra de aire al carburador, para enriquecer la mezcla aire-combustible en los cilindros del motor, lográndose así mayor potencia y mejorando la eficiencia respecto a otro motor, con el mismo desplazamiento que trabaje con aspiración normal.

Desde la primera mitad de este siglo (1927 - 1945) (ref. 1), se usaba ya la sobrealimentación en las grandes máquinas Diesel usadas en el transporte marítimo así como para producir energía eléctrica y en la aviación.

La forma más común de sobrealimentar un motor de combustión interna era aumentando la presión de la mezcla aire-combustible, después de que ésta hubiera pasado por el carburador; sin embargo dada la importancia que reviste el ahorro de combustible, ahora la sobrealimentación se logra comprimiendo solamente el aire de la mezcla, de manera que el peso de fluido activo sea mayor, comparado contra el peso de la mezcla aire-combustible de un motor de alimentación natural.

Son varias las ventajas que ofrece la sobrealimentación entre ellas, encontramos el aumento de potencia que se puede observar al comparar, en un diagrama p-v, el ciclo de un motor de aspiración natural y el de un motor sobrealimentado.

La potencia útil está representada en el diagrama como el área encerrada en la curva; la diferencia entre ambas se debe a que en el ciclo con sobrealimentación tiene un incremento en la presión media efectiva a causa de comprimir el aire en la alimentación; la figura 1.1 muestra esta diferencia.

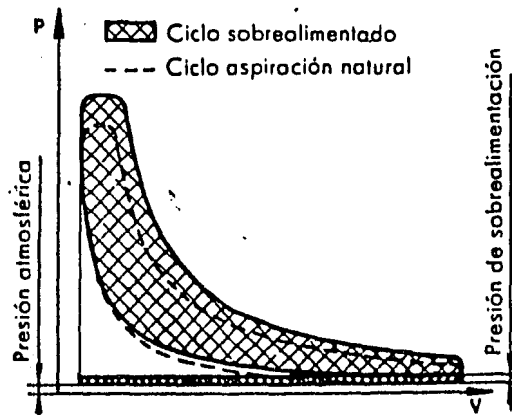


FIG. 1.1 COMPARACION ENTRE EL CICLO DE UN MOTOR SOBREALIMENTADO Y EL DE UN MOTOR DE ASPIRACION NATURAL.

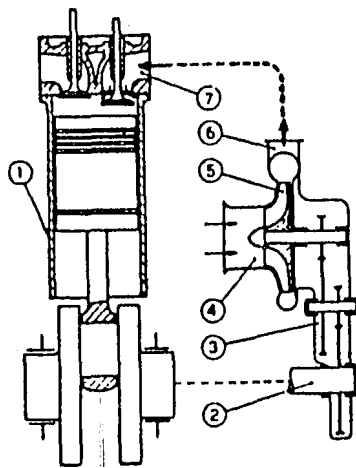
Otra ventaja muy importante que ofrece la sobrealimentación de un motor, es que el consumo específico de combustible tiende a ser menor; y con ello la potencia específica aumenta. Por otro lado, la sobrealimentación con turbocargadores ha demostrado ser una gran ayuda en el control de emisiones de gases de escape para tratar de reducir la contaminación atmosférica.

1.2 Sistemas de sobrealimentación y su aplicación.

Generalmente son dos los tipos fundamentales de compresores de aire con los cuáles se obtiene la sobrealimentación dentro de un motor de combustión interna y estos son: el compresor volumétrico y el centrífugo, aunque la Brown Boveri ha desarrollado una máquina neumática de onda de presión movida por bandas llamada COMPREX y que realiza la misma función.

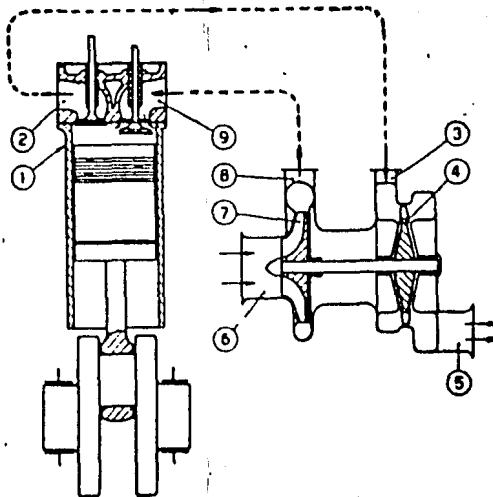
Los compresores volumétricos que con mas frecuencia se utilizan son los "Roots", aunque también se llegan a emplear los de paletas y de pistones, ya que el caudal de aire de estos compresores varía aproximadamente en proporción lineal con la velocidad de rotación del motor y se logra una marcha estable; pero entre las características que limitan su aplicación están: el ruido, cierta dificultad de construcción y de accionamiento.

El compresor centrífugo puede estar accionado por una fuente de energía externa al motor, lo cual representa la ventaja de poder variar el caudal del compresor independientemente del régimen de trabajo del motor; sin embargo, en muchas ocasiones el compresor está acoplado en forma directa al motor, ya sea por algún mando mecánico, como lo muestra la figura 1.2, o bien por una turbina que aprovecha los gases de escape, como se ve en la figura 1.3. Cuando el compresor se encuentra acoplado a una turbina al sistema se le conoce como turbocompresor.



- 1.- MOTOR ALTERNATIVO DE 4 TIEMPOS
- 2.- EJE DE ACCIONAMIENTO DEL COMPRESOR
- 3.- MULTIPLICADOR DE ENGRANES
- 4.- ENTRADA DE AIRE DEL COMPRESOR
- 5.- COMPRESOR CENTRIFUGO
- 6.- SALIDA DE AIRE DEL COMPRESOR
- 7.- CONDUCTO DE ASPIRACION

FIG. 1.2 SOBREALIMENTACION UTILIZANDO COMPRESOR CENTRIFUGO ACCIONADO POR EL MOTOR.



- 1.- MOTOR ALTERNATIVO DE 4 TIEMPOS
- 2.- CONDUCTO DE ESCAPE
- 3.- ENTRADA DE GASES DE ESCAPE A LA TURBINA
- 4.- TURBINA AXIAL
- 5.- ESCAPE DE LA TURBINA
- 6.- ENTRADA DE AIRE EN EL COMPRESOR
- 7.- COMPRESOR CENTRIFUGO
- 8.- SALIDA DE AIRE DEL COMPRESOR
- 9.- CONDUCTO DE ASPIRACION

FIG. 1.3 SOBREALIMENTACION UTILIZANDO TURBOCOMPRESOR DE GASES DE ESCAPE

La diferencia en el aumento de las presiones de alimentación suministradas por dos compresores, uno volumétrico y otro centrífugo, aplicados al mismo motor, se puede observar en la figura 1.4

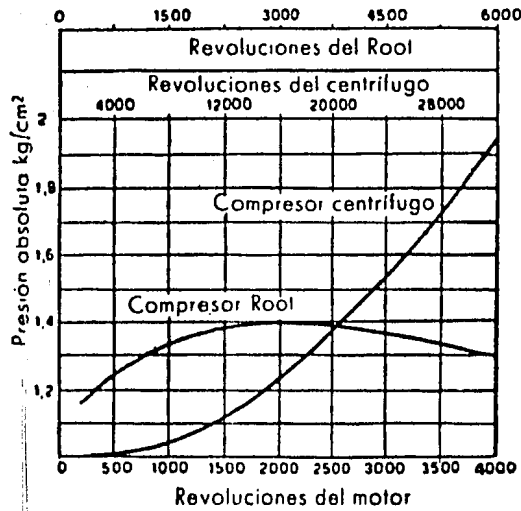


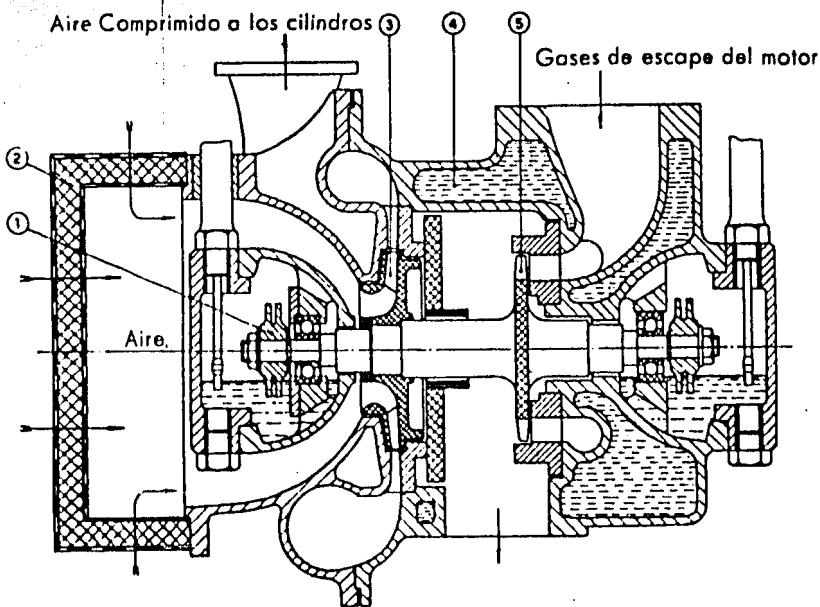
FIG. 1.4 COMPARACION DE LA PRESION EN UN MOTOR CON UN COMPRESOR VOLUMETRICO Y UNO CENTRIFUGO.

1.3 Turbocompresores.

Los turbocompresores constituyen el medio más adecuado para la sobrealimentación de los motores de media y gran potencia; por esta razón los motores Diesel para maquinaria agrícola y de construcción generalmente son diseñados con estos dispositivos.

El avance tecnológico en el campo de los automóviles ha llevado al uso de microprocesadores que controlan la ignición, la inyección de combustible y las emisiones de gases en el escape, estos controles electrónicos facilitan la instalación de los turbocompresores.

El turbocompresor está compuesto esencialmente de una turbina y de un compresor montados sobre el mismo eje; la turbina recibe del motor a través de uno o más colectores, los gases de escape y la ponen en rotación, ésta a su vez, suministra la energía necesaria al compresor, en la figura 1.5 se ilustra este sistema.



- 1.- DISCOS PARA LUBRICACION 2.- FILTRO DE AIRE 3.- COMPRESOR CENTRIFUGO 4.- AGUA DE ENFRIAMIENTO
5.- TURBINA AXIAL.

FIG. 1.5 CORTE TRANSVERSAL DE UN TURBOCOMPRESOR DE GASES DE ESCAPE

La turbina de un turbocompresor puede ser de flujo axial o radial, pero el compresor es siempre del tipo centrífugo.

Los turbocompresores pequeños, que sirven para sobrealimentar motores de potencia limitada, presentan dificultades en su construcción, debido a las dimensiones tan pequeñas de los álabes del rotor y por la alta velocidad de rotación a la que tienen que funcionar; las dificultades están sobre todo en las condiciones de funcionamiento de los cojinetes ya que al trabajar en altas velocidades y sometidos a la acción del calor, requieren particulares cuidados en su montaje y lubricación.

Los rangos generales de rotación de los turbocompresores para motores de combustión interna varían entre 15,000 y 90,000 rpm. Sin embargo, en aplicaciones normales el turbocompresor no gira en servicio continuo al régimen de trabajo indicado como máximo, sino que la respuesta del turbocompresor depende estrictamente de las condiciones de trabajo del motor.

Para aplicaciones comunes, las presiones de sobrealimentación están comprendidas entre 1.4 y 2.5 BAR. El aumento de la temperatura del aire, a causa del proceso de compresión puede sobrepasar el límite de la resistencia térmica de algunos de los elementos del motor; por esta razón conviene mantener la relación de presiones del compresor entre las comunes. Cuando se alcanzan valores superiores, es necesario intercalar entre el compresor y motor un sistema de refrigeración. Recientemente, con turbocompresores provistos de intercambiadores de calor, se han podido alcanzar presiones de sobrealimentación hasta de 7 BAR. Con el perfeccionamiento de su construcción y el mejoramiento del rendimiento en los intercambiadores de calor, se prevee la posibilidad de alcanzar relaciones de compresión mayores. En cuanto a los materiales utilizados en la fabricación de turbocompresores, se han hecho importantes avances como es el uso de materiales cerámicos en el rotor de la turbina.

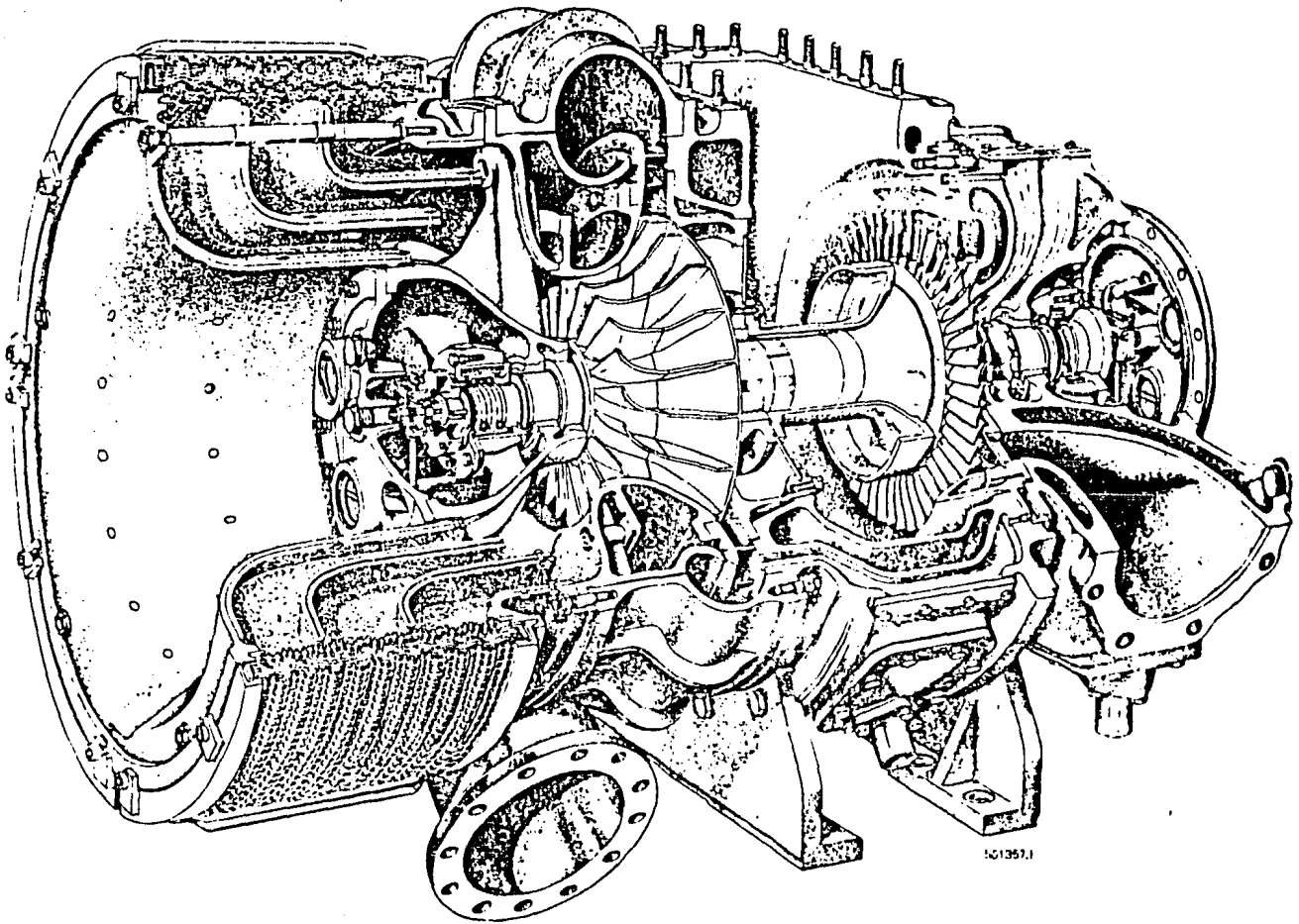


FIG. 1.6 TURBOCARGADOR TIPO VTR 501*

* Tomado de: BROWN BOVERI REVIEW, Vol. 64, p.208,
No. 4, Abril 1977.

C A P I T U L O 2

ANALISIS DE SIMILITUD

ANALISIS DE SIMILITUD

La teoría de los modelos, es una de las técnicas que se emplea en el diseño de turbomáquinas, con el propósito de encontrar relaciones entre los distintos parámetros que describen algún fenómeno físico. Esta teoría, establece que el análisis dimensional es el procedimiento formal por medio del cual se reduce el número y complejidad de las variables que intervienen en el modelo matemático que representa una situación real.

El análisis dimensional predice el funcionamiento en los prototipos a partir de los resultados obtenidos con un modelo construido a escala y sometido a flujos y fuerzas análogas que actúan en ambos; con ello se puede establecer la semejanza geométrica y dinámica que es base fundamental de la teoría.

METODOS PARA EL ESTABLECIMIENTO DE PARAMETROS ADIMENSIONALES

Para lograr los fines de semejanza, el análisis dimensional tiene el objeto de reducir y agrupar las variables que intervienen en el problema en forma adimensional. Esto se puede argumentar, si suponemos que cualquier cantidad física Q_1 , es ta relacionada con otras cantidades, Q_2 a Q_n , por

$$Q_1 = f(Q_2, Q_3, \dots, Q_n) \quad (2.1)$$

donde Q_2 a Q_n representan variables significativas. Entonces la ecuación 2.1 debe ser dimensionalmente homogénea, cada término Q puede tener cualquier dimensión. Esta ecuación puede ser escrita de la siguiente forma (teorema II de Buckingham, ref 2):

$$\Pi_1 = \Phi (\Pi_2, \Pi_3, \dots, \Pi_n)$$

donde cada parámetro Π está definido como $\Pi = Q_1^a Q_2^b \dots Q_n^x$. Los exponentes deberán determinarse de tal manera que cada parámetro resulte adimensional, esto es si cada término Q es expresado en las dimensiones primarias (longitud L , tiempo T y masa M). Este argumento puede ser usado para determinar el número de parámetros Π , es decir, parámetros de semejanza adimensionales necesarios para describir el proceso físico.

PARAMETROS ADIMENSIONALES NECESARIOS PARA EL DISEÑO DEL COMPRESOR.

En general el número de parámetros adimensionales debe ser igual al número de variables que describen el proceso, menos el número de dimensiones primarias; en el caso de la turbomáquinaria se emplean nueve variables independientes, las cuales se enlistan en la tabla 2.1

SIMBOLO	DIMENSIONES	PARAMETROS
N	$M^0 L^0 T^{-1}$	VELOCIDAD
D	$M^0 L^1 T^0$	DIAMETRO
\dot{V}	$M^0 L^3 T^{-1}$	FLUJO VOLUMETRICO
ρ	$M^1 L^{-3} T^0$	DENSIDAD
H	$M^0 L^1 T^0$	CARGA
$\dot{\mu}$	$M^1 L^{-1} T^{-1}$	VISCOSIDAD
\dot{W}	$M^1 L^2 T^{-3}$	POTENCIA
ϵ	$M^1 L^{-1} T^{-2}$	COMPRESIBILIDAD
κ	$M^0 L^0 T^0$	RELACION DE CALORES ESPECIFICOS

La combinación de éstas variables con las tres dimensiones primarias conocida (M,L,T) forman seis parámetros de semejanza (adimensionales) independientes (ref. 3), estos son:

LA EFICIENCIA

EL NUMERO DE MACH

EL NUMERO DE REYNOLDS

LA RELACION DE CALORES ESPECIFICOS

LA VELOCIDAD ESPECIFICA

EL DIAMETRO ESPECIFICO

Eficiencia

Las eficiencias totales de las turbomáquinas establecen una relación en la que se compara la transferencia real de trabajo con aquella que podría ocurrir en un proceso ideal. En una máquina a la que se debe suministrar energía, como en el caso de un compresor, la transferencia de trabajo en el proceso ideal es menor que la energía consumida realmente.

Pocas veces la eficiencia se define con suficiente precisión, lo que ha sido aprovechado por los fabricantes para vender sus productos sin especificar claramente a que eficiencia se refieren. Por mencionar algo, un compresor con refrigeración puede tener, al mismo tiempo, una eficiencia isotérmica de más del 100%.

Una definición general de la eficiencia total de un compresor es la siguiente (ref. 4):

transferencia de trabajo en el proceso ideal desde la presión total P_1 y temperatura total T_1 a la entrada hasta la presión total P_2 a la salida.

η

=

transferencia real de energía.

Esta definición requiere precisión fundamentalmente en los siguientes aspectos:

- 1.- El proceso ideal deber ser identificado, éste puede ser - isentrópico, politrópico o isotérmico.
- 2.- Los planos de entrada y salida deber ser definidos, principalmente el de salida.
- 3.- Debe ser especificado si la presión total a la salida es - la real o la útil.
- 4.- Debe especificarse si la transferencia real de energía se refiere sólo a la efectuada en los álabes o incluye las -- pérdidas en rodamientos, como parte de la potencia consumida. En algunas definiciones éstas pérdidas son incluidas - en la eficiencia interna o en la eficiencia mecánica.

Las condiciones a la salida originan dos definiciones de la eficiencia interna:

la eficiencia estática de un compresor se refiere a la relación entre la carga producida y la diferencia entre la presión total de entrada y la presión estática a la salida; mientras - que la eficiencia total refiere la carga producida a la diferencia de presiones totales tanto a la entrada como a la salida.

La diferencia entre las eficiencias estática y total es la energía cinética en el escape de la máquina.

Un proceso típico de compresión es mostrado en la figura 2.1, en donde P_{1t} representa la presión total de entrada, P_{3-st} la presión estática de salida. El proceso de compresión está representado con línea punteada y la carga isoentrópica producida es representada por líneas verticales H_{ad} . La relación de la carga de salida y la carga de entrada H_e representan la eficiencia adiabática, esto es:

$$\eta_{st} = \frac{H_{ad-st}}{H_e} \quad \eta = \frac{H_{ad-t}}{H_e}$$

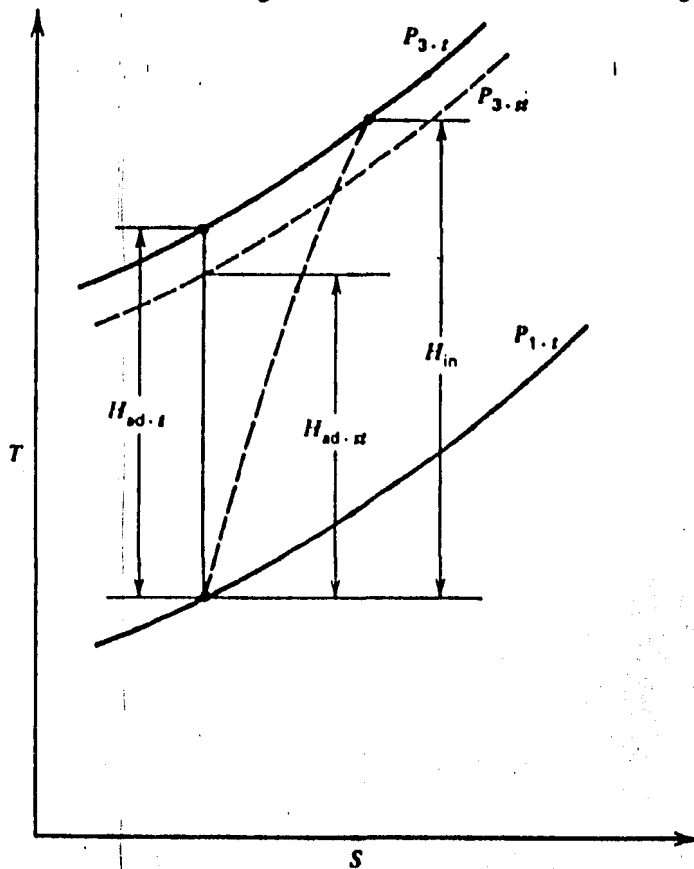


FIG. 2.1 PROCESO DE COMPRESION

Donde la carga de entrada representa la potencia consumida, que es equivalente al incremento de temperatura, H_e es representado por las presiones totales.

Número de Mach

Un importante criterio para juzgar el funcionamiento característico de la máquina, cuando maneja un fluido compresible, es el número de Mach, que representa la relación de la velocidad significativa de flujo y la velocidad del sonido:

$$M = \frac{c}{a}$$

donde la velocidad del sonido la representa la siguiente relación:

$$a = \sqrt{\kappa R T}$$

esta expresión indica que la velocidad del sonido en un gas perfecto es una función de la temperatura absoluta. Cuando un gas fluye a través de un conducto, la velocidad del sonido suele cambiar de una sección transversal a otra, debido a que la temperatura cambia con la variación de la densidad y los efectos de la fricción.

Al elevar al cuadrado el número de Mach, se puede interpretar como la relación entre la energía cinética y la energía térmica del fluido, ya que la primera es proporcional a c^2 , en tanto que la segunda es proporcional a la temperatura.

Número de Reynolds

Este número denota un valor característico el cual compara las fuerzas de la inercia y las fuerzas viscosas y se define por:

$$R = \frac{c \ell}{\nu}$$

donde c denota la velocidad característica, ℓ una dimensión característica y ν la viscosidad cinemática. El término R es un parámetro importante de similitud. Dos fenómenos de flujo son similares, solo si sus números de Reynolds son iguales. En las turbomáquinas el número de Reynolds para cada componente debe ser considerado por separado, ya que generalmente son diferentes. En la turbomáquinaria y particularmente para compresores, el número de Reynolds se define así:

$$R = \frac{u D}{\nu}$$

donde u denota la velocidad tangencial en el extremo del rotor, D el diámetro del mismo y ν la viscosidad cinemática del fluido a la entrada de la máquina.

Relación de calores específicos

Los calores específicos c_p y c_v constituyen dos de las funciones secundarias termodinámicas más importantes, y sus valores se han determinado experimentalmente como funciones del estado termodinámico para un gran número de sustancias compresibles simples.

El calor específico a volúmen constante se define como:

$$c_v \equiv \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$$

esta derivada representa en los diagramas termodinámicos, la pendiente de una línea de volúmen constante o isocora.

El calor específico a presión constante es definido rigurosamente así:

$$c_p \equiv \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

representando el incremento de energía en forma de entalpía en un proceso a presión constante.

La relación de calores específicos

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

es siempre mayor que la unidad, ya que para una diferencia dada de la temperatura ΔT , $\Delta h = \Delta u + \Delta(Pv)$ siempre es mayor que Δu ; es decir que el calor en el proceso a presión constante no solo incrementa la energía interna sino que además efectúa un trabajo.

El aire es una sustancia de trabajo que se utiliza con mucha frecuencia, por lo que es necesario conocer siempre el valor de sus calores específicos. Considerando el aire como gas perfecto con calores específicos constantes, se tiene:

$$c_p = 1005 \text{ m}^2/(\text{s}^2\text{K}) \quad c_v = 718 \text{ m}^2/(\text{s}^2\text{K}) \quad \kappa = 1.4$$

Velocidad y diámetro específicos

Entre los parámetros que se emplean para determinar la geometría óptima de las turbomáquinas se encuentran dos que son esenciales: la velocidad y el diámetro específicos.

Para definirlos es necesario establecer una secuencia donde se investigue la interrelación del flujo a la entrada del compresor V_1 , la carga H_{ad} y las dimensiones del rotor. (ref. 3)

La cantidad de flujo volumétrico V_1 , que pasa a través de la entrada del compresor es proporcional a la velocidad característica c y el área transversal de flujo A . El área es proporcional al cuadrado del diámetro del rotor D y la velocidad característica c es proporcional a la velocidad del extremo de la rueda u_2 , por lo tanto, el flujo que pasa a través de la entrada del compresor es proporcional al producto de la velocidad de rotación N y el cubo del diámetro del rotor D :

$$V_1 \propto c A \propto c D^2 \propto u_2 D^2 \propto N D^3 \quad \text{EC.2.2}$$

La carga H_{ad} producida en el compresor es proporcional al cuadrado de la velocidad característica c o a la velocidad del extremo de la rueda y por consecuencia, proporcional al producto de la velocidad de rotación N al cuadrado y el cuadrado del diámetro del rotor:

$$H_{ad} \propto c^2 \propto u_2^2 \propto N^2 D^2 \quad \text{EC.2.3}$$

Comparando el flujo volumétrico y la carga producida en el compresor con el flujo volumétrico y la carga de un compresor de referencia (indicado con el subíndice s), cuyos valores característicos se suponen unitarios ($V_{1s} = H_{ads} = 1$) a partir de 2.2 se encuentra que:

$$\frac{V_1}{V_{1s}} = \frac{N D^3}{N_s D_s^3} \quad \text{EC.2.4}$$

y de la ecuación 2.3

$$\frac{H_{ad}}{H_{ads}} = \frac{N^2 D^2}{N_s^2 D_s^2} \quad \text{EC.2.5}$$

Resolviendo las ecuaciones 2.4 y 2.5 para el diámetro del rotor D , tenemos lo siguiente:

$$D = \frac{V_1^{1/3} N_s^{1/3} D_s}{N^{1/3}} = \frac{H_{ad}^{1/2} N_s D_s}{N} \quad \text{o bien:} \quad N_s = \frac{N \sqrt{V_1}}{H_{ad}^{3/4}} \quad \text{EC.2.6}$$

Resolviendo las mismas ecuaciones, ahora para la velocidad de rotación N :

$$N = \frac{V_1 N_s D_s^3}{D^3} = \frac{H_{ad}^{1/2} N_s D_s}{D} \quad \text{o bien:} \quad D_s = \frac{D H_{ad}^{1/4}}{\sqrt{V_1}} \quad \text{EC.2.7}$$

En las ecuaciones 2.6 y 2.7, la velocidad específica N_s y el diámetro específico D_s , son cuantificados en forma dimensional. Reemplazando la velocidad de rotación por la velocidad angular ω y la carga H_{ad} por el producto $g H_{ad}$, obtenemos términos adimensionales, esto es:

$$n_s = \frac{\omega \sqrt{V_1}}{(g H_{ad})^{3/4}} \quad d_s = \frac{D (g H_{ad})^{1/4}}{\sqrt{V_1}}$$

GRAFICAS Y CURVAS CARACTERISTICAS

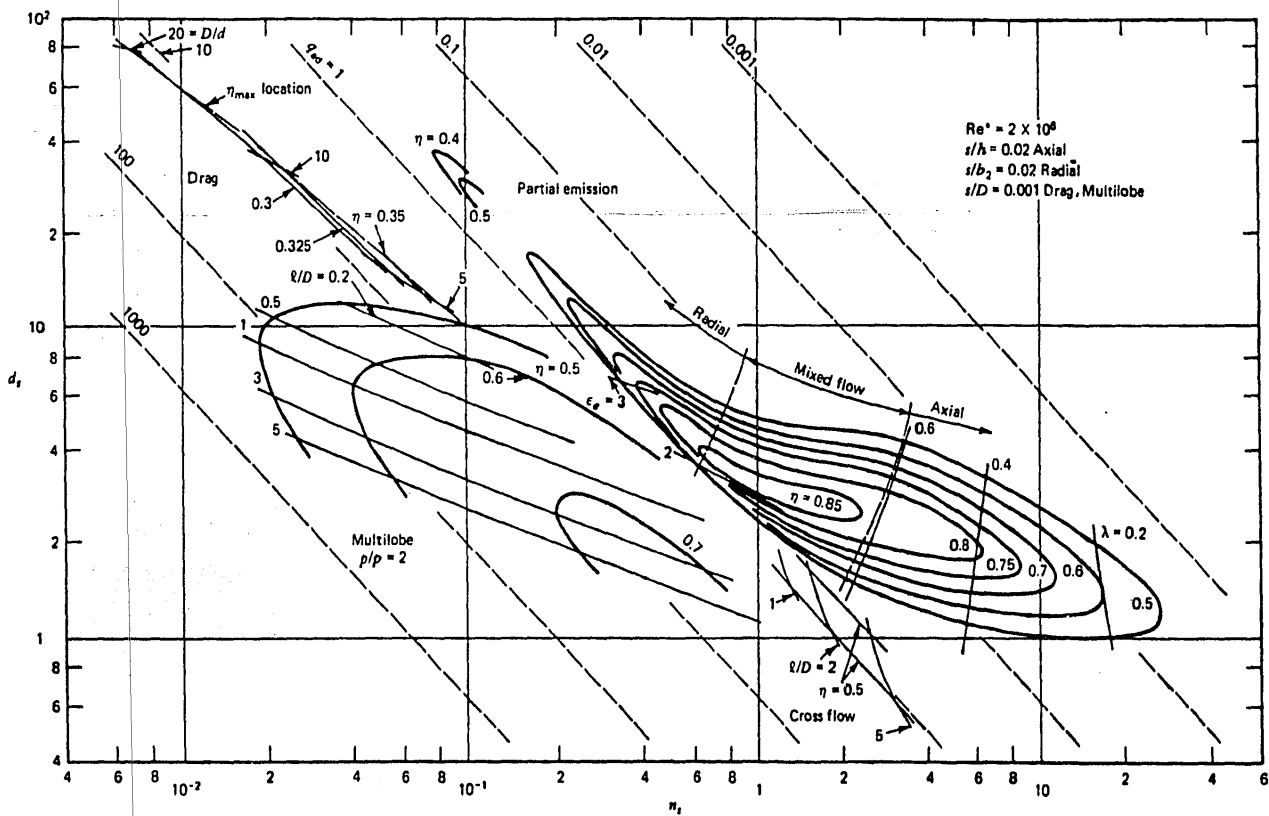
Los estudios teóricos y experimentales, se condensan en forma de ecuaciones, curvas y gráficas para seleccionar parámetros importantes en el diseño.

La información que proporcionan estos experimentos debe ser real y actualizada para que los diseños sean cada vez mejores.

Dentro del campo del diseño de compresores existe una gráfica en particular que relaciona los dos parámetros adimensionales más importantes: la velocidad específica y el diámetro específico, por lo tanto, la información que proporciona es de gran utilidad.

Se debe aclarar que en un diagrama de este tipo no se puede tener exactitud con los resultados; sin embargo, proporciona datos preliminares de algunas variables necesarias para el diseño que después, mediante un proceso iterativo, encontrarán su valor definitivo. La construcción de este diagrama $n_s - d_s$ fue realizado de manera experimental y está fuera del alcance de este trabajo, pero en la referencia (3) se encontrarán aspectos de su construcción. La figura 2.2 muestra el diagrama mencionado.

FIG. 2.2 DIAGRAMA $\eta_s - d_s$ PARA COMPRESORES.



C A P I T U L O 3

A N A L I S I S D E F L U J O

ANALISIS DE FLUJO EN EL COMPRESOR

° CONSIDERACIONES DE DISEÑO

El compresor centrífugo se divide en dos partes fundamentales, que son: rotor y difusor. Debido a esto el proceso de diseño se dividirá también en estas dos partes.

Una primera transformación de la energía se realiza en el rotor, el cual recibe energía mecánica en su flecha y la convierte en su sección de salida en energía cinética y de presión. En el difusor se realiza la segunda transformación de la energía, que completa el proceso de compresión y consiste en el cambio de la energía cinética, producida en los álabes del rotor, y la convierte en su totalidad en energía de presión. En general, el diseño del difusor se hace posteriormente al del rotor, ya que este depende de las condiciones del fluido a la salida del elemento rotatorio.

Ahora bien, siendo el rotor el primer elemento a diseñar, requiere de consideraciones importantes relativas a la forma, número y colocación de los álabes, así como la manera en que entre el fluido al compresor y la forma en que se conduce a través de los pasajes de flujo del mismo; algunas de estas consideraciones se explican en las siguientes secciones.

° CONSIDERACIONES RELATIVAS A LA FORMA DE LOS ALABES

Existen dos enfoques distintos para encontrar la forma de los álabes: el bidimensional y el tridimensional, la diferencia entre estas dos formas se puede observar en la figura

3.1

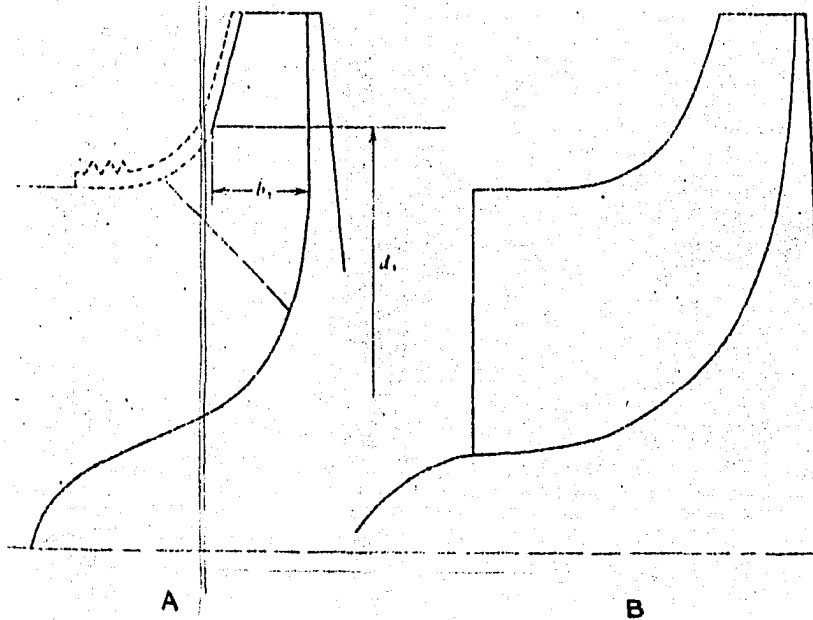


FIG. 3.1 FORMA DEL ALABE a) BIDIMENSIONAL b) TRIDIMENSIONAL.

El perfil bidimensional presenta la ventaja de la facilidad en su construcción, y con ello su análisis resulta más sencillo. Con este perfil el flujo de entrada al compresor es de tipo axial mientras que la salida es radial, aunque puede tener variaciones en el ángulo de salida de las que se hablarán mas adelante. La zona que presenta mayores problemas es en la cual el flujo cambia de dirección axial y radial; debido a esto la forma más sencilla de álabes es aquella en la que el borde de ataque se encuentra más alla de esta zona, figura 3.2

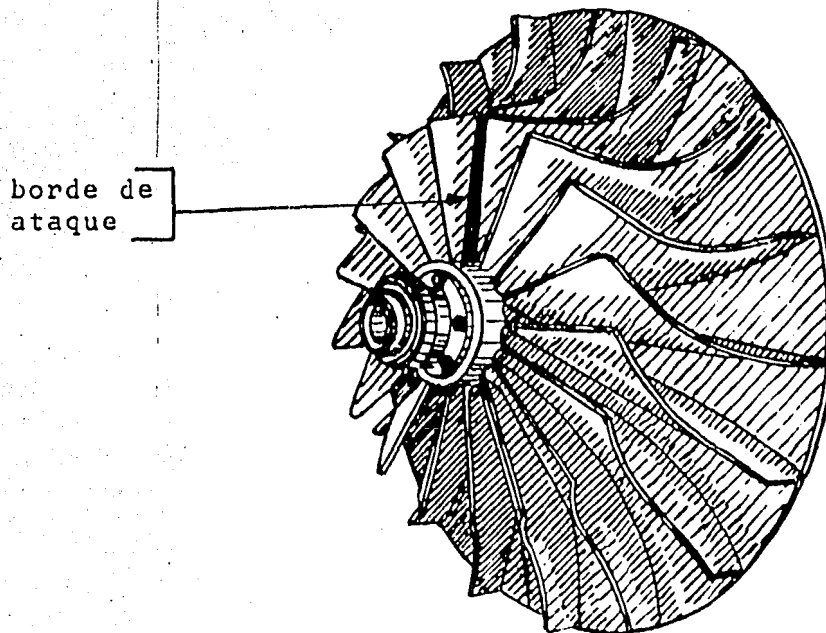


FIG. 3.2 BORDE DE ATAQUE DEL ALABE DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO

La desventaja que presenta este tipo de álabe es que los esfuerzos a que se somete son mayores (especialmente en los impulsores de tipo cerrado) La forma de disminuir estos esfuerzos es recorriendo el borde de ataque hacia la entrada del rotor, pero este perfil no presenta un funcionamiento adecuado, por lo que se recomienda darle una torsión al borde de ataque y con ello el perfil pierde sentido bidimensional para convertirse en un perfil tridimensional.

El ángulo de salida (β_2) en los perfiles tridimensionales es el parámetro que define otra clasificación importante de los álabes; esta es:

- a) álabes curvados hacia adelante $\beta_2 > 90^\circ$
- b) álabes curvados hacia atrás $\beta_2 < 90^\circ$
- c) álabes de salida radial $\beta_2 = 90^\circ$

Las diferencias geométricas entre ellas se pueden observar en la figura 3.3

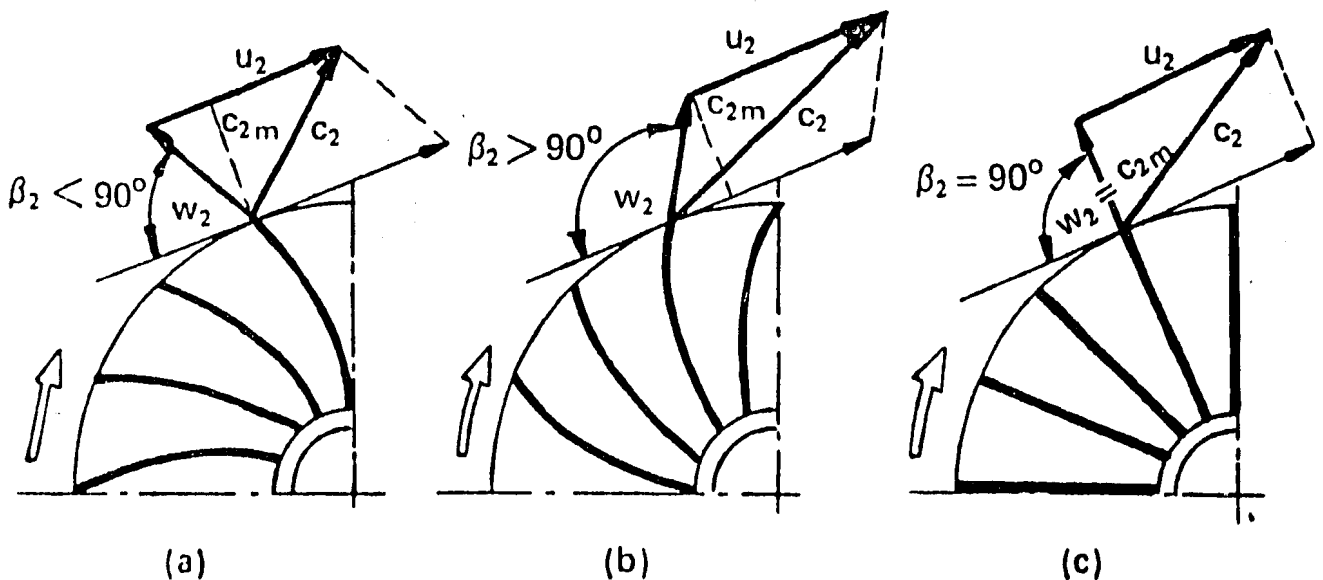


FIG. 3.3 INFLUENCIA DEL ANGULO DE SALIDA β_2 EN LOS PERFILES TRIDIMENSIONALES

a) CURVADOS HACIA ADELANTE b) CURVADOS HACIA ATRAS c) DE SALIDA RADIAL

° CONSIDERACIONES RELATIVAS AL NUMERO DE ALABES

En la actualidad, no existe todavía una manera específica de encontrar el número óptimo de álabes que debe llevar el impulsor de una turbomáquina; este dato se ha ido conociendo a través de experimentos realizados en sopladores centrífugos, los resultados obtenidos respecto a este tipo de investigación han proporcionado una buena aproximación para encontrar el número de álabes que esta dada por la relación $Z = \beta_2/3$, sin embargo, para impulsores que tienen dimensiones pequeñas, tanto a la entrada como a la salida, el número de álabes necesariamente debe ser reducido por la razón de que existe poco espacio disponible para su colocación.

Otra serie de experimentos han llegado a demostrar que en el punto de máxima eficiencia existe una relación directa entre el número de canales y su longitud, con respecto a las pérdidas hidráulicas (casi todas de fricción) y el aumento de la carga producida. Es obvio que si la carga producida y las pérdidas hidráulicas mantienen la misma relación, la eficiencia hidráulica óptima del impulsor permanece también constante para cualquier velocidad específica de trabajo. Bajo este principio de razonamiento y en base a la experimentación se ha desarrollado una fórmula que relaciona el número de álabes con el coeficiente de presión y que se ha aplicado en una gran gama de velocidades específicas, ref. 5.

$$l / t = 4.75 \Psi$$

donde:

l = longitud del canal

$$t = \text{paso} = \pi D_m / Z$$

Z = número de álabes del impulsor

D_m = diámetro medio del impulsor

ψ = coeficiente de presión.

De los experimentos realizados con esta relación, se ha tenido oportunidad de desarrollar gráficas en las cuáles la relación funcional, longitud del canal/paso, juega un papel determinante; una de estas gráficas se presenta en la figura 3.4

Para un buen funcionamiento hidráulico es importante hacer que la sección transversal del canal sea cuadrada, lo cual determina que un impulsor este bien proporcionado; esto se logra si el ancho promedio del canal en la descarga (vista de frente) es igual al ancho promedio del canal en la entrada (vista de perfil) así como, el espacio entre los álabes a la salida (vista de perfil) debe ser aproximadamente igual al espacio entre álabes a la entrada (vista de frente) como se puede observar en la figura 3.5; con estas proporciones prácticamente la velocidad relativa es igual en la entrada y en la salida despreciando los efectos de compresibilidad.

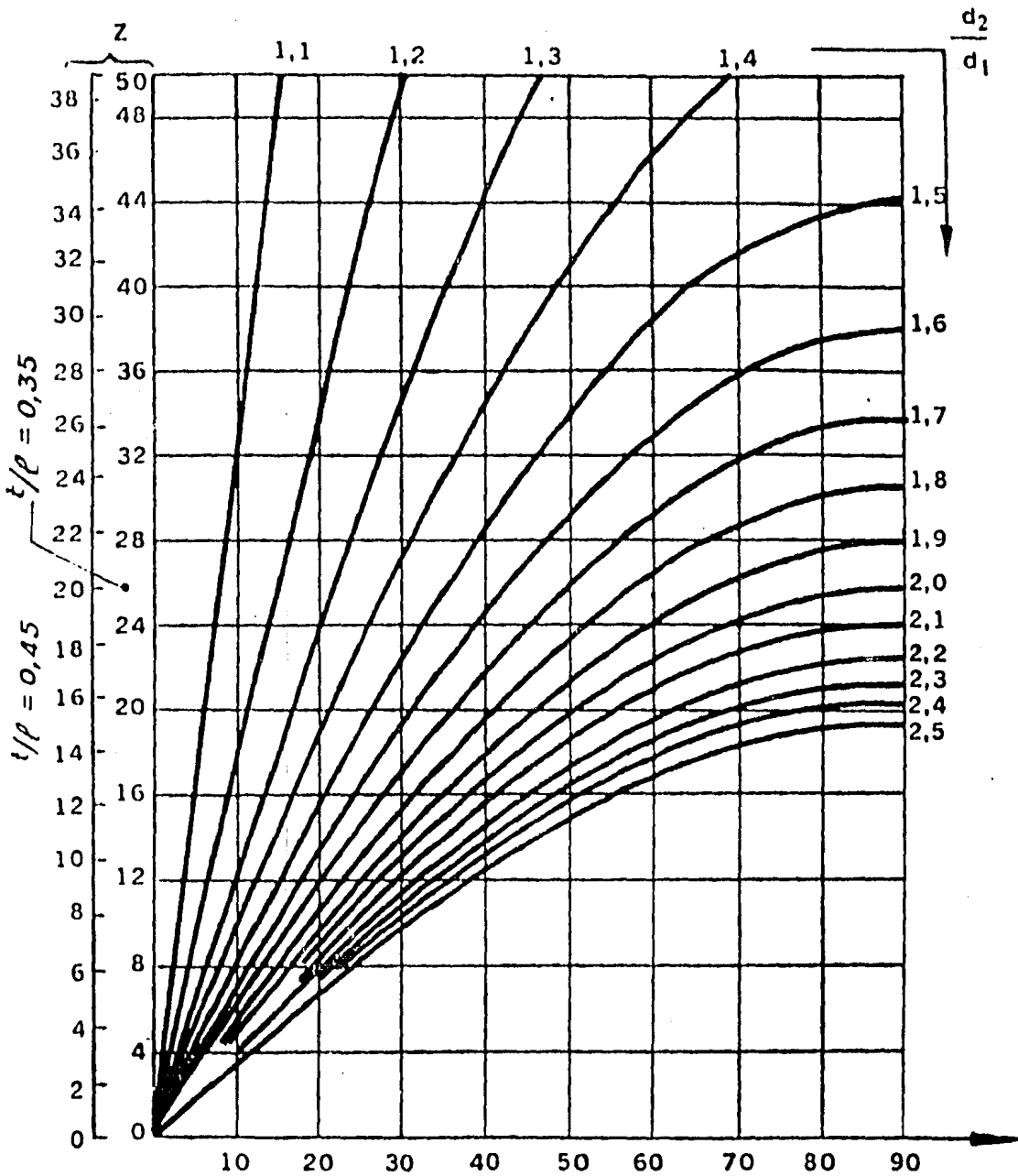


FIG. 3.4 NUMERO DE ALABES DE UN TURBOCOMPRESOR RADIAL EN FUNCION DE LA RELACION

FUNCIONA d_2/d_1 Y EL ANGULO MEDIO DE LOS ALABES $(\beta_1 + \beta_2)/2$

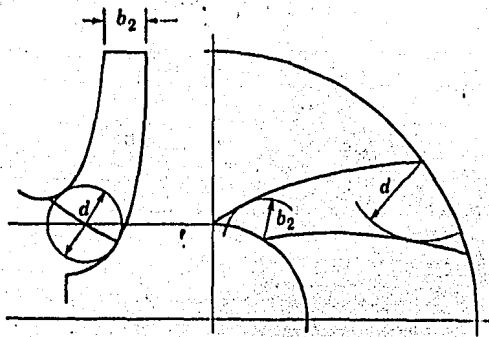


FIG. 3.5 VISTA DE FRENTE Y DE PERFIL DE UN IMPULSOR DE TURBOMAQUINA

° CONSIDERACIONES RELATIVAS A LA COLOCACION DE LOS ALABES

Como ya se sabe el rotor consta de un número finito de álabes, los cuales pueden ser colocados en las distintas partes del mismo, debido a ello el rotor tiene distintos nombres; estos son:

ROTOR ABIERTO.- Se le conoce así cuando los álabes se fijan solamente al llamado cubo del rotor, como lo representa la figura 3.6.

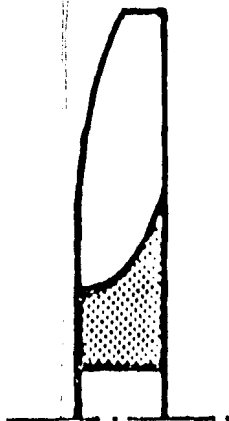


FIG. 3.6 ROTOR ABIERTO

ROTOR SEMIABIERTO DE SIMPLE ASPIRACION.- Reciben este nombre los rotores en los cuáles sus álabes van fijos en un disco exclusivamente por un solo lado, lo cual se puede observar en la figura 3.7.

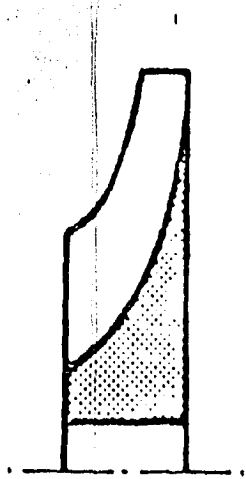


FIG. 3.7 ROTOR SEMIABIERTO

ROTOR SEMIABIERTO DE DOBLE ASPIRACION.- Este rotor tiene la particularidad de que sus álabes van fijos en un solo disco pero montados por los dos lados, como lo muestra la figura 3.8.

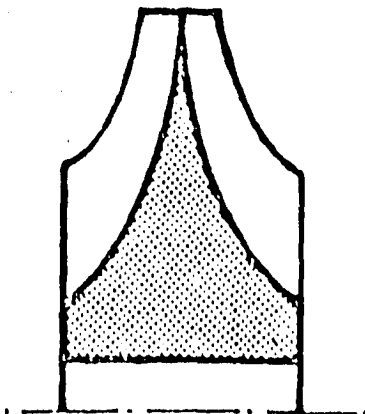


FIG. 3.8 ROTOR SEMIABIERTO
DOBLE ASPIRACION

ROTOR CERRADO.- Conocidos con este nombre cuando sus álabes estan unidos a dos discos uno anterior y otro posterior a la cara de los álabes, lo cual se puede observar en la figura 3.9.

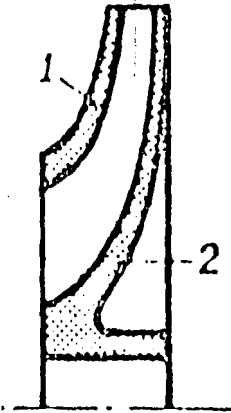
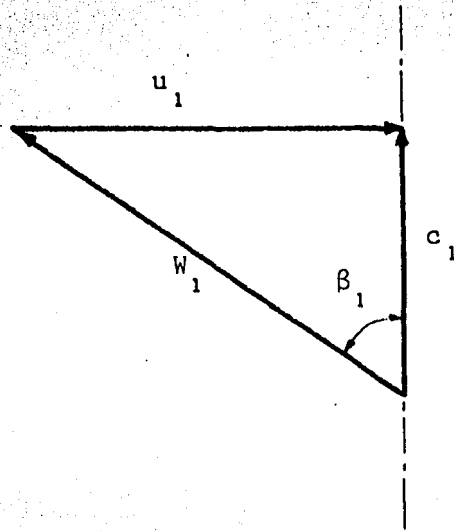


FIG. 3.9 ROTOR CERRADO

La elección de alguno de éstos rotores dependerá de la aplicación a la cual este destinado; tomando en cuenta factores importantes como son la facilidad de construcción, la resistencia a los esfuerzos y al rango de velocidades periféricas a las que pueden estar sujetos.

°CONSIDERACIONES RELATIVAS A LA PRERROTACION

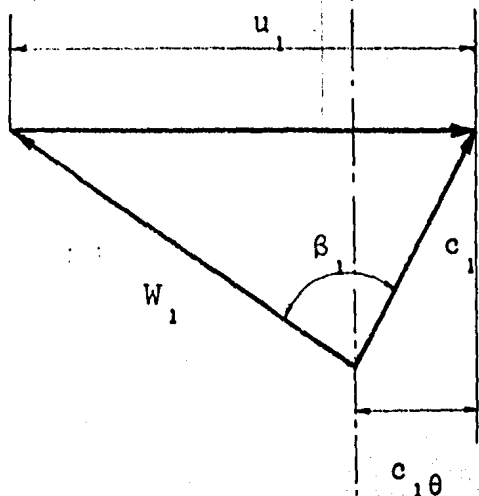
La forma más común de la entrada del fluido a un compresor centrífugo es en la dirección axial; ésto significa que la velocidad absoluta del gas no tiene componente tangencial, el triángulo de velocidades es de la siguiente forma:



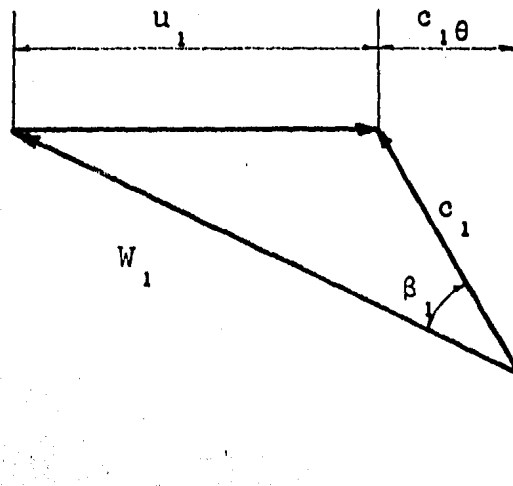
Si se provoca una rotación al fluido antes de entrar al rotor aparece la componente tangencial de la velocidad absoluta C_{1u} , ya sea en el mismo sentido de la rotación del impulsor (prerrotación positiva) o bien en la dirección contraria (prerrotación negativa).

La prerrotación va a influir directamente en la cantidad de energía que el compresor transmita al fluido, ya que, de acuerdo a la ecuación de Euler para flujo unidimensional:

$$\Delta h = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}$$



PRERROTACION POSITIVA



PRERROTACION NEGATIVA

o sea que la cantidad de energía transmitida puede aumentar o disminuir según el sentido y magnitud de C_{1u} ; cuando se aplica prerrotación positiva la cantidad de energía disminuye, pero cuando la prerrotación es negativa debe aumentar -teóricamente-, en la práctica se ha visto que no se puede aumentar indefinidamente porque el rendimiento cae al sobrepasar cierto límite, que depende de cada compresor, en las referencias 6 y 7 se reportan ángulos de -15° y -20° respectivamente, como límite.

El objetivo principal de la prerrotación es disminuir la velocidad relativa en la entrada del compresor, pero también se utiliza cuando la forma del borde de ataque es difícil de fabricar mediante el doblado debido a un ángulo relativo muy pequeño a la entrada. En la misma ref.6 se presenta el uso de la prerrotación como medio de control de una turbina de gas gracias a álabes móviles en la entrada del compresor sin tener que modificar la velocidad de operación.

Existen dos formas de lograr la prerrotación: una es con álabes axiales, diseñados para producir una distribución de la rotación con un ángulo constante con respecto a la dirección axial; la otra es con álabes radiales que producen un flujo de torbellino libre donde la componente axial es constante y la componente tangencial varía inversamente con el radio.

° CONSIDERACIONES RELATIVAS AL FACTOR DE DESLIZAMIENTO

Idealmente, la velocidad relativa del fluido a la salida del impulsor debe tener el mismo ángulo que físicamente tiene el álabe, pero se ha observado en el flujo real que los ángulos son distintos y que la componente tangencial de la velocidad absoluta es menor que la misma componente si los ángulos fueran iguales; se dice entonces que existe un "deslizamiento" del flujo. Stodola (1927, ref. 8) fue de los primeros en tratar de explicar éste fenómeno, atribuyéndolo a un flujo de remolino relativo, cuya velocidad angular es igual a la del rotor pero de sentido inverso, como se puede ver en la figura 3.10.

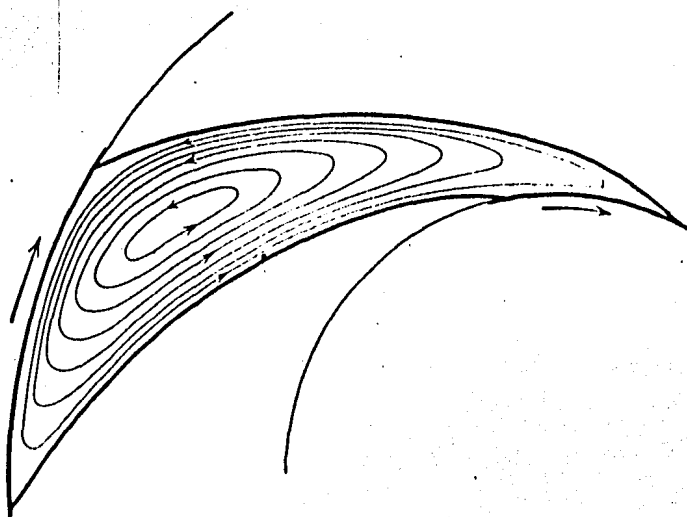


FIG. 3.10 REMOLINO RELATIVO ENTRE LOS ALABES DEL ROTOR

Este flujo secundario se superpone al flujo relativo dando como resultado un ángulo distinto al del álabe. Para cuantificar éste efecto se ha definido un factor o coeficiente de deslizamiento:

$$\sigma = \frac{C_{2u}}{C_{2u th}}$$

se han desarrollado varias expresiones para calcularlo, existen artículos (ref. 9 y 10) que recopilan y comparan los resultados de las diferentes expresiones con valores experimentales.

Las expresiones recopiladas en la ref. 10 son función de la geometría del impulsor y fundamentalmente del número de álabes, y son válidas para el punto de diseño, es decir, no toman en cuenta la variación del flujo másico; Stahler en la ref. 10 propone una expresión en función del flujo volumétrico y la velocidad de operación:

$$\sigma = 1 - 1.25 \frac{V_2}{ND_2^2}$$

Entre las expresiones más utilizadas están la de Eck y la del propio Stodola:

EXPRESION DE ECK:

$$\sigma = 1 + \frac{\text{sen } \beta_2}{2 Z (1 - d_1/d_2)}$$

EXPRESION DE STODOLA:

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \text{ sen } \beta_2}{Z}$$

DATOS DE DISEÑO

El compresor será diseñado para funcionar como sobrealimentador de un motor Diesel de 4 tiempos y 8 cilindros, cada uno de los cuales con un diámetro de 184 mm. Además estará acoplado en la misma flecha a una turbina que aprovecha la energía de los gases de escape como ya se mencionó en el cap. 1.

En éste caso, los parámetros principales para el diseño dependen de los requerimientos del motor, y estos son:

- * FLUJO MASICO $\dot{m} = 0.756 \text{ Kg/s}$
- * RELACION DE PRESIONES $r = P_3/P_{01} = 2.0$
- * CONDICIONES DE ASPIRACION (condiciones estándar según ref. 11)

$$T_{01} = 15^\circ\text{C}$$

$$P_{01} = 1.01325 \text{ Bar}$$

$$\rho_{01} = 1.225 \text{ Kg/m}^3$$

Otro dato importante para el diseño de un compresor es el fluido de trabajo, que en éste caso es aire, con $c_p = 1005 \text{ J/kg-K}$ y $k = c_p/c_v = 1.4$; para otros gases deben hacerse consideraciones especiales en el diseño.

Además de estos datos esenciales, deben seleccionarse otros parámetros, como son el número de álabes Z y el ángulo de salida β_2 , cuya influencia en el comportamiento del compresor ya se mencionaron. Y por último, antes de empezar el proceso de diseño, deben establecerse las siguientes suposiciones:

- 1) Que el aire se comporta como un gas ideal.
- 2) Que la temperatura de estancamiento a la salida del rotor es

- la misma que hay a la salida del compresor, es decir: $T_{02}=T_{03}$
- 3) Que no existe prerrotación, por lo menos en el diseño preliminar.
 - 4) Que existe en la entrada una relación de diámetros determinada: $d_n/d_1=0.6$.

PROCEDIMIENTO DE SOLUCION

Este procedimiento requiere de algunos datos adicionales, como es el factor de difusión en el rotor (W_1/W_2) llamado coeficiente de velocidades DeHaller. Este coeficiente debe mantenerse menor o igual a 1.6, para evitar la separación del flujo.

Es necesario contar con información acerca del rendimiento en cada una de las partes del compresor, debido a que no existen expresiones con las que se pudieran cuantificar fácilmente las pérdidas, como en el caso de los compresores axiales. En el algoritmo de diseño, se calcula el rendimiento total del compresor en base a los rendimientos en el rotor y el difusor. Existen artículos donde se reportan rendimientos evaluados experimentalmente, en este caso se tomó información de la referencia 12.

En la figura 3.11 se observan los rendimientos de los diferentes tipos de compresores en función de n_g ; para un compresor radial la mayor eficiencia se obtiene con una velocidad específica igual a 1, siempre y cuando se diseñe con el diámetro óptimo. En algunos casos utilizar n_g igual a 1 da como resultado velocidades del fluido muy altas en alguna sección del compresor, por lo que habrá que especificar la velocidad específica de diseño.

Para llevar a cabo todos los cálculos y procesos iterativos con mayor rapidez se elaboró un programa de computadora que permite analizar diferentes alternativas para escoger la que se considere óptima.

En el listado 1 se presenta una tabla de los datos que requiere el programa; si se le da 0, el programa asigna valores conocidos a las condiciones de aspiración, a las características del flujo, al factor de bloqueo y a las eficiencias del rotor y del difusor.

ADMISION DEL COMPRESOR

Las condiciones óptimas del flujo a la entrada, se logran al minimizar la velocidad relativa del flujo o algún parámetro relacionado.

Para un flujo másico y una velocidad de operación determinados, si se escoge un diámetro de entrada pequeño la velocidad tangencial u_1 resulta pequeña, pero la velocidad axial c_1 es muy grande, debido a la ecuación de continuidad; si el área se aumenta para disminuir c_1 entonces la velocidad tangencial u_1 aumenta y en ambos extremos, la velocidad relativa o bien el número de Mach relativo resultan grandes, por lo que se debe buscar un diámetro óptimo donde la velocidad relativa sea mínima, ya sea iterativa o analíticamente.

En el primer tramo del impulsor, llamado inductor o "zona inductora", se lleva a cabo una difusión, y el ángulo de entra-

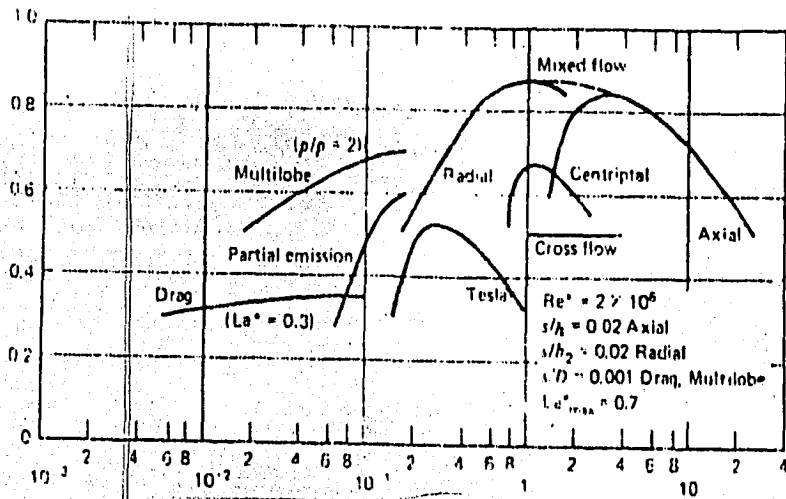


FIG. 3.11 GRAFICA $n_s - \eta$

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
 FACULTAD DE INGENIERIA
 DEPARTAMENTO DE FLUIDOS Y TECNICA

PROGRAMA PARA DISEÑO DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

TESIS QUE PRESENTA:
 GONZALO F. RODRIGUEZ LOVIANO

DATOS DE ENTRADA
 CONDICIONES A LA ENTRADA P(PA), T(K) 101325.0, 288.0
 (SI SE DA 0, SUPONE LAS CONDICIONES STANDARD:
 P01 = 1.01325 BAR
 T01 = 288 K)
 FLUJO MASICO (KG/S) 0.756
 RELACION DE PRESIONES 2.0
 PRESION TOTAL DE SALIDA 202650.0
 CARACTERISTICAS DEL GAS: R Y CP(SI) 286.96, 1005.0.
 (SI SE DA 0, SE SUPONEN LAS DEL AIRE:
 R = 286.96 J/KG-K
 CP = 1005 J/KG-K)
 ANGULO DE SALIDA BETA2 (GRADOS) 0.0
 BETA2=0 ES SALIDA RADIAL
 NUM. DE ALABES 19
 EFICIENCIAS: ROTOR Y DIFUSOR 0.89, 0.78
 SI SE DA 0, SE TOMA 0.89 Y 0.78 RESPECTIVAMENTE
 FACTOR DE DIFUSION DEL ROTOR (w1/w2) 1.6
 VELOCIDAD ESPECIFICA, SI SE DA 0, NS=1 0.8
 NUMERO DE MACH MAXIMO A LA ENTRADA 0.7
 DEL DIFUSOR (OPCIONAL)
 FACTOR DE BLOQUEO POR LOS ALABES A LA DESCARGA 0.1
 SI SE DA 0, SE TOMA EL VALOR DE 0.1

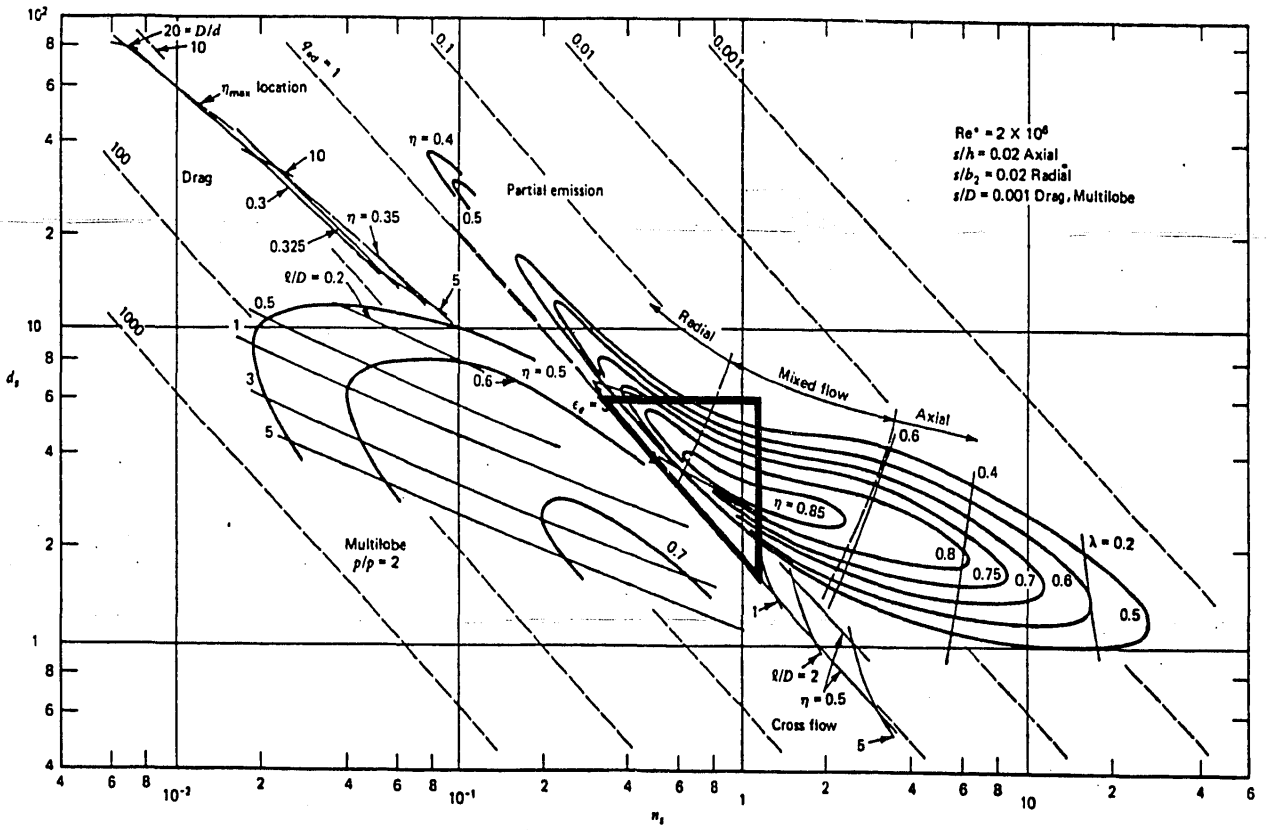
da β_1 está limitado por el grado máximo de difusión, sin que haya separación de la capa límite; este factor ayuda a determinar el triángulo de velocidades óptimo a la entrada. En la referencia 13 se presenta un procedimiento sencillo de optimización para un compresor de baja velocidad basado en la teoría de flujo incompresible, que da como resultado una relación entre el ángulo óptimo de entrada y el cociente de los diámetros en la admisión (d_h/d_1):

$$\phi = \frac{c_1}{u_1} = \sqrt{\frac{1}{2} \{1 - (d_h/d_1)^2\}} = \cot \beta_1$$

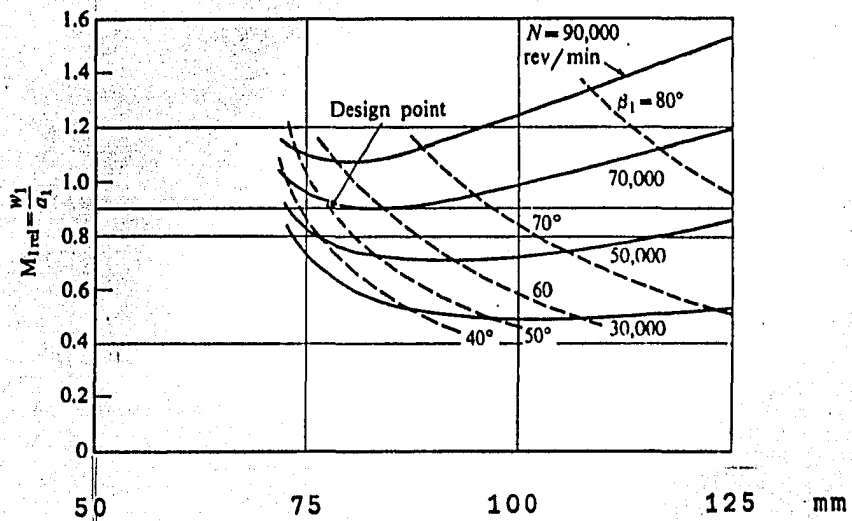
El programa de computadora incluye un proceso iterativo para la determinación del diámetro óptimo de entrada, el cual es seleccionado dentro de un rango cuyos límites quedan fijados con ayuda del diagrama $n_s - d_s$ (fig. 3.11b).

El proceso está basado en la teoría de flujo compresible unidimensional isoentrópico, e incluye una subrutina que calcula el número de Mach a la entrada en función de la relación de áreas A/A^* donde A^* es el área cuando el M es igual a 1.

A partir de la velocidad específica, queda determinada la velocidad de operación N ; como ya se dijo anteriormente, para cada velocidad de operación existe un diámetro de entrada óptimo, lo que se puede ver claramente en la figura 3.12 (ref. 14).



• FIG. 3.11b ZONA DE SELECCION PARA COMPRESORES CENTRIFUGOS
 (sálida radial)



diámetro de entrada d_1

Tomada de la ref.14, para un compresor con $d_h = 25.4$ mm, que maneja un gasto másico de 1.0896 kg/s, $T_{01} = 300$ K

FIG. 3.12 OPTIMACION DE LA ADMISION DEL COMPRESOR

En el diagrama de flujo siguiente (fig 3.13) se presenta la secuencia para llegar al diámetro óptimo de la admisión del compresor.

Al fijar el diámetro de entrada, el triángulo de velocidades queda determinado, así como la velocidad de operación y la velocidad específica definitiva.

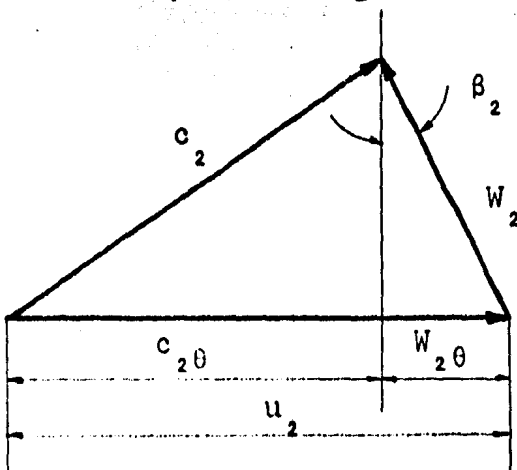
CALCULO DEL DIAMETRO DEL ROTOR

El diámetro exterior del impulsor, es la dimensión característica del compresor, y por ésto se utiliza para calcular el diámetro específico, así como la velocidad tangencial u_2 a la salida del rotor es la empleada en el cálculo del número de Reynolds característico. En la siguiente etapa del programa se calcula iterativamente la eficiencia total del compresor, con lo que queda determinado el triángulo de velocidades a la salida, sin consideración aún del efecto del factor de deslizamiento para el que se seguirá otro proceso iterativo posterior.

De la ecuación de Euler para flujo unidimensional en un compresor sin prerrotación:

$$\Delta h_0 = u_2 c_{2\theta}$$

y el triángulo de velocidades a la salida:



$$c_{2\theta} = u_2 + W_{2\theta}$$

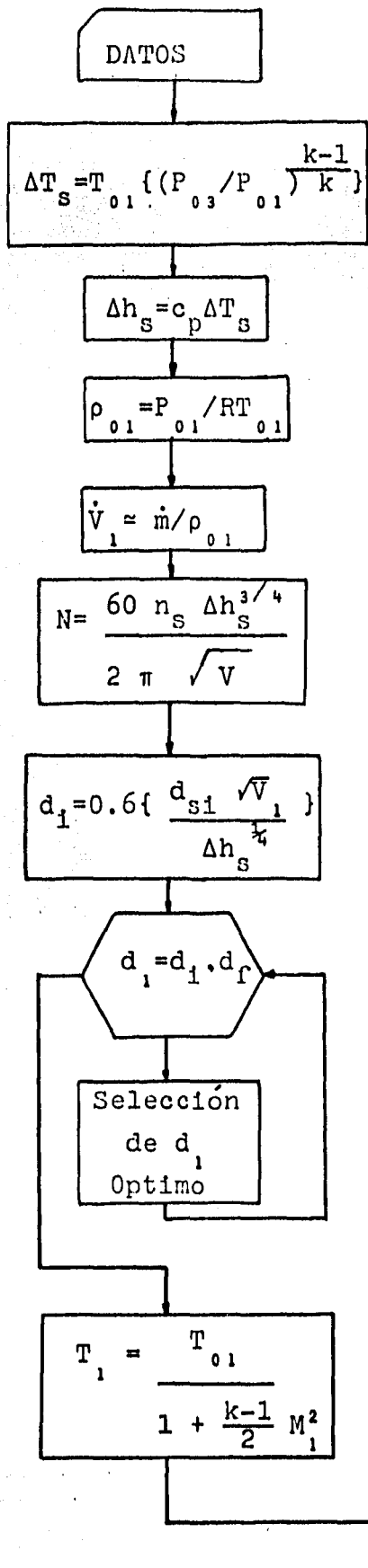


FIG. 3.13 Diagrama de flujo del cálculo de la admisión del compresor

Selección de d_1 óptimo

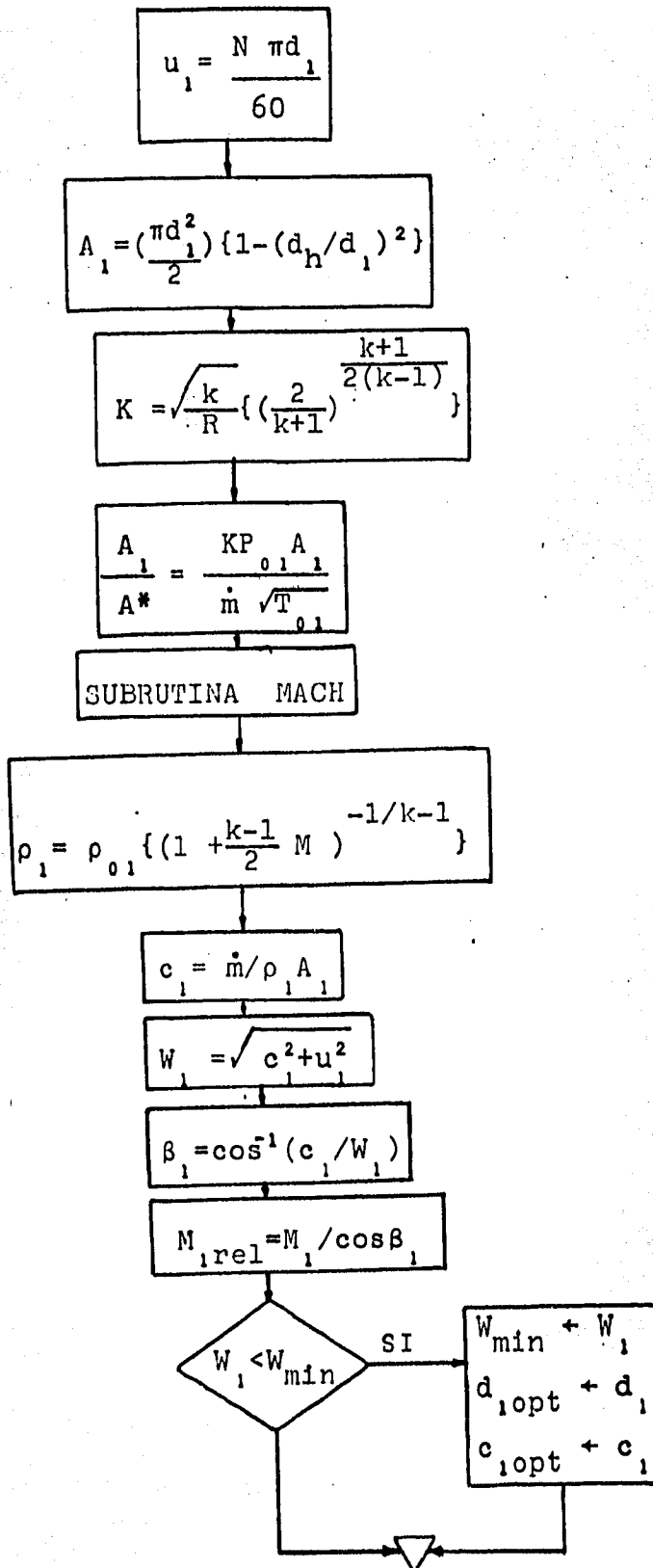


FIG. 3.13

Continuación

sustituyendo en la ecuación de Euler:

$$\Delta h_0 = U_2^2 + U_2 W_{2\theta}$$

Se puede fijar la velocidad relativa con ayuda del factor de difusión w_1/w_2 o llamado coeficiente de velocidades DeHaller $--$ (w_2/w_1) , y se tiene como dato β_2 entonces:

$$W_{2\theta} = w_2 \text{sen} \beta_2$$

El diagrama de flujo (fig. 3.14) muestra el proceso para encontrar la eficiencia del compresor calculando también el grado de reacción y la velocidad tangencial U_2 .

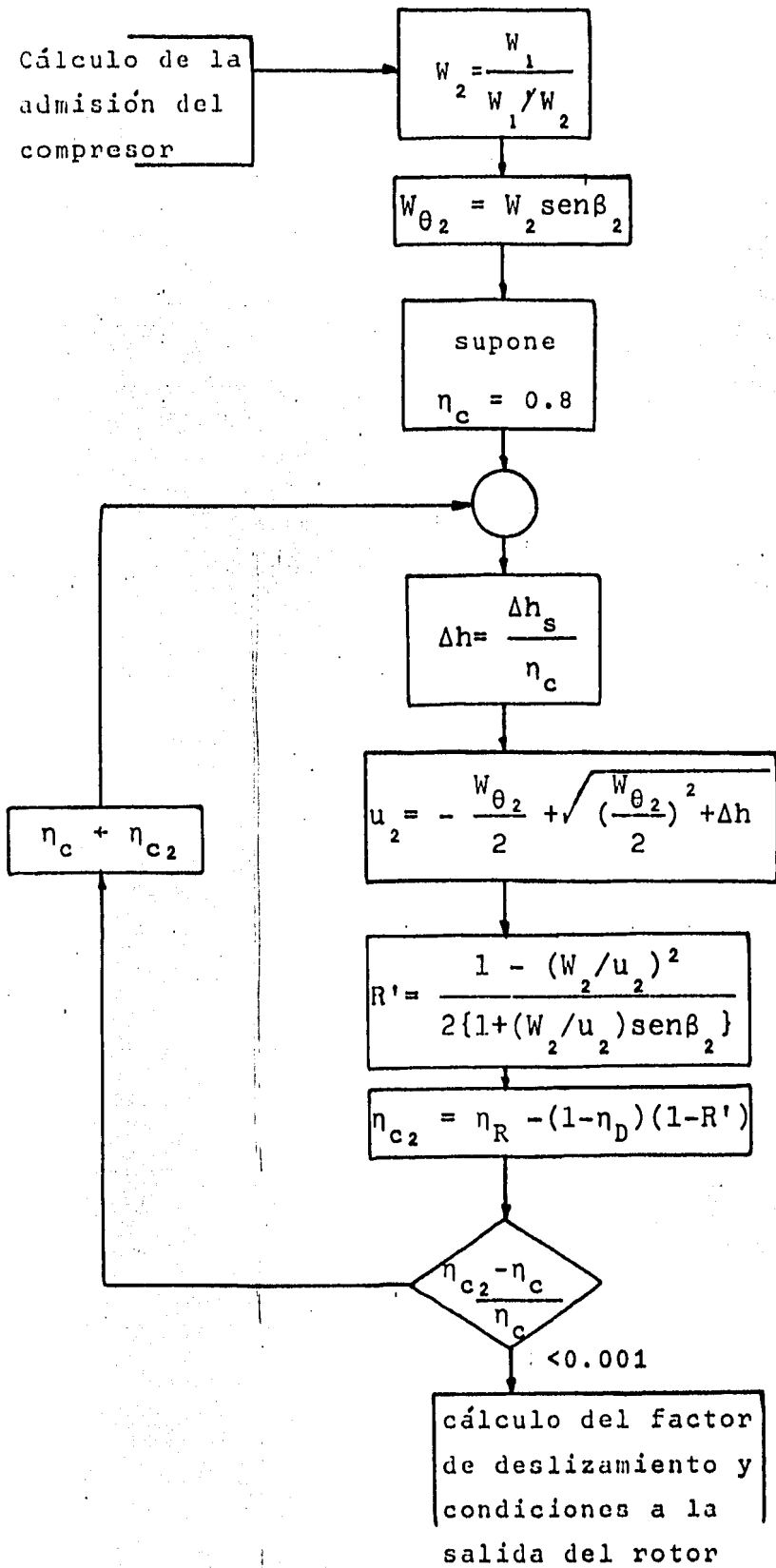
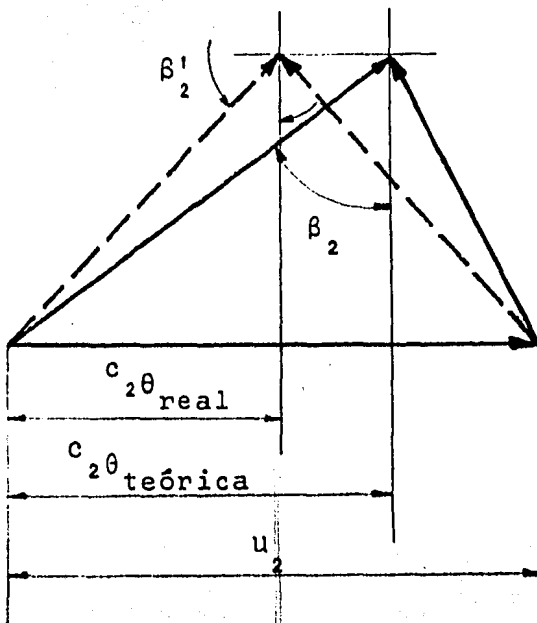


FIG.3.14 Proceso para determinar la eficiencia del compresor

Una vez determinada la eficiencia del compresor, se calcula el diámetro exterior del rotor y el diámetro específico.

El factor de deslizamiento se calcula mediante otro proceso iterativo, suponiendo un factor de deslizamiento inicial y utilizando la expresión desarrollada por Eck.

Del triángulo de velocidades, al considerar el deslizamiento se tiene que:



$$c_{2\theta \text{ real}} = \sigma u_2 + c_{2r} \tan \beta_2'$$

$$c_{2\theta \text{ teórica}} = u_2 + c_{2r} \tan \beta_2$$

con ayuda de éstas expresiones y la expresión de Eck, se obtiene el factor de deslizamiento σ .

Por último, en ésta etapa se calculan las condiciones termodinámicas del aire a la salida del rotor, como son presión y temperatura estáticas y totales, la densidad y el número de Mach.

En base a la densidad y la velocidad se obtiene el ancho del rotor b_2 , considerando un factor de bloqueo debido al espesor de los álabes B del 10% si no se especifica otra cosa (fig. 3.15).

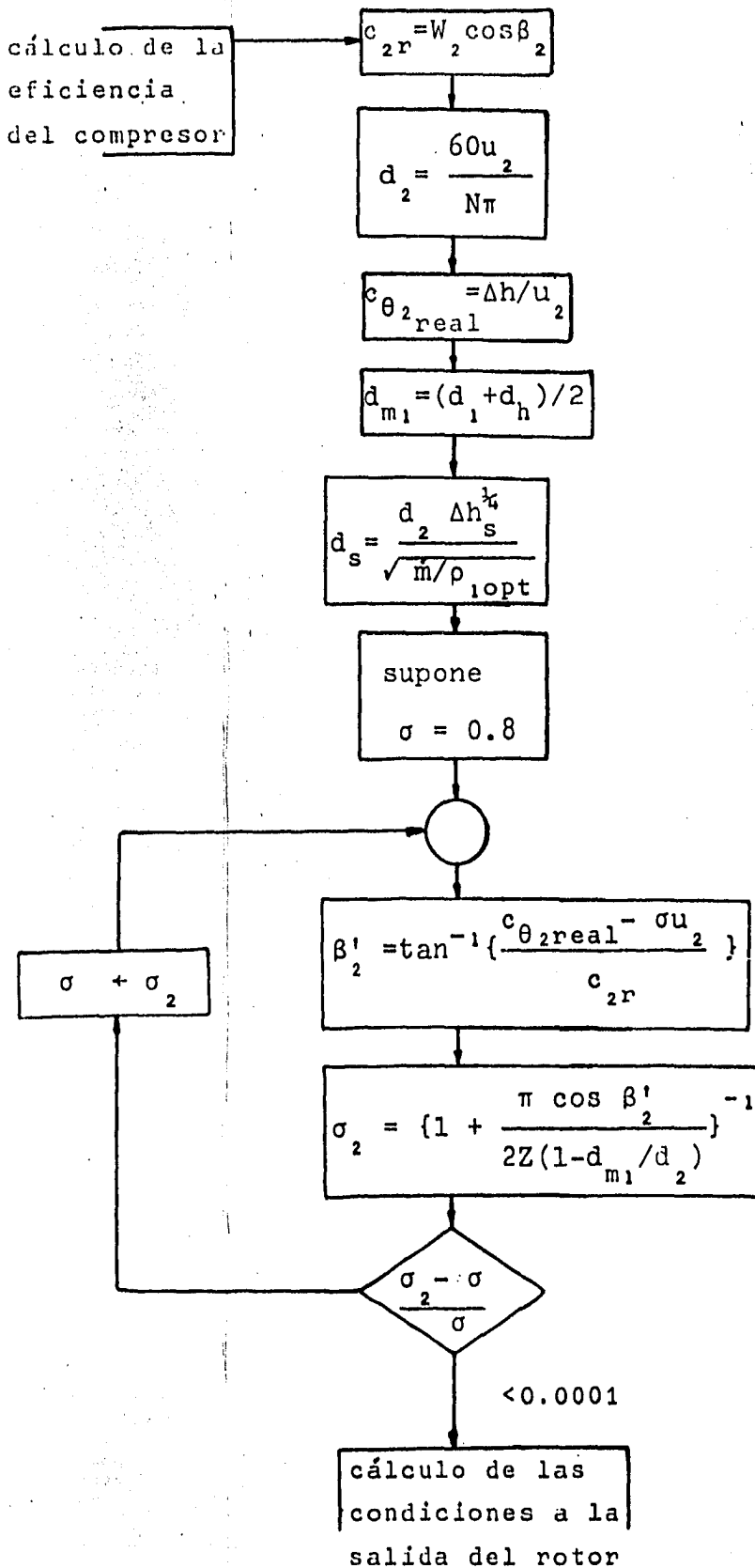


FIG.3.15a Cálculo del factor de deslizamiento

cálculo del
factor de
deslizamiento

$$T_{02} = T_{01} + \Delta h / c_p$$

$$P_{02} = P_{01} \left\{ \left(\frac{T_{02}}{T_{01}} - 1 \right) \eta_R + 1 \right\}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left(\frac{c_{\theta 2 \text{ real}}}{c_{2r}} \right)$$

$$c_2 = c_{2r} / \cos \alpha_2$$

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2c_p}$$

$$P_2 = P_{02} / \left(\frac{T_{02}}{T_2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}$$

$$M_2 = c_2 / \sqrt{\kappa R T_2}$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R T_2}$$

$$b_2 = \frac{\dot{m}}{c_{2r} \pi d_2 \rho_2 (1-B)}$$

cálculo
del
difusor

FIG.3.15b Cálculo de
las condiciones
a la salida del
rotor

DIFUSOR DEL COMPRESOR

(Cálculo óptimo de las dimensiones del difusor)

La optimización del compresor centrífugo, requiere una combinación adecuada de impulsor-difusor.

Para compresores cuyo rotor tiene descarga radial, ambos componentes son igualmente importantes con relación a la eficiencia global. Ambas eficiencias son dependientes entre sí debido a la interacción entre el impulsor y el difusor.

La predicción exacta del comportamiento del difusor es un problema que todavía no se resuelve completamente; esto se debe al conocimiento limitado que se tiene de lo que sucede después de que el flujo sale del rotor y pasa al difusor. Existen numerosos artículos que tratan sobre el comportamiento del difusor como elemento aislado, pero el problema reside en la interdependencia con el rotor.

En la referencia 15, el autor utiliza un velocímetro láser para analizar el flujo a través del compresor centrífugo, poniendo especial interés en la región comprendida entre la salida del rotor y la entrada a un difusor radial con álabes, descubriendo fluctuaciones periódicas que distorsionan el flujo en el difusor; en la figura 3.16 se observa una de las gráficas obtenidas por el autor.

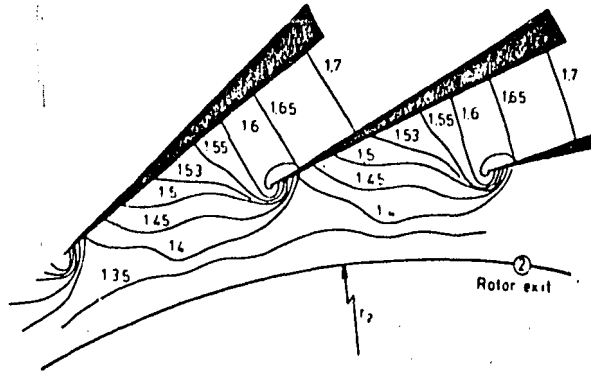


FIG. 3.16 LINEAS DE PRESION ESTATICA CONSTANTE
MEDIDAS EN LA REGION DE SALIDA DEL
ROTOR/ENTRADA AL DIFUSOR

Un compresor centrífugo puede tener hasta tres tipos de difusores dependiendo de los requerimientos de cada compresor. Un primer tipo de difusor consiste en una cámara anular lisa, sin álabes, llamado anillo difusor ó difusor radial sin álabes, formado por un par de placas planas paralelas con una separación igual al ancho del rotor a la salida (b_2). Este tipo de difusor es fácil de construir y por lo tanto menos costoso que los otros; tiene buen rendimiento y un rango de operación casi ilimitado.

Una guía para la selección de los parámetros geométricos y de flujo en un difusor radial, que permitan un flujo estable, se encuentra en dos artículos que se complementan (refs. 16 y 17), ya que se estudia el flujo estable en el primero y en el segundo el flujo inestable.

El segundo tipo de difusor, es el difusor radial con álabes, que pueden ser rectos, como los utilizados en el compresor de la ref. 15; (fig. 3.17a) o bien pueden ser curvos, con las características geométricas de una espiral logarítmica, ya que la trayectoria del flujo al salir del rotor, si se desprecia el rozamiento

con las paredes, es precisamente la de una espiral logarítmica.

En la ref. 18. el autor resume las consecuencias de utilizar perfiles NACA usados en turbomáquinas axiales, y compara los resultados con los obtenidos en los difusores radiales con álabes comunes. Entre las consecuencias más importantes se tiene que: a) las pérdidas pueden ser ligeramente menores, b) la predicción de las condiciones fuera del punto de operación y el diseño mismo se facilita con toda la información que ya se tiene para perfiles NACA, c) el tamaño total del compresor es menor que otro compresor con idénticas condiciones de entrada-salida con difusor común, y d) la "cascada - difusor" puede ser diseñada para flujo supersónico en la entrada del difusor y aún así obtener altos rendimientos.

En la fig. 3.17b se presenta un compresor con los dos tipos de difusores radiales mencionados; existen diseños donde solo se utiliza un difusor sin álabes y otros donde solo se utiliza un difusor con álabes, pero en éstos debe existir una sección libre entre los álabes fijos y los móviles para evitar golpeteo, así como disminuir los ruidos.

El tercer tipo de difusor consiste en una caja espiral, o también llamado "colector de caracol", que se puede considerar como un canal directriz único que circunda a todo el difusor radial, o bien circunda directamente todo el rodete, como en el caso de algunas bombas centrífugas.

La condición fundamental para el dimensionado de las secciones de la espiral, es la simetría axial de la corriente, como se verá más adelante.

Se analizará con más detalle el difusor radial sin álabes y

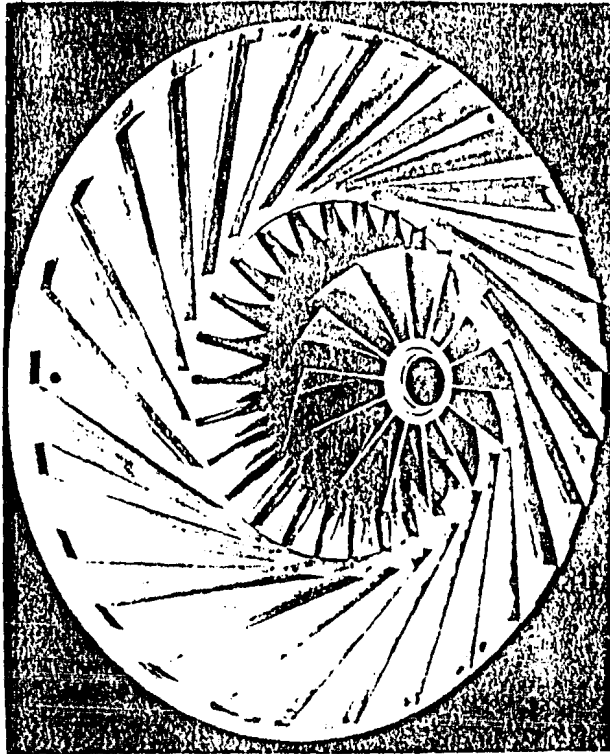


FIG. 3.17a COMPRESOR CON DIFUSOR RADIAL CON ALABES RECTOS

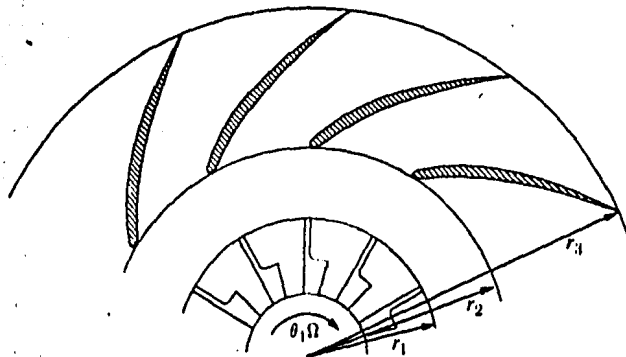


FIG. 3.17b COMPRESOR CON DIFUSOR RADIAL SIN ALABES Y DIFUSOR RADIAL CON ALABES CON FORMA DE ESPIRAL LOGARITMICA

el difusor espiral, ya que el programa de computadora debe calcular el diámetro exterior del difusor sin álabes y los diámetros de las secciones de la caja espiral. Asimismo, efectuará un diseño preliminar, tanto del rotor como del difusor; si el diámetro exterior del difusor sin álabes resulta demasiado grande, deberá considerarse el uso de álabes en el difusor radial, y esto hace que disminuyan sus dimensiones.

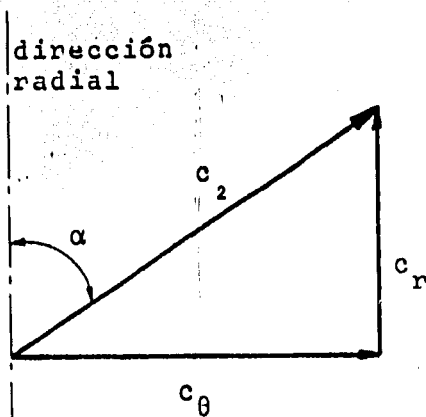
El difusor radial sin álabes se diseñará suponiendo un flujo reversible y relacionando las propiedades del flujo con aquellas en el punto donde el número de Mach es uno.

De las ecuaciones de continuidad y de conservación de momento angular se obtiene:

$$\rho r c_r = \rho^* r^* c_r^* \quad \dots (1)$$

$$r c_\theta = r^* c_\theta^* \quad \dots (2)$$

Por otra parte, del triángulo de velocidades a la salida del rotor:



$$\rho r c \cos \alpha = \rho^* r^* c^* \cos \alpha^* \quad \dots (1')$$

$$r c \sin \alpha = r^* c^* \sin \alpha^* \quad \dots (2')$$

Combinando las ecuaciones 1' y 2' y aplicando las relaciones para flujo unidimensional adiabático reversible a lo largo de una línea de corriente (ref. 2 y 14):

$$\frac{\tan \alpha^*}{\tan \alpha} = \left\{ \frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right\}^{\frac{1}{k-1}} \quad \dots (3)$$

y a partir de 2':

$$\frac{r^* \sin \alpha^*}{r \sin \alpha} = \frac{c}{c^*} = M \sqrt{T/T^*}$$

o bien:

$$\frac{r^* \sin \alpha^*}{r \sin \alpha} = M \left\{ \frac{(k+1)/2}{1 + \frac{k-1}{2} M^2} \right\}^{1/2} \quad \dots (4)$$

Tomando como datos las condiciones a la salida del rotor: M_2 , α_2 y d_2 ; y con ayuda de las ecuaciones 3 y 4 se determina el diámetro que debe tener el difusor radial sin álabes (d_3) dado el número de Mach a la salida del mismo.

El difusor de caracol debe dimensionarse tomando en cuenta la simetría axial de la corriente, esto significa que deben existir las mismas condiciones de la corriente a lo largo de las superficies cilíndricas concéntricas que rodean el eje del rotor. En la práctica, no es posible lograr una simetría perfectamente axial, debido a que la corriente tiene un rozamiento con las paredes; las partículas que circulan por la capa límite de las paredes laterales de la espiral quedan frenadas por las fuerzas de rozamiento. De esta manera aparecen diferencias de presión, cuyo resultado es la aparición de corrientes secundarias.

Si se considera una sección que tiene un ángulo θ con respecto al origen del caracol, el flujo volumétrico a través de esta sección será:

$$dv_{\theta} = dA c_{\theta} = r_3 c_{3\theta} \frac{b dr}{r}$$

el flujo volumétrico deberá corresponder a la parte del flujo que entró al caracol desde el origen hasta la sección considerada:

$$V_{\frac{\theta}{360}} = c_{3\theta} r_3 \int \frac{b dr}{r}$$

Si la sección del caracol es circular, la integral se puede resolver de la siguiente manera (ref. 19):

$$\frac{d_{dif}}{2} = \sqrt{\theta \frac{\{r_3 + (d_{dif}/2)\} V}{360 \pi c_{3\theta} r_3} - \theta^2 \left\{ \frac{V}{720 \pi c_{3\theta} r_3} \right\}^2}$$

Simplificando:

$$d_{dif} = \theta \frac{V}{360 \pi c_{3\theta} r_3} + \sqrt{\theta \frac{V}{90 \pi c_{3\theta}}}$$

Con esta expresión es posible calcular los diámetros de las secciones del difusor caracol en función de las condiciones a la entrada: $c_{3\theta}$, $r_3 = d_3/2$ y \dot{V} , variando solamente el ángulo θ

con respecto a la entrada del caracol.

En el diagrama de flujo de la fig. 3.18 se presenta el cálculo correspondiente a las dos partes del difusor: el difusor radial sin álabes y el difusor caracol.

A continuación se muestra la estructura general del programa y los resultados a partir de la tabla de datos presentada anteriormente (fig. 3.19).

En el siguiente capítulo se analizan los resultados del programa y la operación del compresor diseñado.

cálculo de las condiciones a la salida del rotor.

$$\alpha^* = \tan^{-1} \left\{ \tan \alpha_2 \left(\frac{2}{\kappa+1} \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} M_2^2 \right) \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \right\}$$

$$\frac{r_2}{r^*} = M_2 \sqrt{\frac{(\kappa+1)/2}{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_2^2}} \left(\frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha^*} \right)$$

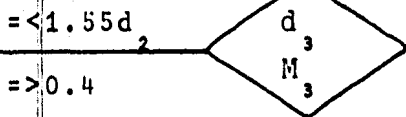
$$M_{3 \text{ inicial}} = M_2 - 0.1$$



$$\frac{r_3}{r^*} = M_3 \sqrt{\frac{(\kappa+1)/2}{1 + \frac{\kappa-1}{2} M_3^2}} \left(\frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha^*} \right)$$

$$M_3 \leftarrow M_3 - 0.01$$

$$d_3 = d_2 \left(\frac{r_3/r^*}{r_2/r^*} \right)$$



cálculo del difusor caracol

FIG.3.18a Cálculo del difusor radial sin álabes

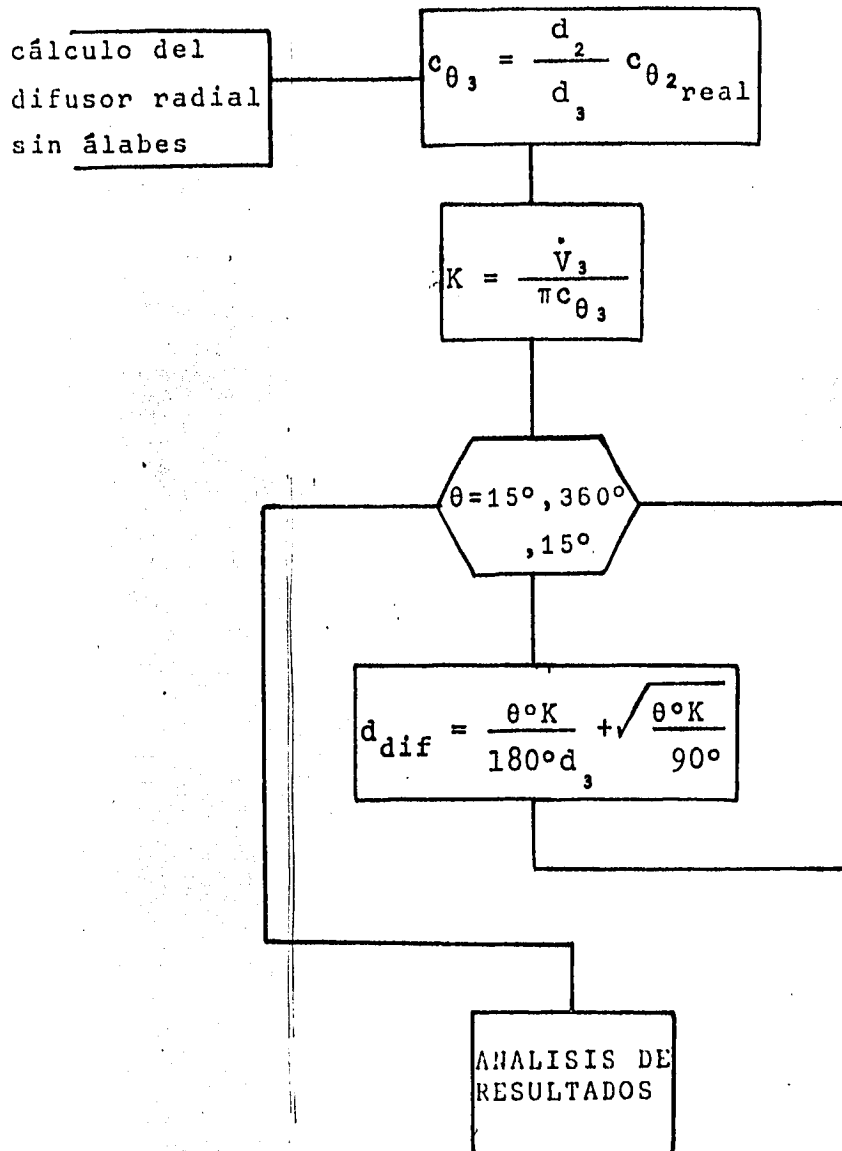


FIG.3.18b Cálculo del difusor caracol

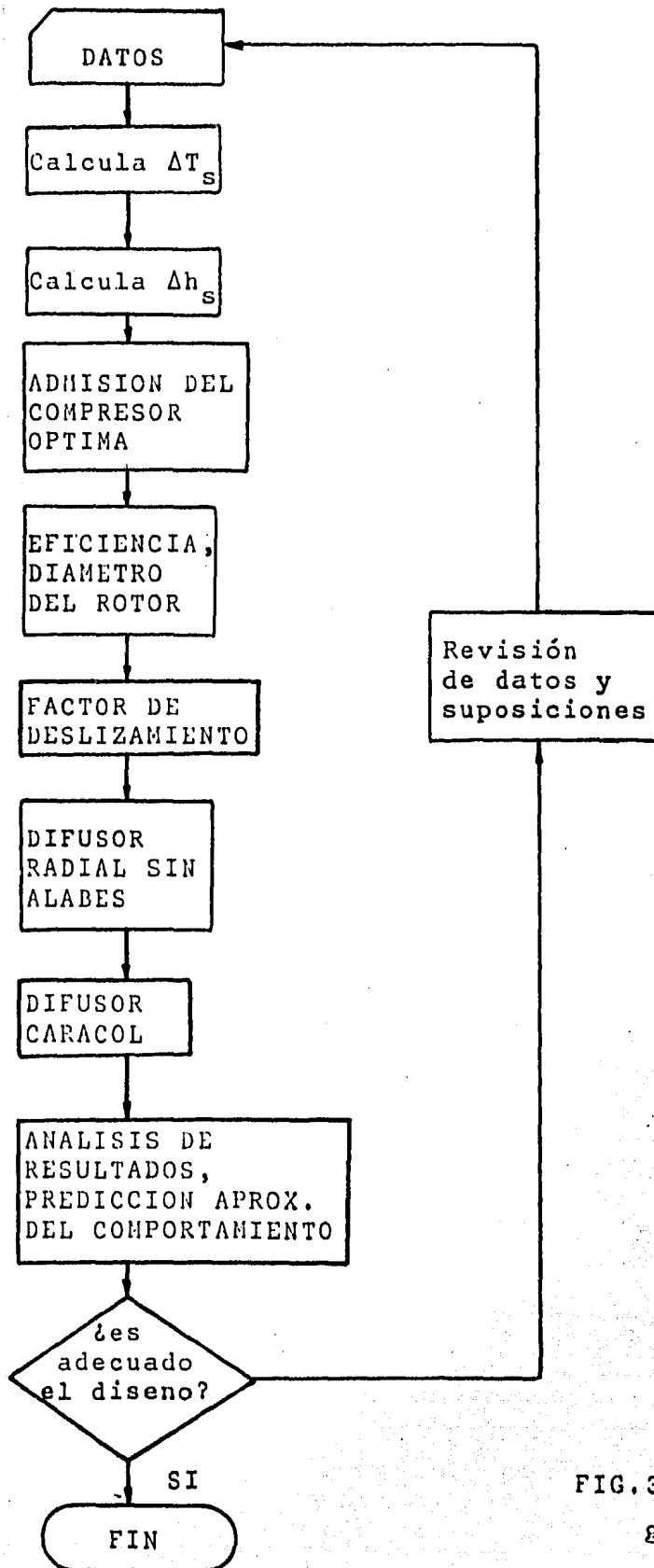


FIG.3.19 Estructura general del programa

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE FLUIDOS Y TERMICA

TESIS CON
FALLAS DE ORIGEN

PROGRAMA PARA DISEÑO DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

TESIS QUE PRESENTA:
GONZALO F. RODRIGUEZ LUVIANO

PROCEDIMIENTO DE SOLUCION

INCREMENTO DE ENTALPIA ISOENTROPICO	63346.81
VELOCIDAD DE OPERACION W	38845.92
DIAMETROS INICIAL Y FINAL (MM):	74.24540, 178.1890
DIAMETRO OPTIMO A LA ENTRADA	0.1002455
VALOR OPTIMO DE CX1	131.7333
VALOR MINIMO DE VEL. REL. W1	242.7494
NUMERO DE MACH RELATIVO OPTIMO	0.7246889
VELOCIDAD RELATIVA A LA SALIDA W2	151.7184
INCREMENTO DE ENTALPIA REAL	84451.07
EFICIENCIA GLOBAL DEL COMPRESOR	0.7500178
DIAMETRO D2 (MM)	142.8758
DIAMETRO ESPECIFICO	2.778705

RESULTADOS OBTENIDOS

VELOCIDAD RELATIVA A LA ENTRADA	362.6487
COMPONENTE MERIDIONAL A LA ENTRADA	39.31003
DIAMETRO A LA ENTRADA (MM)	100.2455
VELOCIDAD DE OPERACION (RPM)	38845.92
VELOCIDAD RELATIVA SALIDA DEL ROTOR	151.7184
EFICIENCIA TOTAL DEL COMPRESOR	0.7500178
VELOCIDAD TANGENCIAL SALIDA DEL ROTOR	290.0047
COMPONENTE MERIDIONAL SALIDA DEL ROTOR	151.7184
GRADO DE REACCION	0.3637172
DIAMETRO A LA SALIDA DEL ROTOR (MM)	142.8758
FACTOR DE DESLIZAMIENTO	0.8468590
ANGULO DE SALIDA REAL BETA2	16.34628
PARAMETROS A LA SALIDA DEL ROTOR:	
PRESION TOTAL (BAR)	2.274310
TEMPERATURA TOTAL (T02=T03)(C)	98.88092
PRESION ESTATICA (BAR)	1.329806
TEMPERATURA ESTATICA (C)	45.41351
ANCHO DEL ALABE (MM)	8.451350
ANGULO ABSOLUTO	62.43192
VELOCIDAD ABSOLUTA (M/S)	327.8254
NUMERO DE MACH	0.9164847
PARAMETROS SALIDA ROTOR DESPUES MEZCLA:	
ANGULO ABSOLUTO	64.83256
VELOCIDAD ABSOLUTA (M/S)	321.0857
NUMERO DE MACH	0.8976428
PARAMETROS A LA ENTRADA DEL DIFUSOR:	

ANGULO DE ENTRADA 67.77709
 DIAMETRO DE ENTRADA D3 (MM) 174.1937
 NUMERO DE MACH 0.7000000
 PARAMETROS ADIMENSIONALES:
 VELOCIDAD ESPECIFICA 0.8310511
 DIAMETRO ESPECIFICO 2.778705
 COEFICIENTE DE CARGA 0.9999999

DIFUSOR DE CARACOL:
 TETA DIAM DIFUSOR (MM)
 15.00000 10.88723
 30.00000 15.58461
 45.00000 19.26361
 60.00000 22.41545
 75.00000 25.23042
 90.00000 27.80608
 105.00000 30.20043
 120.00000 32.45121
 135.00000 34.58466
 150.00000 36.61990
 165.00000 38.57135
 180.00000 40.45019
 195.00000 42.26534
 210.00000 44.02404
 225.00000 45.73222
 240.00000 47.39486
 255.00000 49.01618
 270.00000 50.59977
 285.00000 52.14874
 300.00000 53.66578
 315.00000 55.15326
 330.00000 56.61327
 345.00000 58.04766
 360.00000 59.45809

D1 [MM]	U1	MACH	C1	α1	BETA1	MACH REL
79.2	161.16	0.9072	285.92	328.23	29.41	1.0414
80.2	163.22	0.8127	259.79	306.61	32.14	0.9598
81.2	165.25	0.7561	243.61	294.37	34.15	0.9136
82.2	167.28	0.7129	231.01	285.22	35.91	0.8802
83.2	169.32	0.6773	220.46	277.98	37.53	0.8540
84.2	171.35	0.6467	211.28	272.03	39.04	0.8326
85.2	173.39	0.6197	203.12	267.06	40.46	0.8148
86.2	175.42	0.5956	195.75	262.85	41.86	0.7998
87.2	177.45	0.5737	189.01	259.26	43.19	0.7870
88.2	179.49	0.5537	182.80	256.19	44.48	0.7760
89.2	181.52	0.5352	177.04	253.56	45.72	0.7660
90.2	183.56	0.5181	171.66	251.32	46.92	0.7585
91.2	185.59	0.5021	166.62	249.41	48.08	0.7516
92.2	187.62	0.4871	161.88	247.81	49.21	0.7457
93.2	189.66	0.4731	157.41	246.47	50.31	0.7407
94.2	191.69	0.4598	153.18	245.38	51.37	0.7365
95.2	193.73	0.4472	149.16	244.50	52.41	0.7331
96.2	195.76	0.4354	145.34	243.82	53.41	0.7303
97.2	197.79	0.4241	141.70	243.31	54.38	0.7281
98.2	199.83	0.4133	138.23	242.98	55.33	0.7265
99.2	201.86	0.4031	134.91	242.79	56.27	0.7254

100.2	203.90	0.3933	131.73	242.75	57.13	0.7247
101.2	205.93	0.3639	128.69	242.63	58.00	0.7244
102.2	207.96	0.3749	125.77	243.04	58.84	0.7246
103.2	210.00	0.3664	122.96	243.35	59.65	0.7250
104.2	212.03	0.3581	120.26	243.76	60.44	0.7259
105.2	214.07	0.3502	117.67	244.27	61.20	0.7270
106.2	216.10	0.3426	115.16	244.87	61.95	0.7284
107.2	218.13	0.3352	112.75	245.55	62.67	0.7300
108.2	220.17	0.3281	110.42	246.31	63.36	0.7320
109.2	222.20	0.3213	108.18	247.14	64.04	0.7341
110.2	224.24	0.3148	106.01	248.03	64.70	0.7365
111.2	226.27	0.3084	103.91	248.99	65.33	0.7390
112.2	228.30	0.3023	101.88	250.00	65.95	0.7417
113.2	230.34	0.2963	99.91	251.07	66.55	0.7447
114.2	232.37	0.2906	98.01	252.19	67.13	0.7477
115.2	234.41	0.2850	96.16	253.36	67.69	0.7510
116.2	236.44	0.2796	94.37	254.58	68.24	0.7543
117.2	238.47	0.2744	92.64	255.83	68.77	0.7579
118.2	240.51	0.2694	90.95	257.13	69.28	0.7615
119.2	242.54	0.2645	89.32	258.47	69.78	0.7652
120.2	244.58	0.2597	87.73	259.83	70.27	0.7691
121.2	246.61	0.2551	86.19	261.24	70.74	0.7731
122.2	248.64	0.2506	84.69	262.67	71.19	0.7771
123.2	250.68	0.2462	83.23	264.13	71.63	0.7813
124.2	252.71	0.2420	81.81	265.62	72.06	0.7856
125.2	254.75	0.2378	80.43	267.14	72.48	0.7899
126.2	256.78	0.2338	79.09	268.68	72.88	0.7943
127.2	258.81	0.2299	77.78	270.25	73.27	0.7988
128.2	260.85	0.2261	76.51	271.84	73.65	0.8033
129.2	262.86	0.2224	75.27	273.44	74.02	0.8080
130.2	264.92	0.2188	74.06	275.07	74.38	0.8126
131.2	266.95	0.2153	72.88	276.72	74.73	0.8174
132.2	268.98	0.2118	71.73	278.38	75.07	0.8222
133.2	271.02	0.2085	70.61	280.06	75.40	0.8270
134.2	273.05	0.2052	69.51	281.76	75.72	0.8319
135.2	275.09	0.2021	68.44	283.47	76.03	0.8369
136.2	277.12	0.1990	67.40	285.20	76.33	0.8419
137.2	279.15	0.1959	66.38	286.94	76.62	0.8469
138.2	281.19	0.1930	65.39	288.69	76.91	0.8520
139.2	283.22	0.1901	64.42	290.45	77.19	0.8571
140.2	285.25	0.1873	63.47	292.23	77.46	0.8622
141.2	287.29	0.1845	62.54	294.02	77.72	0.8674
142.2	289.32	0.1818	61.63	295.82	77.97	0.8726
143.2	291.36	0.1792	60.75	297.62	78.22	0.8779
144.2	293.39	0.1766	59.88	299.44	78.46	0.8832
145.2	295.42	0.1741	59.03	301.27	78.70	0.8885
146.2	297.46	0.1716	58.21	303.10	78.93	0.8938
147.2	299.49	0.1692	57.39	304.94	79.15	0.8992
148.2	301.53	0.1669	56.60	306.79	79.37	0.9046
149.2	303.56	0.1646	55.82	308.65	79.58	0.9100
150.2	305.59	0.1623	55.06	310.52	79.79	0.9154
151.2	307.63	0.1601	54.32	312.39	79.99	0.9208
152.2	309.66	0.1580	53.59	314.27	80.18	0.9263
153.2	311.70	0.1558	52.87	316.15	80.37	0.9318
154.2	313.73	0.1538	52.17	318.04	80.56	0.9373
155.2	315.76	0.1517	51.49	319.93	80.74	0.9428
156.2	317.80	0.1497	50.82	321.84	80.92	0.9484
157.2	319.83	0.1478	50.16	323.74	81.09	0.9540
158.2	321.87	0.1459	49.51	325.65	81.26	0.9595
159.2	323.90	0.1440	48.88	327.57	81.42	0.9651

160.2	325.93	0.1422	48.26	329.49	81.58	0.9707
161.2	327.97	0.1404	47.65	331.41	81.73	0.9703
162.2	330.00	0.1386	47.05	333.34	81.89	0.9700
163.2	332.04	0.1369	46.47	335.27	82.03	0.9876
164.2	334.07	0.1352	45.89	337.21	82.18	0.9933
165.2	336.10	0.1335	45.33	339.15	82.32	0.9990
166.2	338.14	0.1319	44.77	341.09	82.46	1.0046
167.2	340.17	0.1303	44.23	343.04	82.59	1.0103
168.2	342.21	0.1287	43.70	344.98	82.72	1.0160
169.2	344.24	0.1271	43.17	346.94	82.85	1.0217
170.2	346.27	0.1256	42.66	348.89	82.98	1.0274
171.2	348.31	0.1241	42.16	350.85	83.10	1.0332
172.2	350.34	0.1227	41.66	352.81	83.22	1.0389
173.2	352.38	0.1212	41.17	354.77	83.34	1.0447
174.2	354.41	0.1198	40.69	356.74	83.45	1.0504
175.2	356.44	0.1184	40.23	358.71	83.56	1.0562
176.2	358.48	0.1171	39.76	360.68	83.67	1.0619
177.2	360.51	0.1157	39.31	362.65	83.78	1.0677

C A P I T U L O 4

A N A L I S I S D E O P E R A C I O N

ANÁLISIS DE OPERACION DEL COMPRESOR

La predicción del comportamiento del compresor, es una etapa importante en el proceso de diseño y permite hacer algunas modificaciones antes de pasar al diseño de detalle. El análisis de operación del compresor involucra dos aspectos importantes: el primero es la verificación de un funcionamiento estable en las condiciones para las cuales el compresor fue diseñado; el segundo es el análisis fuera del punto de diseño, ya que en la máquina puede variar por ejemplo el gasto másico suministrado o bien la presión final; en esta segunda parte, lo importante es predecir los límites del funcionamiento estable, antes de que aparezcan fenómenos tales como el bombeo (surge), caracterizado por una fuerte oscilación del gasto a través de la máquina.

El resultado del análisis de la operación del compresor es una gráfica conocida como curva característica de ese compresor o de una familia de compresores semejantes. Para conocer con exactitud dicha curva se necesita llevar a cabo un ensayo experimental con la máquina a diferentes velocidades de operación y variando la presión mediante el control del gasto. Existen métodos analíticos que sirven para predecir aproximadamente la curva característica; estos pueden ser totalmente empíricos como los utilizados en la industria, o bien los que se basan en la teoría de capa límite para calcular las pérdidas (ref. 20 y 21).

OPERACION EN EL PUNTO DE DISEÑO:

El objetivo del análisis de la operación es lograr mejores rendimientos globales en los compresores a través de los mecanismos que provocan las pérdidas.

El flujo en el rotor es más complicado que en el difusor, ya que se trata de un flujo con cambio de dirección, además de que el conducto está en movimiento; precisamente debido a ésto último, la

observación directa de los patrones de flujo es muy difícil.

En 1968, Senoo (ref.22) realizó un estudio fotográfico en un compresor con partes transparentes, utilizando agua en lugar de aire y un colorante para visualizar los flujos secundarios que aparecen debido a la rotación. Este trabajo es uno de los primeros esfuerzos por analizar experimentalmente el flujo en un compresor; después aparecieron otros trabajos como los de Lennemann y Howard (ref.23,24 y 25), quienes emplearon el método de la burbuja de hidrógeno para visualizar el flujo y el anemómetro de película caliente para hacer mediciones de velocidad; con este procedimiento se confirmó y se complementó algunas de las observaciones de Senoo.

El desarrollo de la anemometría Laser - Doppler, facilitó el estudio del campo de velocidades, al grado de poder conocer con precisión los perfiles de velocidad en cualquier sección del impulsor.

Entre las conclusiones más importantes, obtenidos de los estudios mencionados está la que indica la coincidencia del flujo en la sección del llamado "inductor", con el comportamiento que predice la teoría de flujo potencial. Sin embargo, en la sección radial del impulsor existe una fuerte separación del flujo en el lado conocido como de "succión", por existir una presión menor que en el lado contrario del canal, conocido como de "presión" (ver fig.4.1).

Eckardt (ref.26) propone como posibles causas de la separación, la rotación misma del sistema, así como la curvatura de la línea de corriente. Asimismo, hace notar que el flujo en la descarga del impulsor es casi isoentrópico y que el pequeño incremento de entropía, se debe principalmente al problema de flujo a lo largo de las paredes del canal y al oleaje causado por la separación del propio flujo.

Flueckiger y Melling (ref.27) utilizan también la anemometría Laser-Doppler para el estudio del flujo en la admisión de un compresor destinado al turbocargador de un motor Diesel, y con éste

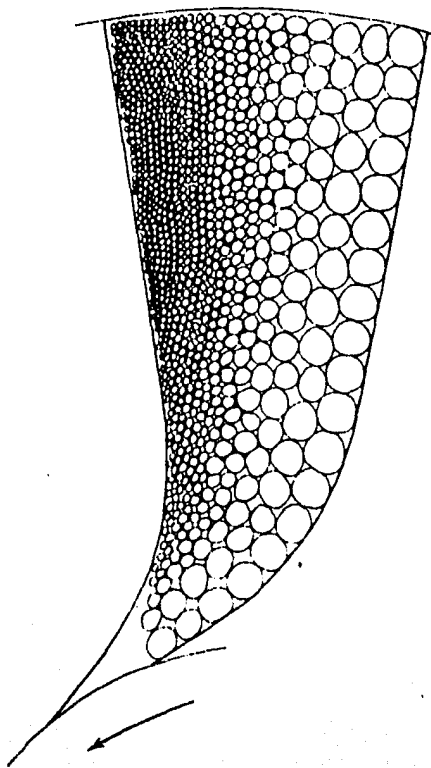
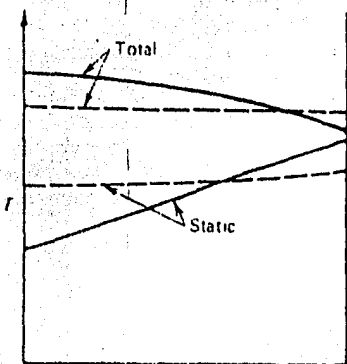
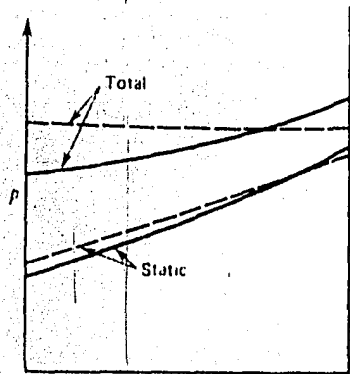


FIG. 4.1 PERFILES DE TEMPERATURA Y PRESION EN LA SECCION RADIAL DEL COMPRESOR Y EFECTO DE LA ROTACION EN EL FLUJO

método descubren la inestabilidad que existe a medida que las condiciones de operación se acercan al bombeo (surge) e investigan las posibles causas; esto complementa las observaciones de Eckardt, junto con el artículo de Kraim (ref.15) ya mencionado.

El propósito de los estudios experimentales como los que se mencionan, es desarrollar métodos analíticos que ayuden a predecir las pérdidas, así como a disminuirlas mejorando los diseños.

Los efectos de las pérdidas se reflejan en el rendimiento del compresor, así como en los rendimientos de cada uno de sus elementos principales; en el programa de computadora desarrollado se suministran como datos los rendimientos del rotor y del difusor como elementos independientes. La comprobación de que estos datos son correctos consiste en calcular el rendimiento global y que éste coincida con el que corresponde al diámetro y la velocidad específicos en el diagrama n_s-d_s (fig.2.2) ya mencionado. El programa de computadora calcula el rendimiento global de forma iterativa y al final calcula el diámetro y la velocidad específicos. A continuación (fig.4.2) se localiza el punto correspondiente al compresor diseñado y se comprueba el valor del rendimiento global, así como el valor del coeficiente de carga q_{ad} que es otro parámetro adimensional, también conocido como coeficiente de transferencia de energía, Este coeficiente permite obtener la velocidad tangencial u_2 más adecuada para lograr una determinada relación de presiones y se define así:

$$q_{ad} = \frac{\Delta h_{ad}}{u_2^2} = \frac{gH_{ad}}{u_2^2}$$

El programa de computadora calcula los parámetros termodinámicos estáticos y totales en la entrada del rotor, en la salida del rotor y entrada al difusor y a la salida del mismo; con éstas

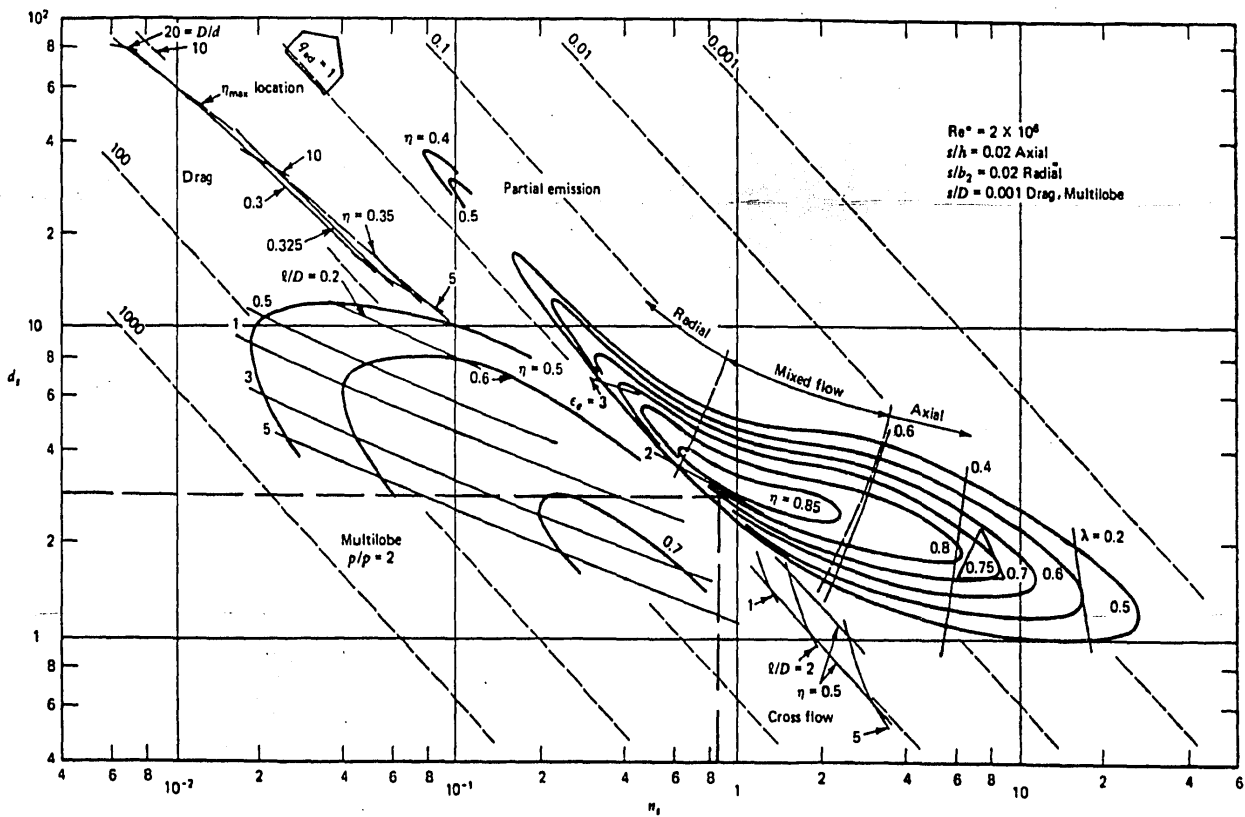


FIG. 4.2 DIAGRAMA $n_s - d_s$

propiedades se puede verificar en un diagrama T-s el funcionamiento termodinámico del compresor (ver fig.4.3).

El rendimiento adiabático, en función de las temperaturas:

$$\eta_{ad} = \frac{T_{03s} - T_{01}}{T_{03} - T_{01}}$$

debe coincidir con el rendimiento calculado en el programa.

Para verificar el funcionamiento estable del difusor radial sin álabes, se utilizan las curvas que Jansen publicó en la ref. 17. Para ello se calcula el número de Reynolds a la salida del rotor:

$$R = \frac{c_2 (d_2/2) \rho_2}{\mu_2}$$

y la relación del ancho del rotor al diámetro característico:

$$\frac{b_2}{r_2} = \frac{2b_2}{d_2}$$

Por otra parte, de las gráficas (fig.4.4):

$$\begin{array}{c} b_2 / r_2 \\ \downarrow \\ r_3 / r_2 \\ \downarrow \end{array}$$

$$r_3 = r_2 (r_3 / r_2)$$

para garantizar el funcionamiento estable, el diámetro d_3 calculado en el programa debe ser menor al 80% de $2r_3$ obtenido en las gráficas de Jansen.

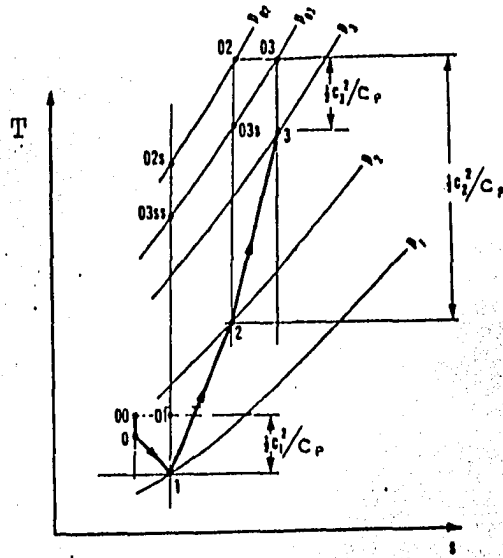


FIG. 4.3 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPIA T-s

ESTADO	PROPIEDADES TERMODINAMICAS	
	PRESION (Bar)	TEMPERATURA (K)
1	1.00382	287.23
01	1.01325	288
2	1.32	318.56
02	2.27	372.03
03	2.0265	372.03

El análisis de operación del difusor caracol se hace considerando un difusor cónico recto con una longitud efectiva igual a $1.5d_3$, según consideraciones de Balje (ref.3) y con un área efectiva de entrada igual al área correspondiente a $\theta = 180^\circ$, ya que el área que corresponde a $\theta=0^\circ$ es nula.

Los parámetros para el análisis son:

a) coeficiente de recuperación de presión teórico:

$$\begin{aligned}
 c_{pth} &= \frac{P_3 - P_2}{P_{02} - P_2} \\
 &= 1 - (c_3/c_2)^2 \\
 &= 1 - (A_s/\Lambda_e)^{-2}
 \end{aligned}$$

b) número de Mach a la entrada del difusor:

$$M_3 = c_3 / \sqrt{\kappa RT_3}$$

c) número de Reynolds a la entrada del difusor:

$$R = \frac{c_3 d_e \rho_3}{\mu_3}$$

d) grado de difusión: para encontrarlo se debe obtener el coeficiente de recuperación real a partir de las siguientes gráficas: (fig.4.5, 4.6 y 4.7)

Por lo tanto, la eficiencia del difusor de caracol será:

$$\eta_d = \frac{c_{p_{\text{real}}}}{c_{p_{\text{teórico}}}}$$

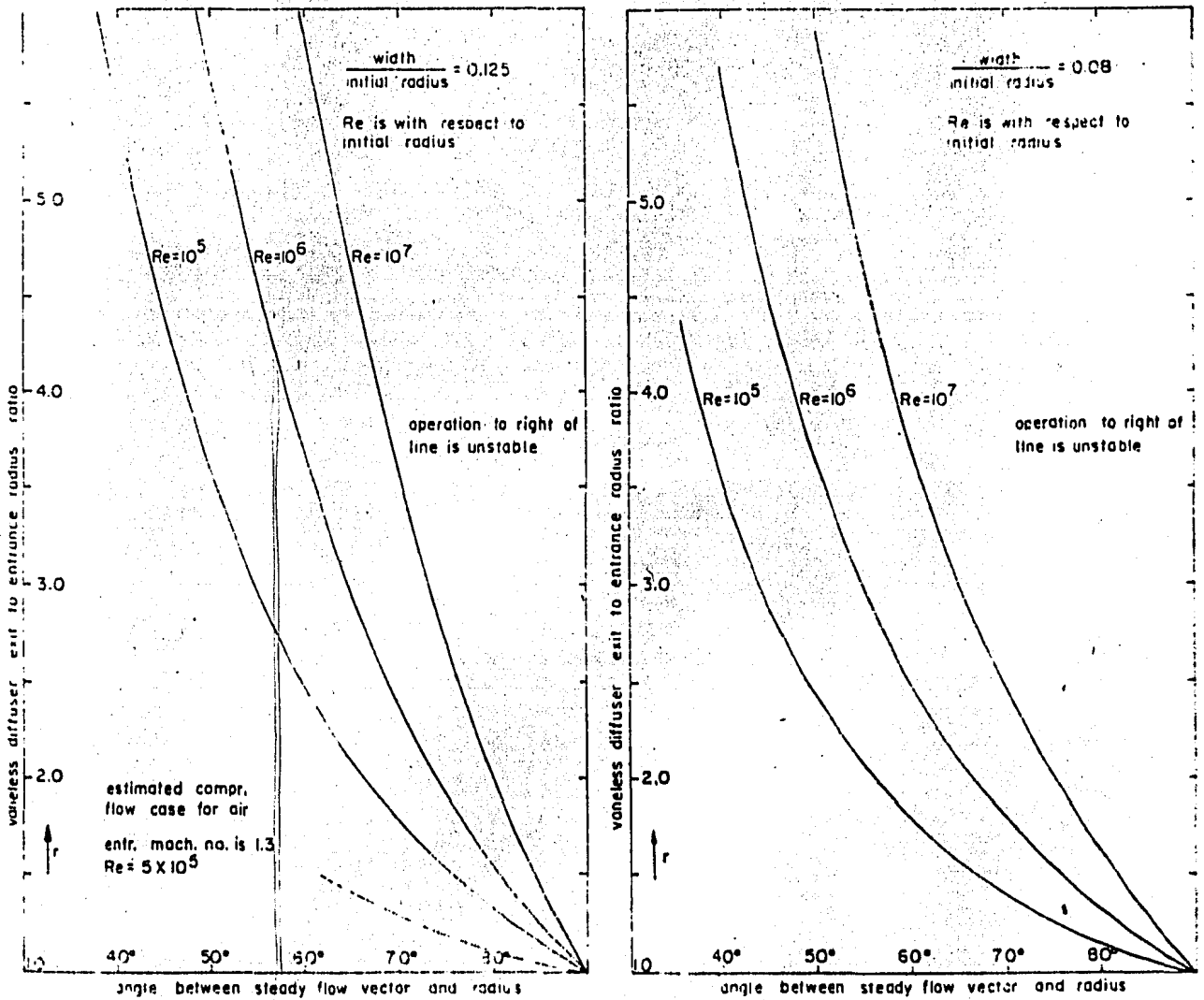


FIG. 4.4 RANGO DE OPERACION ESTABLE DEL DIFUSOR RADIAL SIN ALABES (Jansen, ref. 17)

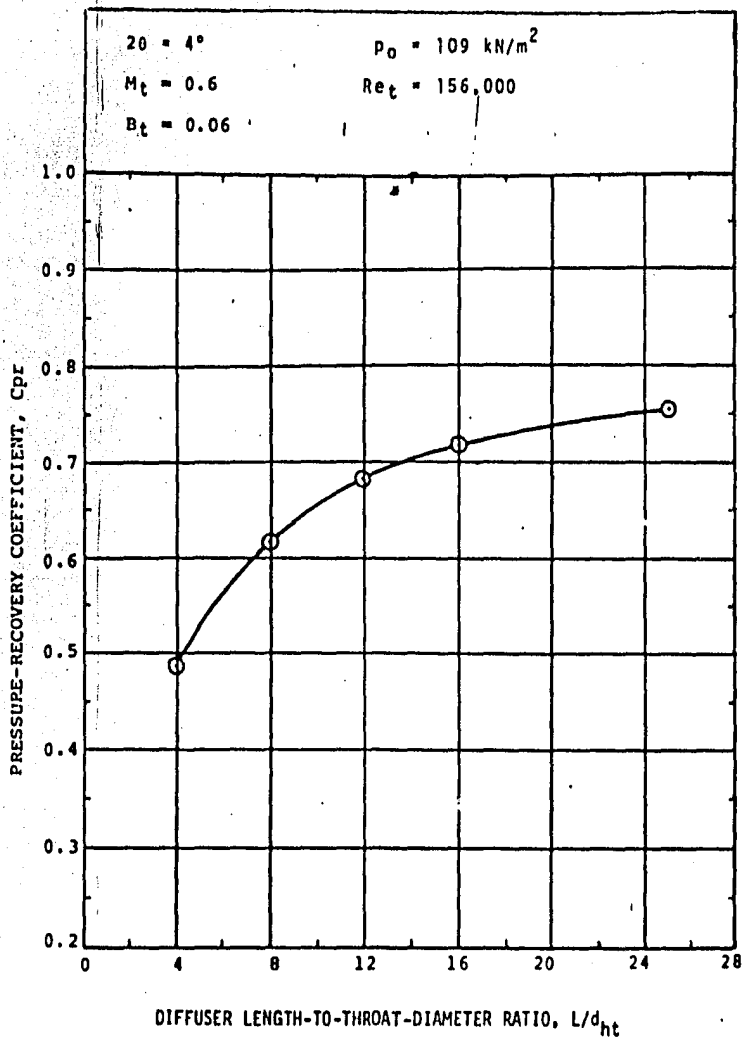


FIG. 4.5. COEFICIENTE DE RECUPERACION DE PRESION REAL EN FUNCION DE LA RELACION L/d_t

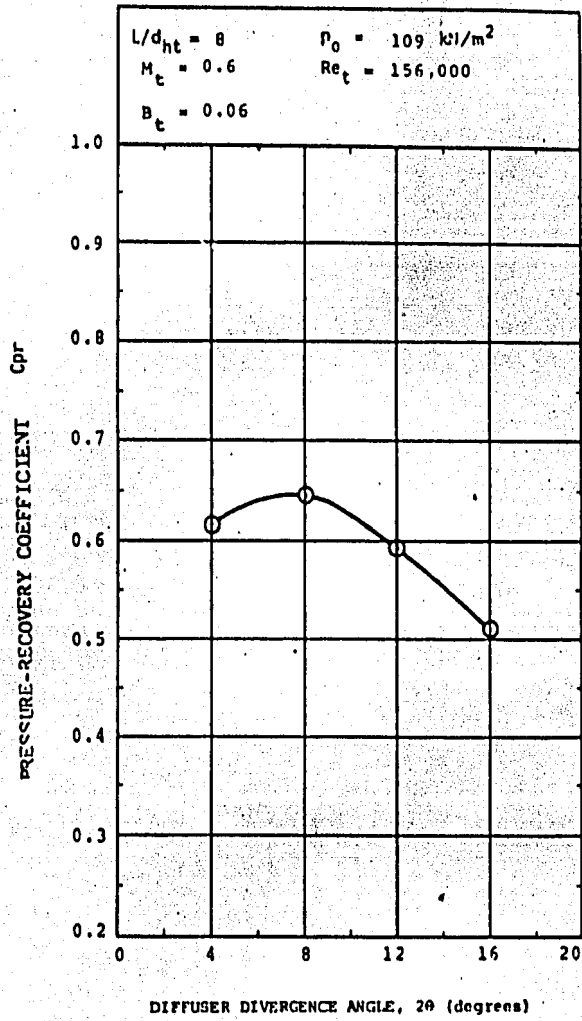


FIG. 4.6 COEFICIENTE DE RECUPERACION DE PRESION REAL EN FUNCION DEL ANGULO 2θ

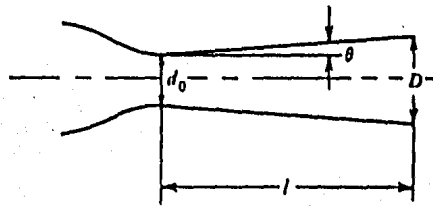
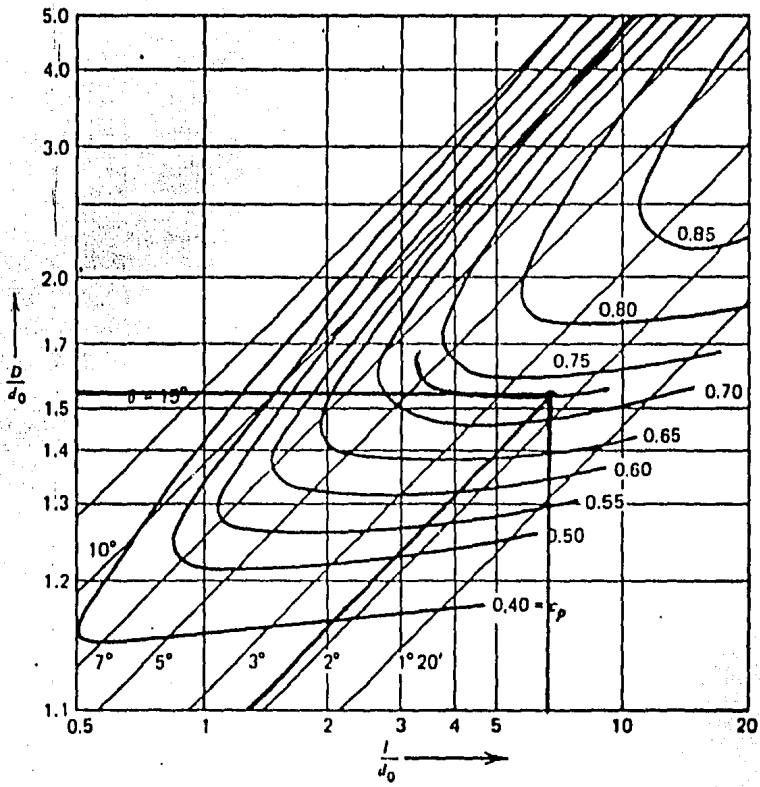


FIG. 4.7 PROPORCIONES DEL DIFUSOR CARACOL
 $\frac{D}{d_0} - \beta/d_0$

OPERACION FUERA DEL PUNTO DE DISEÑO:

Las posibles variaciones en el gasto másico influyen directamente en la relación de presiones del compresor y en menor grado en el incremento de temperatura.

El rango de variación del gasto másico está limitado por dos fenómenos: en el límite superior el flujo se bloquea y no es posible aumentar el gasto sin variar las condiciones de entrada; en el límite inferior, aparece el fenómeno de bombeo (surge) que, como ya se mencionó al principio de este capítulo, se caracteriza por una fuerte oscilación del gasto a través de la máquina.

Utilizando el análisis dimensional se pueden obtener relaciones funcionales importantes para predecir aproximadamente la curva característica.

Los parámetros de comportamiento $\Delta h_{0s}, \eta, \dot{W}_{eje}$ para una turbomáquina que utiliza un flujo compresible son función de:

$$\Delta h_{0s}, \eta, \dot{W}_{eje} = f \{ \mu, N, D, \dot{m}, \rho_{01}, a_{01}, \kappa \} \dots (1)$$

las variables se pueden reducir a grupos adimensionales, como son el coeficiente de carga, el coeficiente de flujo y el coeficiente de potencia.

El incremento isoentrópico de entalpía para un gas perfecto puede escribirse como:

$$\Delta h_0 = c_p (T_{03s} - T_{01})$$

Por otra parte, con la relación $P/\rho^K = \text{constante}$, se tiene

$$\frac{T_{03SS}}{T_{01}} = \left\{ \frac{P_{03}}{P_{01}} \right\}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

y entonces:

$$\Delta h_{0s} = c_p T_{01} \left\{ \left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\}$$

Definiendo la velocidad del sonido absoluta a la entrada:

$$a_{01}^2 = \kappa R T_{01}$$

entonces:

$$\frac{\Delta h_{0s}}{a_{01}^2} \propto f \left(\frac{P_{03}}{P_{01}} \right)$$

El coeficiente de flujo para un fluido compresible se puede expresar como:

$$\frac{\dot{m}}{\rho_{01} a_{01} D^2} = \frac{\dot{m} R T_{01}}{P_{01} \sqrt{\kappa R T_{01}} D^2} = \frac{\dot{m} \sqrt{R T_{01}}}{D^2 P_{01} \sqrt{\kappa}}$$

El coeficiente de potencia:

$$\hat{W}_{eje} = \frac{\dot{W}_{eje}}{\rho_{01} N^3 D^5} = \frac{\dot{m} c_p \Delta T_0}{\{\rho_{01} D^2 (ND)\} (ND)^2} = \frac{c_p \Delta T_0}{(ND)^2} \equiv \frac{\Delta T_0}{T_a}$$

Volviendo a la expresión 1 se tiene:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} \cdot \eta \cdot \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f \left\{ \frac{\dot{m} \sqrt{R T_{01}}}{D^2 P_{01}}, \frac{N D}{\sqrt{R T_{01}}}, R, \kappa \right\}$$

Con estas relaciones funcionales se puede generar la curva característica de una familia de compresores semejantes; para un solo compresor que utilice solamente un gas se pueden reducir a:

$$\frac{P_{03}}{P_{01}} \cdot \eta \cdot \frac{\Delta T_0}{T_{01}} = f \left\{ \frac{\dot{m} \sqrt{T_{01}}}{P_{01}}, \frac{N}{\sqrt{T_{01}}} \right\}$$

Una curva característica típica se puede ver en la fig.4.8.

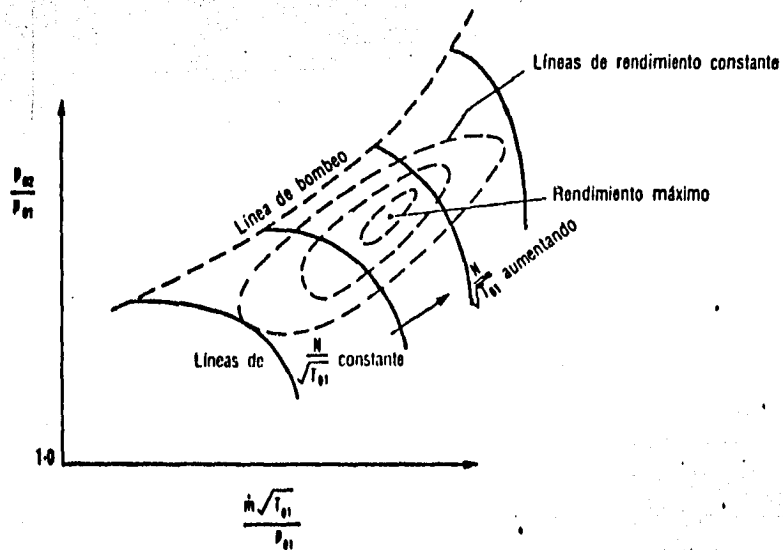


FIG. 4.8 CURVA CARACTERISTICA TIPICA

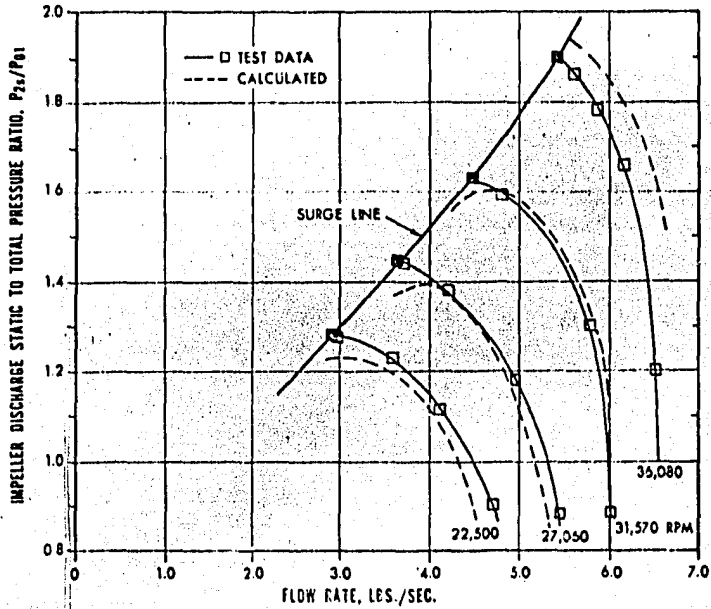


FIG. 4.9 COMPARACION DE LA CURVA CARACTERISTICA CALCULADA CON LA GENERADA MEDIANTE DATOS EXPERIMENTALES (tomada de ref. 21)

La forma más precisa de generar la curva característica es mediante pruebas directas al compresor en el laboratorio. En los anexos del artículo de Davis y Dussourd (ref.21), se presenta con detalle un método analítico computarizado, que predice el comportamiento del compresor, logrando buena concordancia con resultados experimentales para gastos menores al de diseño y un error más apreciable para gastos mayores al de diseño (fig. 4.9).

C A P I T U L O 5

E S T U D I O M E C A N I C O

4.- RESISTENCIA A LA CORROSION

Necesaria para soportar las impurezas y el contenido de sustancias químicas con las que pueden estar en contacto las piezas.

5.- RESISTENCIA A LA EROSION

Para resistir condiciones ambientales del lugar de trabajo.

6.- COEFICIENTE DE CONDUCTIVIDAD TERMICA

Importante para las piezas sometidas a elevadas temperaturas, pues entre mayor sea este coeficiente, mayor será la uniformidad en el perfil de temperaturas en la pieza y por lo tanto menores los esfuerzos que se producen a causa de gradientes térmicos.

7.- COEFICIENTE DE DILATACION LINEAL

Es necesario que sea pequeño para las piezas sometidas a altas temperaturas, ya que cuanto mayor sea, mayores serán también las posibilidades de presencia de grietas en el material; esto sucede, por ejemplo, cuando el borde de ataque más caliente de un álabe, se dilata más que el resto del mismo, lo que produce elevados esfuerzos de compresión en el metal, ya que al calentarse posteriormente a una temperatura uniforme, resulta un cambio de esfuerzos de compresión a tensión. Si el ciclo se repite puede sobrevenir la fatiga.

8.- RESISTENCIA A LA FLUENCIA

También conocida como resistencia a la ruptura o a la deformación producida por esfuerzos de larga duración.

9.- CARACTERISTICAS TECNOLOGICAS

Propiedad de importancia para la fabricación, ya que es necesario lograr construir las piezas al tamaño adecuado, con la máxima presión y al menor costo posible.

ESFUERZOS

Los compresores centrífugos están sometidos a esfuerzos tanto en el disco como en los álabes.

Consideraciones basadas en la teoría de similitud muestran que el esfuerzo se comporta según la relación siguiente:

$$\sigma = S U_2^2 \frac{\gamma}{g}$$

es decir, que el esfuerzo σ es función directa de la velocidad tangencial u_2 a la salida del rotor, del peso específico γ del material de construcción y de las características geométricas del rotor, representadas por un factor S . En la figura 5.1, se grafican valores típicos de S , obtenidos experimentalmente para rotores de tipo radial en función de la relación de radios r_1/r_2 ; además, se grafica con línea continua, la variación del esfuerzo tangencial σ_t min. y del esfuerzo radial σ_r que se presenta en el disco, y con línea punteada la variación del esfuerzo radial σ_r en el álabe. Como se puede observar, para valores pequeños de relación de radios, es decir, cuando los álabes son grandes, los esfuerzos que predominan son en el disco y se presenta el mayor de manera tangencial; también se observa, que el esfuerzo en el álabe crece a medida en que crece la relación de radios, y alcanza su valor máximo cuando $r_1/r_2 \approx 0.8$. Después de este valor, dicho esfuerzo decrece en su totalidad; esto significa que a medida que la relación se aproxima al valor de la unidad, el álabe se hace más pequeño y por lo tanto su esfuerzo mayor. Por consecuencia, desde el punto de vista de esfuerzos, se afirma que

existen valores de relación de radios considerados como óptimos, en donde los esfuerzos en el disco y en el álabe son similares; estos valores, recomendados por constructores y fabricantes de compresores centrífugos, van desde 0.45 hasta 0.75.

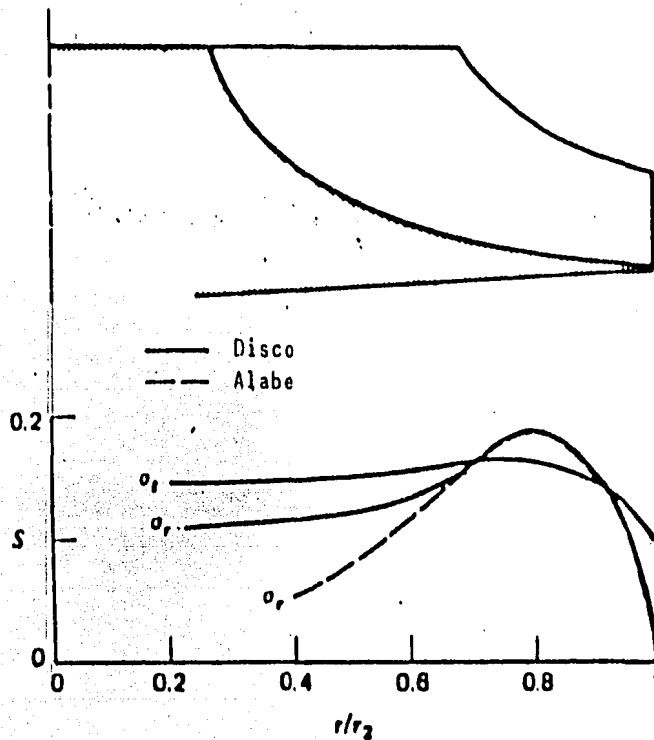


FIG. 5.1 VARIACION DE ESFUERZOS EN DISCO Y ALABE DE ROTORES DE TIPO RADIAL.

El peso específico es una propiedad importante que se debe tomar en cuenta al seleccionar el material con el cual se construyen los compresores; en la tabla 5.1 se pueden consultar los valores de esta propiedad para algunos de los materiales que con más frecuencia se emplean:

MATERIAL	PESO ESPECIFICO Kg/m ³
Alumino	2,691.36
Acero	7,849.81
Magnesio	1,730.16
Titanio	4,709.88
Zinc	6,888.64
Cobre	8,811.09
Laton	8,330.43
Mercurio	13,568.94
Tugsteno	19,224.07
Niquel	8,602.74
Molibdeno	10,204.74
Plata	10,509.12
Platino	21,306.62
Cromo	21,034.26

TABLA 5.1 PESO ESPECIFICO DE MATERIALES EN CONSTRUCCION DE COMPRESORES.

En la tabla 5.2 se enlistan algunas aleaciones de acero junto con sus propiedades mecánicas más importantes, tales como, límite de ruptura, límite elástico y el límite de ruptura por fluencia.

Marca ALEACION	Límite de rotura σ_r MN/m ²	Límite elástico $\sigma_{0,2}$ (MN/m ²)	Límite de rotura por fluencia $\sigma_r \cdot 10^5$ (MN/m ²)
1 X 13	610	410	—
2 X 13	710	510	—
1 X 12 B2M ϕ	810	740	—
EI 612 K	680	360	—
34 X N 3 M	955	860	—
S 45	625	358	—
34 X M	655	465	—
Fundición perlítica	280 (a 300 °C)	—	—
Cr Mo Stg	550 (a 20 °C)	280 (a 20 °C)	—
Cr Ni Mo VS 190	900 (a 20 °C)	750 (a 20 °C)	—
Stg GS 22 Mo 4	200 (a 500 °C)	—	950 (a 500 °C)
Stg GF VIS 11	700 (a 20 °C)	440 (a 500 °C)	—
2 S L	44† (a 400 °C)	160 (a 400 °C)	150 (a 400 °C)
LA 3	330 (a 650 °C)	140 (a 650 °C)	115 (a 650 °C)

TABLA 5.2 PROPIEDADES MECANICAS EN ALEACIONES DE ACERO.

Para determinar el valor del esfuerzo permitido y con ello escoger el material de construcción adecuado, es necesario calcular la temperatura máxima a la que estará sometida la máquina. En el caso de los compresores, la temperatura no es un factor determinante en el funcionamiento, ya que los valores que se alcanzan durante la compresión son relativamente bajas comparándolos con los que se presentan en las turbinas de vapor o turbinas de gas. Sin embargo la influencia de la temperatura se ve reflejada como decremento en la vida útil de un compresor. Para evaluar los problemas de esfuerzos potenciales debidos a la temperatura, se han desarrollado experimentalmente gráficas del esfuerzo máxi

mo permisible en función de la temperatura del material, como resultado de pruebas llamadas de "Ruptura a las 1000 horas de vida". Estas gráficas proporcionan una información rápida para una buena selección de material. En la figura 5.2 se pueden observar los efectos de estas pruebas en diferentes aleaciones, siendo las aleaciones de molibdeno las que admiten ser trabajadas en altas temperaturas.

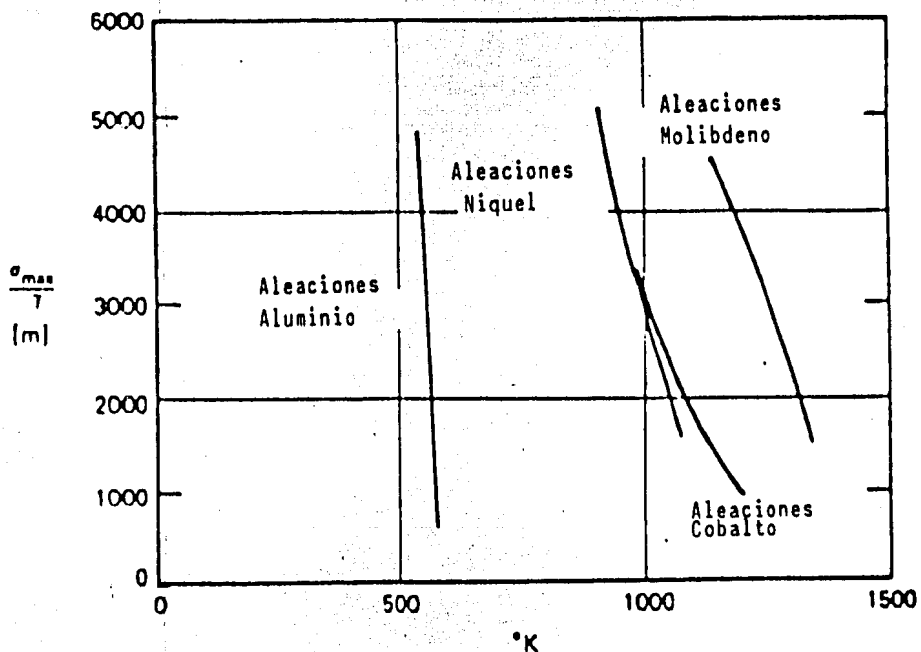


FIG. 5.2 ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE PARA DIFERENTES MATERIALES EN PRUEBAS DE "RUPTURA A LAS 1000 HRS. DE VIDA"

En las figuras 5.3 a la 5.6, se muestra información de nuevos materiales en la fabricación de partes de compresores y turbinas, donde se puede apreciar la relación entre el esfuerzo permisible y la temperatura en pruebas de horas de vida; adicionalmente se puede apreciar el efecto que produce el fenómeno de fluencia sobre la ruptura del material. Dentro de estos materiales se encuentran los siguientes: "INCONEL 713", "INCONEL 100", "WASPALOY", "TITANIO 679", y "ALUMINIO KO1".

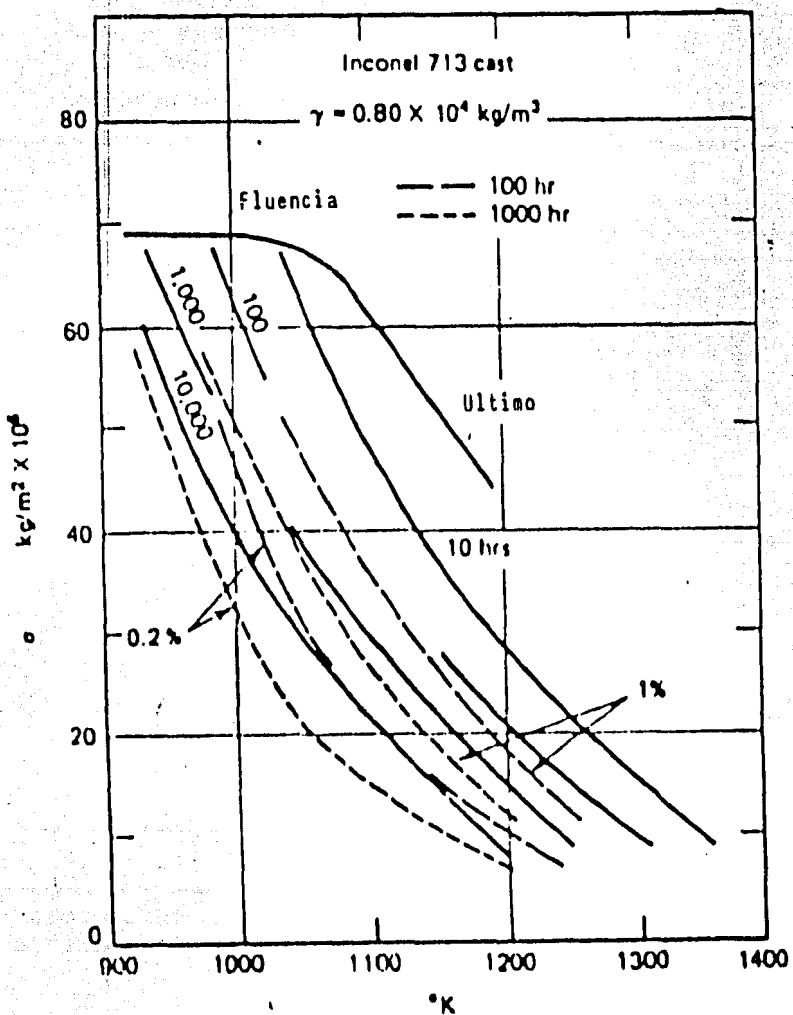


FIG. 5.3 MATERIAL "INCONEL 713"

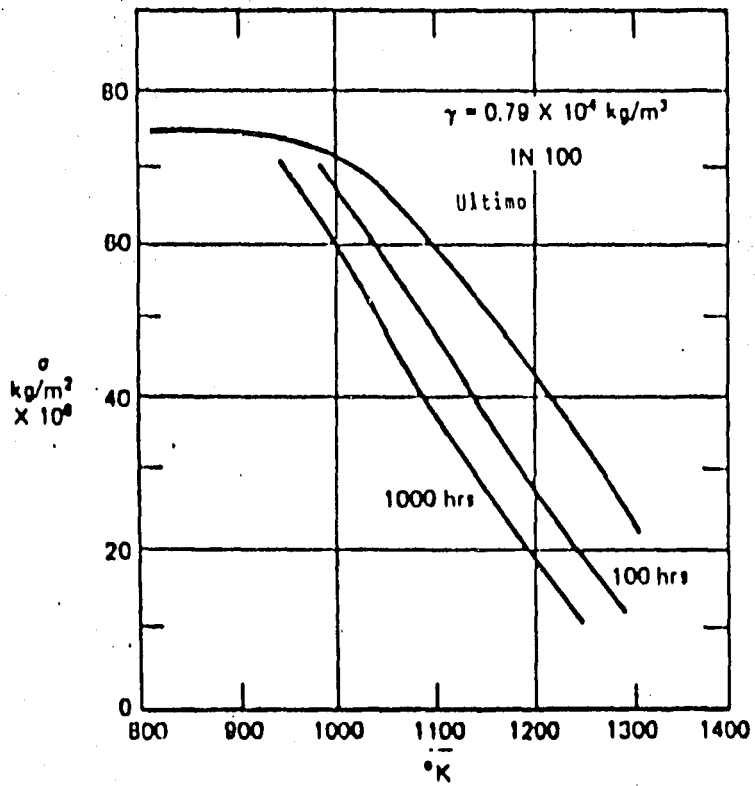


FIG. 5.4 MATERIAL "INCONEL 100".

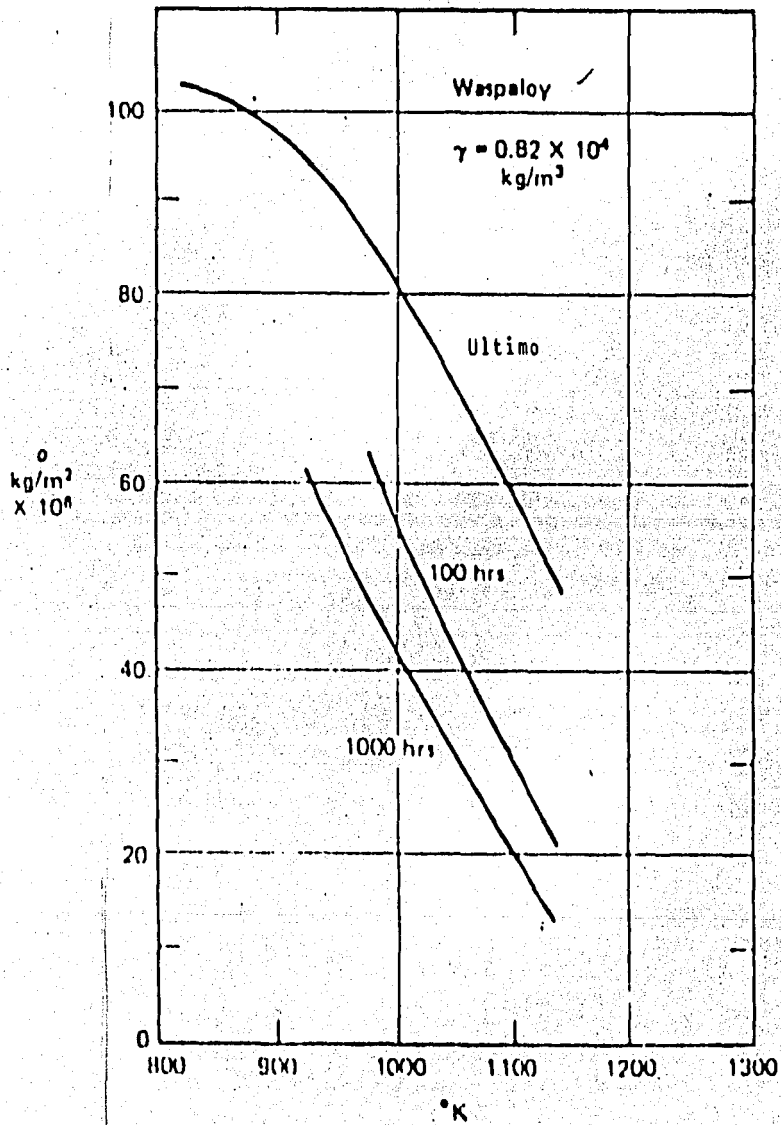


FIG. 5.5 MATERIAL "WASPALOY".

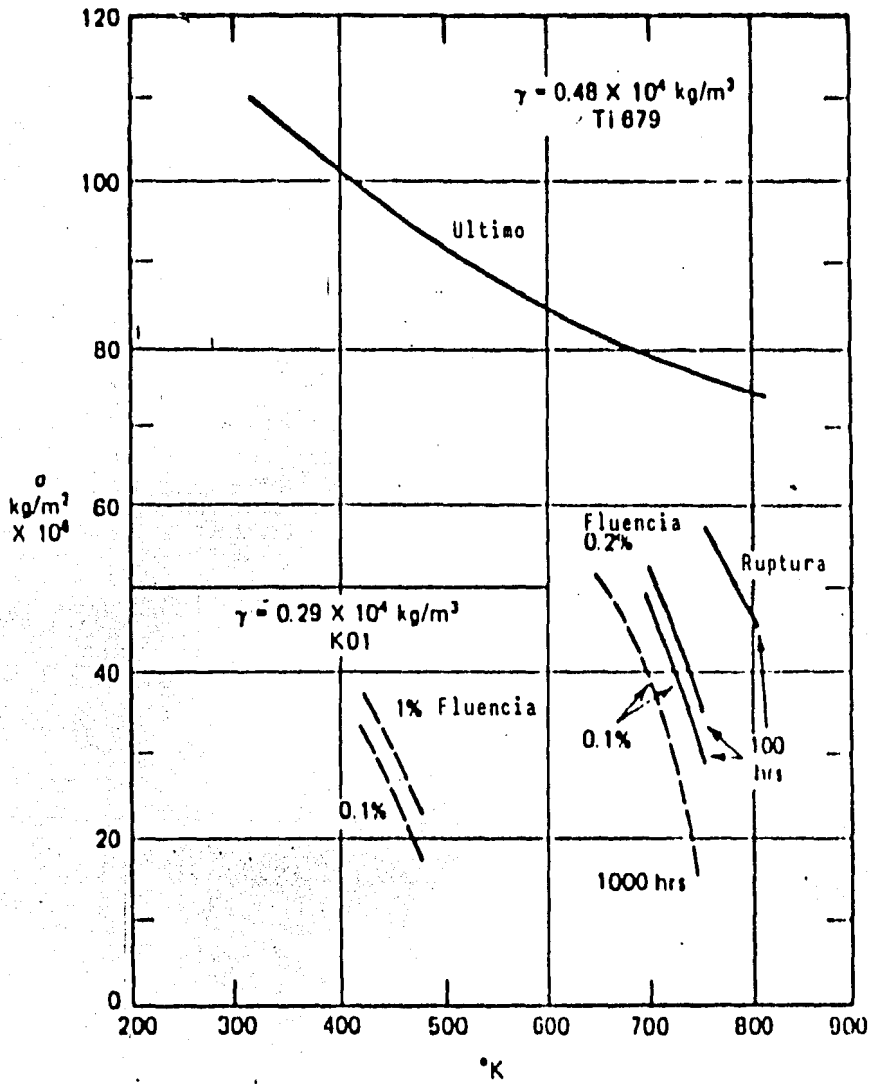


FIG. 5.6 MATERIALES "TITANIO 679" Y "ALUMINIO K01".

VIBRACIONES

Los sistemas o máquinas sometidas a movimiento rotatorio, - - siempre están bajo efectos del fenómeno de vibración, el cual debe controlarse para evitar desperfectos o la destrucción de las partes de una máquina.

En los compresores centrífugos, el fenómeno de vibración se puede presentar en carcaza, álabes, disco y ejes, cuyo estudio es semejante para estas piezas.

CLASIFICACION DE FUERZAS QUE PRODUCEN VIBRACION EN SISTEMAS DISCOS-EJE-CHUMACERAS.

Las fuerzas que producen vibración en sistemas rotatorios - pueden ser clasificados en las siguientes categorías, las cuales se detallan en la tabla AI-1.

CATEGORIAS DE FUERZAS QUE PRODUCEN VIBRACION

1. FUERZAS EN LA CARCAZA Y EN LA BASE
2. FUERZAS GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DEL ROTOR.
3. FUERZAS APLICADAS AL ROTOR.

1.- FUERZAS EN LA CARCAZA Y EN LA BASE.

Estas fuerzas pueden ser debidas a una inestabilidad en la -

FUERZAS QUE ACTUAN SOBRE UN SISTEMA ROTATORIO

FUENTE DE LA FUERZA	DESCRIPCION	CAUSA
1.- FUERZAS TRANSMITIDAS A BASE CARCAZA, Y PEDESTALES DE CHUMACERA.	CONSTANTE, FUERZA UNIDIRECCIONAL, CONSTANTE FUERZA ROTACIONAL, VARIABLE, UNIDIRECCIONAL.	ACELERACION CONSTANTE. ROTACION EN UN CAMPO GRAVITACIONAL O MAGNETICO. MOVIMIENTO DE LA BASE O INFLUENCIA DEL TERRENO.
	FUERZAS IMPULSIVAS Y FUERZAS RANDOM	GOLPES DEL VIENTO, EXPLOSIONES O TEMBLORES MAQUINARIA PROXIMA AL DESBALANCEO, IMPACTOS.
2.- FUERZAS GENERADAS POR MOVIMIENTO DEL ROTOR.	RESIDUAL O INCLINACION DE LA FUERZA	PRESENTE EN TODAS LAS MAQUINAS EN ROTACION
	FUERZAS DE CORIOLIS	APLICACIONES DEL ESPACIO. ANALISIS EN COORDENADAS EN ROTACION. MOVIMIENTO POR TODOS LADOS DE UNA CURVA VARIANDO RADIOS.
	HISTERESIS ELASTICOS DE ROTOR.	PROPIEDAD DEL MATERIAL DEL ROTOR EL CUAL APARECE CUANDO EL ROTOR ES CICLICAMENTE DEFORMADO POR FLEXION, TORSION O AXIALMENTE
	FRICCION COULOMB	FRICCION EN SECO AL GIRAR EN CHUMACERAS
	FRICCION CON FLUIDO	ESFUERZO CORTANTE VISCOSO DE CHUMACERAS
	FUERZAS HIDRODINAMICAS, ESTATICA	CAPACIDAD DE CARGA EN CHUMACERAS. FUERZAS DE PRESION EN LA VOLUTA
3.- FUERZAS APLICADAS A EL ROTOR	FUERZAS HIDRODINAMICAS, DINAMICA	PROPIEDADES DE RIGIDEZ Y AMORTIGUAMIENTO DE LAS CHUMACERAS
	FUERZAS DE REACCION A LA RIGIDEZ	BRUSCOS CAMBIOS DE CONDICIONES DE VELOCIDAD
	PARES DE EMPUJE	ACELERANDO U OPERACION A VELOCIDAD CONSTANTE
	FUERZAS CICLICAS	PAR EN MAQUINAS DE COMBUSTION INTERNA Y COMPONENTES DE LA FUERZA
	PARES TRANSITORIOS	CHUMACERAS CON ERRORES EN POSICION.

carcaza o en la base, por rotación en campos gravitacionales o magnéticos y por la excitación de la base por frecuencias naturales. Las fuerzas de esta categoría pueden ser constantes o variables y el efecto de ellas sobre el sistema puede ser muy nocivo.

La operación de maquinaria reciprocante en la misma área puede causar fuerzas en la carcaza o en la base y excitar indebidamente el rotor de una turbomáquina.

2.- FUERZAS GENERADAS POR EL MOVIMIENTO DEL ROTOR

Estas fuerzas a su vez se pueden dividir en dos categorías:

- a) Las fuerzas debidas a la mecánica y a las propiedades del material que son causadas por una falta de homogeneidad en materiales de construcción, por inclinación del rotor o por ciclos de histéresis del rotor.
- b) Las fuerzas causadas por varias cargas del sistema que son debidos a efectos viscosos e hidrodinámicos en el sistema.

3.- FUERZAS APLICADAS AL ROTOR

Las fuerzas de este tipo pueden ser destructivas y frecuentemente el resultado de ellas es la destrucción total de la máquina. Estas fuerzas son debidas a pares de empuje, a fuerzas cíclicas, y a pares transitorios.

VIBRACION EN ALABES DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

Los álabes de un compresor centrífugo se comportan desde el punto de vista de vibraciones, como una barra fija en un extremo y libre en el otro, es decir, como una viga en voladizo.

Existen dos tipos fundamentales de vibración: vibraciones li

bres y vibraciones forzadas.

En las vibraciones libres, la fuerza actúa en un tiempo corto, durante el cuál el álabe empieza a vibrar con respecto a su posición de equilibrio, y con una frecuencia que depende de las dimensiones del álabe, del tipo de rotor y de las propiedades elásticas del material de fabricación. Las vibraciones libres a su vez, pueden ser de dos tipos:

- a) sin amortiguamiento.- se presentan en casos ideales y se caracterizan porque la vibración continúa indefinidamente.
- b) con amortiguamiento.- en este caso el fenómeno es real, ya que la frecuencia es la misma que en la vibración libre sin amortiguamiento, pero la amplitud de la vibra--ción decrece con el tiempo a causa de la resistencia - del medio circundante y sobre todo por la resistencia - interna del material de fabricación.

Cuando la fuerza perturbadora actúa de manera periódica sobre el álabe se presentan las vibraciones conocidas como forza--das. El caso más peligroso en este tipo de vibraciones, es cuando la frecuencia natural de vibración del álabe se iguala a la frecuencia de la fuerza perturbadora; este fenómeno, llamado re-sonancia, llega a ser de fatales consecuencias. La amplitud de - la vibración del álabe depende de la amplitud de la fuerza perturbadora, de la frecuencia de la misma, de las dimensiones del álabe, del tipo de rotor y de las propiedades del material de que es tá fabricado.

En la figura 5.4 , se presenta una familia de curvas de re-sonancia donde se gráfica la variación de los parámetros principales:

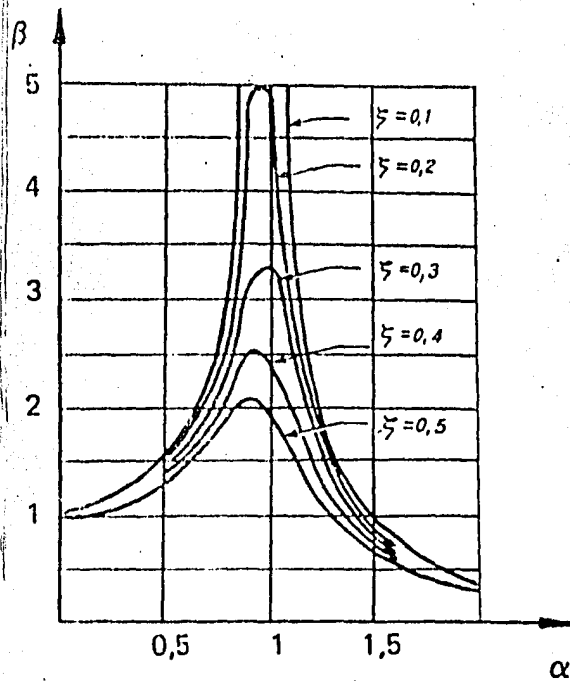


FIG. 5.4 FAMILIA DE CURVAS DE RESONANCIA PARA DIFERENTES VALORES DE AMORTIGUAMIENTO

Donde:

β = Coeficiente de amplificación, o la relación entre amplitud de la vibración forzada y la desviación estática (desplazamiento producido por la fuerza perturbadora aplicada estáticamente)

α = Relación de frecuencias, o sea, la relación entre la frecuencia de la fuerza perturbadora y la frecuencia natural de vibración.

ζ = Coeficiente de amortiguamiento.

En esta figura puede observarse lo siguiente:

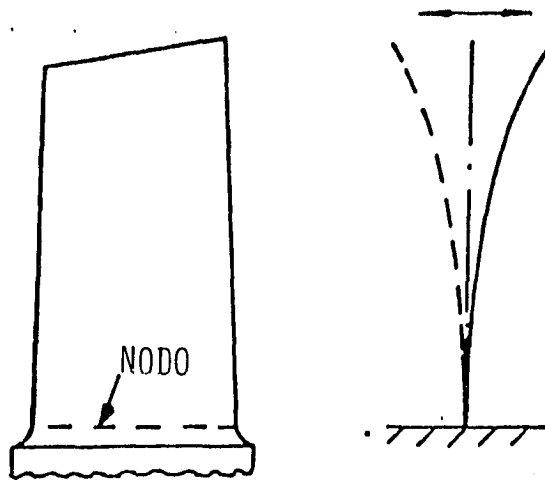
- 1) Tanto β como la amplitud de la vibración, se hacen máximas para un valor de α aproximadamente igual a 1. Esta amplitud es mayor cuanto menor es el amortiguamiento; si el amortiguamiento es nulo, se hace infinita y se produce la rotura del álabe. A pesar del desplazamiento de los máximos en las curvas al variar ζ , prácticamente puede suponerse que la amplitud máxima tiene lugar con cualquier amortiguamiento para $\alpha = 1$. Cuando la amplitud de las vibraciones alcanza un valor máximo, se dice que la frecuencia de la fuerza ha entrado en resonancia con la frecuencia natural del álabe.
- 2) Aunque la fuerza perturbadora sea pequeña y por tanto la deflexión estática sea pequeña también, la amplitud de la vibración puede ser peligrosa, si la frecuencia de la fuerza es igual, o se aproxima a la frecuencia de resonancia.
- 3) El efecto del amortiguamiento en la amplitud es pequeño en la región lejana a la resonancia, pero grande en la región cercana. Es de desear que el coeficiente de amortiguamiento tenga el mayor valor posible.

MODOS DE VIBRACION EN LOS ALABES

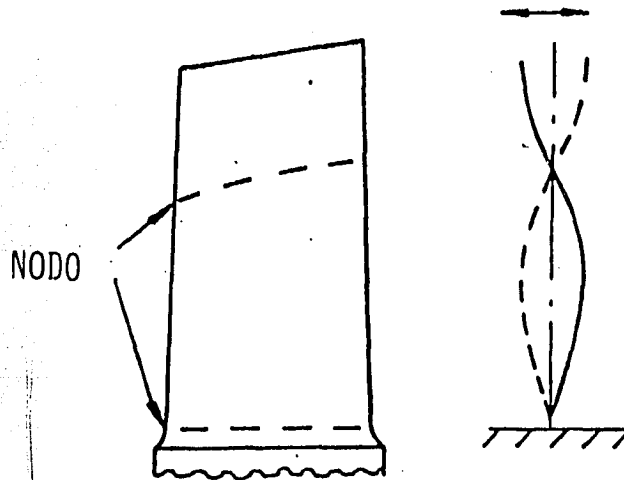
Los modos de vibración que tienen lugar en los álaves de una turbomáquina se pueden agrupar en tres categorías, estas son:

- 1) FLEXION
- 2) TORSION
- 3) COMBINACION FLEXION - TORSION

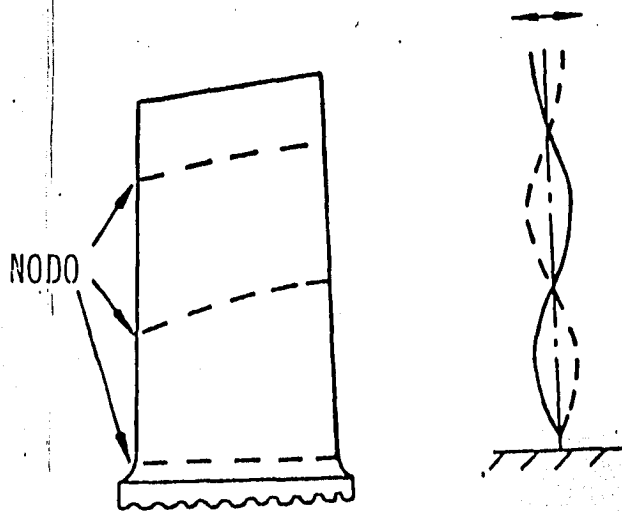
La representación gráfica se puede observar en las figuras 5.5 a la 5.7



VIBRACION CON UN NODO DE FLEXION (1F).

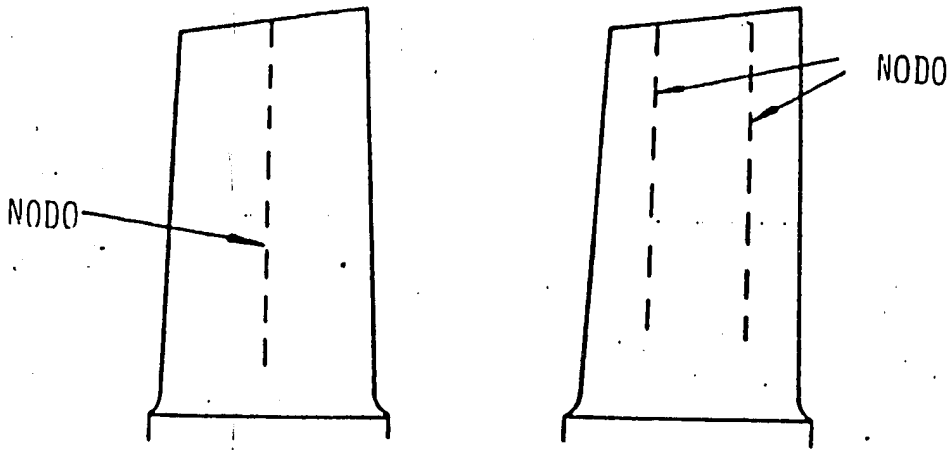


VIBRACION CON DOS NODOS DE FLEXION (2F).



VIBRACION CON TRES NODOS DE FLEXION (3F).

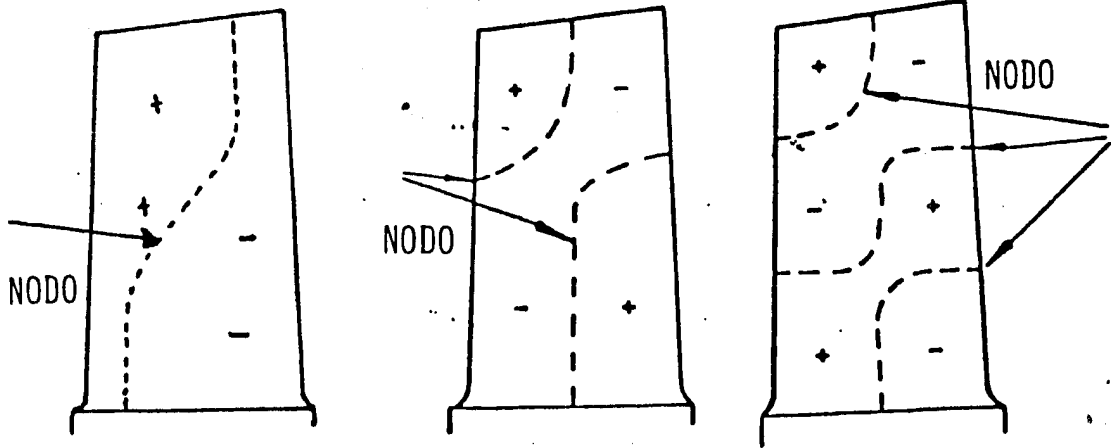
FIG. 5.5 MODOS DE VIBRACION DE TIPO FLEXION.



VIBRACION CON UN NODO DE TORSION (11)

VIBRACION CON DOS NODOS DE TORSION (21)

FIG. 5.6 MODOS DE VIBRACION DE TIPO TORSION.



VIBRACION CON UN NODO
FLEXION - TORSION

VIBRACION CON DOS NODOS
FLEXION - TORSION

VIBRACION CON TRES NODOS
FLEXION - TORSION

FIG. 5.7 MODOS DE VIBRACION DE TIPO COMBINADO FLEXION - TORSION.

Estos modos de vibración se presentan cuando la frecuencia se incrementa gradualmente, es decir, el álabe empieza a vibrar y tiene lugar la amplitud máxima a una frecuencia determinada bajo la cual se presenta la resonancia en el modo de vibración.

Si la frecuencia de la fuerza perturbadora sigue aumentando, la amplitud disminuye hasta que otra frecuencia bien determinada, superior a la primera, da lugar a la resonancia en el segundo modo de vibración.

Una vez que se presenta el tipo de modo de vibración, al aumentar la frecuencia, continúa el mismo modo y se incrementa en una unidad el número de nodos; sin embargo, existe la posibilidad de presentarse los otros nodos de vibración con la característica de incrementar en uno, sus nodos correspondientes.

Se debe tener presente que en el modo del tipo combinado flexión - torsion, en vez de puntas nodales o nodos, se obtienen ahora nodales a lo largo de la sección del álabe.

DIAGRAMA DE CAMPBELL

El diagrama de campbell, también llamado de interferencia, es usado para indicar el nivel de vibraciones que se presentan en un conjunto de álabes; cabe hacer la aclaración que la mayor parte de las fallas en álabes son causados por esfuerzos vibratorios.

Un diagrama de campbell es una gráfica, donde la velocidad de rotación (RPM) está representada en el eje horizontal, mientras que la frecuencia (HERTZ) es graficada en el eje vertical; también se dibujan las frecuencias naturales de los álabes y las

frecuencias de excitación provocadas por una fuerza perturbadora. En este diagrama, es fácil observar cuando las frecuencias naturales del álabe se intersectan con las frecuencias de excitación, y esto es precisamente la condición que es necesario evitar, ya que se trata de una condición de resonancia.

Las frecuencias naturales que se presentan en un conjunto de álabes están en función de su masa y rigidez; así como de la velocidad de rotación a la que estén sometidos; y las frecuencias de excitación se presentan como los tres modos básicos (flexión, torsión, flexión - torsión) dependiendo siempre del origen de la fuerza perturbadora.

Los fabricantes de turbomaquinaria recomiendan determinar este diagrama por medio de experimentación, ya que las frecuencias encontradas de esta manera y con ello el rango de velocidades críticas más preciso. La desventaja de la experimentación es que las pruebas consumen mucho tiempo y son tediosas; además, se realizan en rotores estáticos que no incluyen la rigidez centrífuga y un posible cambio en las condiciones de frontera en la raíz del álabe.

Para visualizar la aplicación del diagrama de Campbell, se muestra en la figura 5.8 la construcción de un diagrama hipotético. Para tal efecto se supone un compresor centrífugo que gire en un rango de velocidad de 0 a 110% de su velocidad nominal, y en determinados momentos aparecen los siguientes modos de vibración, provocados por distintas fuerzas y a diferentes frecuencias:

- 1°. De flexión de primer orden (1F)
- 2°. De flexión de segundo orden (2F)
- 3°. De torsión de primer orden (1T)

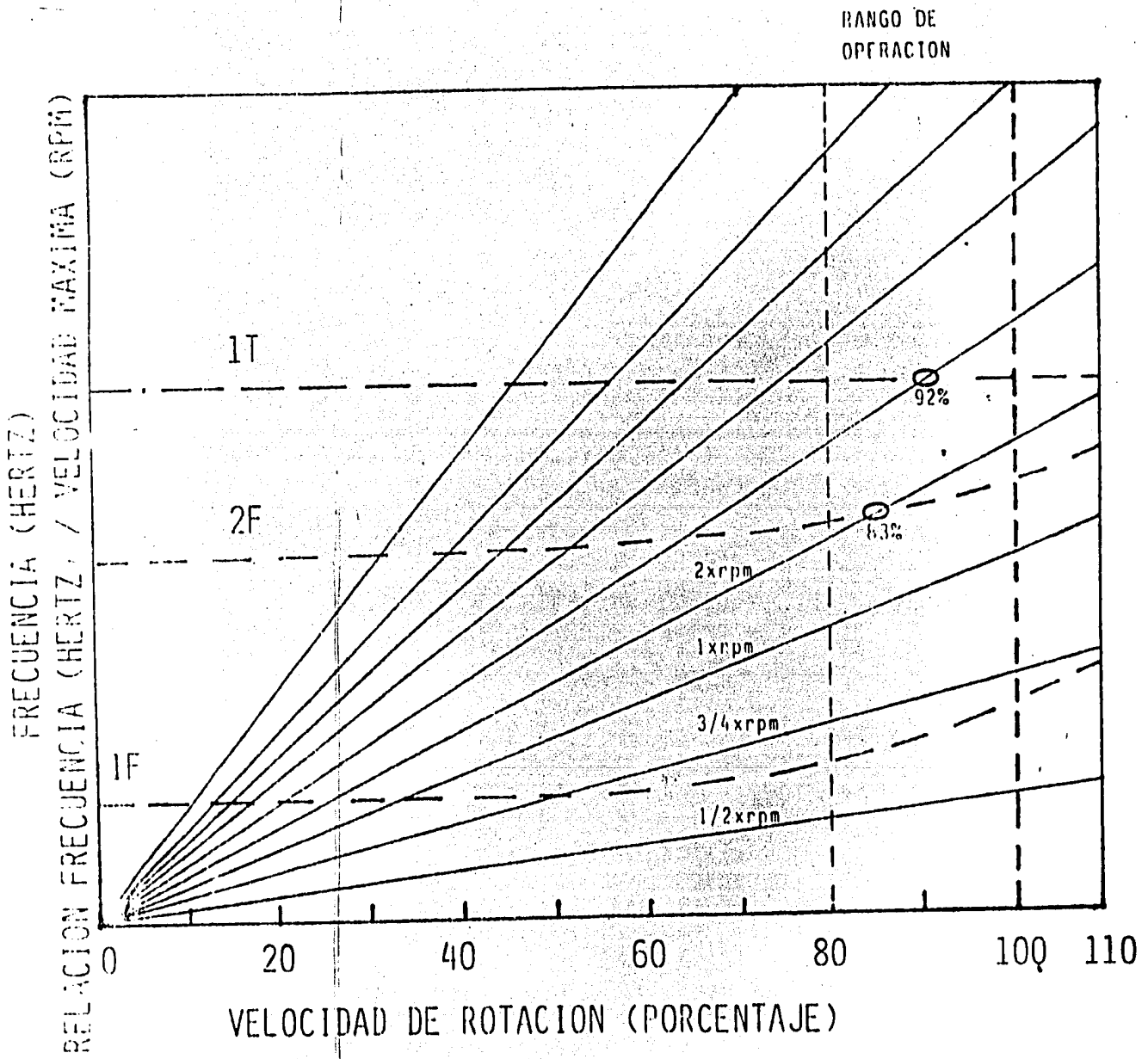


FIG. 5.6 DIAGRAMA DE CAMPBELL O DE INTERFERENCIA.

Por otro lado, se calcula la frecuencia natural del conjunto de álabes como una función directa de la velocidad nominal, así como múltiplos y submúltiplos de esta, comunmente llamadas armónicas y que se representan como:

$1/2 \times \text{rpm}$, $3/4 \times \text{rpm}$, $1 \times \text{rpm}$, $2 \times \text{rpm}$ $n \times \text{rpm}$.

Estos resultados son graficados en conjunto obteniendo así -- dicho diagrama.

Hay que observar en el diagrama, que dentro del rango de operación del 80 al 100% de la velocidad (rango de interés) existe intersección entre algunas de las líneas de frecuencia naturales con las de frecuencia de los modos de vibración, lo que indica con condiciones de resonancia, las cuáles se tratan de evitar. Por ejem--plo, se observa que el modo de vibración tipo de flexión de primer orden (1F), no se intersecta con ninguna frecuencia natural, pero el de segundo orden (2F) tiene condición de resonancia con la frecuencia natural $2 \times \text{rpm}$, en una velocidad critica del 83% , tam--bién el modo de vibración tipo torsional de primer orden (1T), tiene condición de resonancia con la frecuencia natural $3 \times \text{rpm}$ a una velocidad critica del 92%.

Hay que recordar, que los esfuerzos de vibración en una condición resonante, dependen de la magnitud de la fuerza de excitación de aspectos geométricos del álabe y del amortiguamiento.

Si el diagrama de Campbell muestra una condición de resonan--cia, se pueden realizar varias acciones para tratar de corregirlas siempre y cuando se presenten en el rango de operación de interés; estas acciones son:

En el diseño:

1. Cambio de la sección transversal del álabe.
2. Cambio de su rigidez y masa.
3. Aumento de los orificios de admisión del fluido de trabajo o cambio de sección.
4. Evitar fuerzas de excitación.

En el amortiguamiento:

1. Cambio de chumaceras de soporte y de empuje.
2. Cambio del tipo de chumaceras.
3. Cambio de material de construcción del álabe.
4. Evitar al máximo fuerzas de excitación.

Cualquier cambio que se ejecute deberá ser comprobado mediante la elaboración de otro diagrama de Campbell, el cual demuestre la efectividad del cambio. Es probable que la resonancia no ocurra en la velocidad de operación, pero sí en valores superiores o inferiores a ella; tales condiciones deberán quedar bien determinadas, ya que de ello dependerá el cuidado que se tenga para pasar las condiciones de resonancia a las velocidades críticas correspondientes, de la manera más rápida y posible:

C O N C L U S I O N E S

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se llevó a cabo el diseño preliminar del compresor centrífugo para cuyo fin se utilizó la teoría de flujo unidimensional; en el caso del difusor se hizo un análisis bidimensional. Sin embargo, como se ha mencionado, el flujo en el interior de una turbomáquina es extremadamente complejo, pues es tridimensional, función del tiempo, compresible y sujeto a esfuerzos viscosos en todas las superficies expuestas al flujo.

En el cuadro comparativo C.1 se resumen las dimensiones y proporciones de varios compresores existentes y se comparan con el diseño de este trabajo. En el se puede observar que a pesar de las simplificaciones que se hacen en el diseño presentado, los resultados obtenidos son confiables; lo cual queda demostrado al realizar el análisis de operación del compresor.

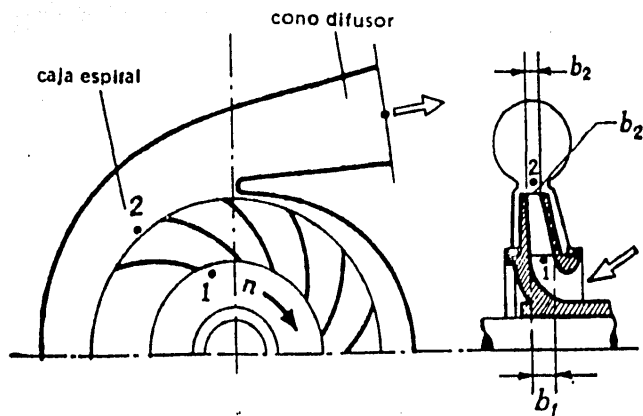
Actualmente, los diseños se llevan a cabo haciendo un análisis tridimensional; David Japikse presentó en 1976 un artículo (ref. 28) donde resume sus experiencias utilizando diferentes métodos que involucraban en ese momento los avances más recientes; en 1975, Perkins y Horlock resumieron las diversas formas en las que se utiliza el método del elemento finito para el diseño de turbomáquinas, principalmente axiales (ref.29). Dixon dedica un capítulo de su libro (ref.13) al análisis tridimensional en turbomáquinas de flujo axial.

La complejidad de los métodos que estos autores presentan requiere de un sistema de cómputo con mayor capacidad de memoria y de procesamiento.

El diseño preliminar que se presenta en esta tesis es útil cuando se requiere tener una idea rápida y general de las posibles dimensiones de un compresor y es indispensable como primer paso en un diseño completo, ya que sirve como propuesta inicial

COMPRESOR	D(mm)	d_h/D	d_h/d_1	d_1/D	d_3/D	d_{dif}/D	b_2/D
referencia 12	180	0.2872	0.53	0.541	1.277	0.49	0.0388
referencia 4	232	0.31	0.6	0.517	1.6	-	0.0277
1*	91	0.4395	0.645	0.6813	1.5054	0.8791	0.05
2*	70	0.2265	0.353	0.6471	1.6114	0.6142	0.08
3*	284.6	0.067	0.136	0.4918	1.1636	-	0.05078
DISEÑO TESIS	142.8	0.42	0.6	0.7	1.21	0.41	0.05

C.1 CUADRO COMPARATIVO



*1. Medidas del turbocargador del Lab. de Máquinas Térmicas

*2.y3. Medidas de compresores Garrett

que se puede mejorar haciendo un análisis tridimensional posterior.

El programa de computadora presentado tiene la ventaja de que en poco tiempo se puedan probar diferentes alternativas con tan solo variar alguno de los parámetros de diseño. Por ejemplo, existe una estrecha relación entre la velocidad de operación y las dimensiones del compresor, por lo que al variar la velocidad específica se obtienen diferentes alternativas para el tamaño del compresor y se puede seleccionar la óptima basándose en uno o varios parámetros adimensionales como son el rendimiento, el número de Mach en las diferentes secciones, o el número de Reynolds.

La importancia de este trabajo consiste en que se reunieron en un solo programa diferentes criterios de diseño y se consideró el dimensionamiento y análisis de todos los elementos del compresor, ya que algunos autores solo se refieren a algún elemento particular. Además, se recopiló información bibliográfica relacionada con los diferentes aspectos que intervienen en el diseño de las turbomáquinas.

REFERENCIAS:

1. Harmon, Robert A., Larsen, Robert P., "CERAMIC TURBOCHARGERS BOOST ENGINE PERFORMANCE", Mechanical Engineering, Vol. 106, No. 10, Octubre, 1984.
2. White, Frank M., "FLUID MECHANICS", McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo, 1979.
3. Balje, O.E., "TURBOMACHINES", John Wiley & Sons, E.U.A., 1981.
4. Gordon Wilson, David, "THE DESIGN OF HIGH-EFFICIENCY TURBOMACHINERY AND GAS TURBINES", MIT Press, EUA, 1984.
5. Stepanoff, Alexey J., "TURBOBLOWERS", John Wiley & Sons, New York, 1955.
6. Shouman, A.R., Anderson, J.R., "THE USE OF COMPRESSOR-INLET PREWHIRL FOR THE CONTROL OF SMALL GAS TURBINES", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A. pp. 136-140, Vol. 86, No.2, Abril 1964.
7. Stepanoff, A.J., "INLET GUIDE VANE PERFORMANCE OF CENTRIFUGAL BLOWERS", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, p.371, Vol. 83, 1961.
8. Stodola, "STEAM AND GAS TURBINES", Vol. 2, p. 1259, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, N.Y., 1927.
9. Wiesner, F.J., "A REVIEW OF SLIP FACTORS FOR CENTRIFUGAL IMPELLERS", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp.558-572, Vol.89, No. 4, Octubre 1967.
10. Stahler, A.F., "THE SLIP FACTOR OF A RADIAL BLADED CENTRIFUGAL COMPRESSOR", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp.181-192, Vol, 87, No.2, Abril 1965.
11. Baumcister, T., Edit., "STANDARD HANDBOOK FOR MECHANICAL ENGINEERS", 8a. ed., McGraw-Hill, E.U.A., 1978, p.11-58.
12. Linsi, U., "EXPERIMENTS ON THE RADIAL COMPRESSORS OF TURBOCHARGERS", Brown Boveri Review, pp. 161-170, Vol. 52, No. 3, Marzo 1965.
13. Dixon, S.L., "MECANICA DE FLUIDOS, TERMODINAMICA DE LAS TURBOMQUINAS", Ed. Dossut, España, 1981.
14. Hill, P.G., Peterson, C.R., "MECHANICS AND THERMODYNAMICS OF PROPULSION", Addison-Wesley Publishing Co., E.U.A., 1970.

15. Krain, H., "A STUDY ON CENTRIFUGAL IMPELLER AND DIFFUSER FLOW", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp. 688-707, Vol. 103, No. 4, Octubre 1981.
16. Jansen, W., "STEADY FLUID FLOW IN A RADIAL VANELESS DIFFUSER", Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D, pp. 607-619, Vol. 86, Septiembre 1964.
17. Jansen, W., "ROTATING STALL IN A RADIAL VANELESS DIFFUSER", Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Series D, pp. 750-758, Vol. 86, Diciembre 1964.
18. Pampreen, R.C., "THE USE OF CASCADE TECHNOLOGY IN CENTRIFUGAL COMPRESSOR VANED DIFFUSER DESIGN", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp. 187-192, Vol. 94, No. 3, Julio 1972.
19. Pfeleiderer, "BOMBAS CENTRIFUGAS Y TURBOCOMPRESORES", Ed. Labor, S.A., Barcelona, 1960.
20. Rodgers, C., "TYPICAL PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF GAS TURBINE RADIAL COMPRESSORS", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp. 161-175, Vol. 86, No. 2, Abril 1964.
21. Davis, R.C., Dussourd, J.L., "A UNIFIED PROCEDURE FOR THE CALCULATION OF OFF-DESIGN PERFORMANCE OF RADIAL TURBOMACHINERY", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp. 133-146, Vol. 93, No.1, Enero 1971.
22. Senoo, "A PHOTOGRAPHIC STUDY OF THE THREE-DIMENSIONAL FLOW IN A RADIAL COMPRESSOR", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp.237-244, Vol. 90, No. 3, Julio 1968.
23. Lennemann, E., Howard, J.H.G., "UNSTEADY FLOW PHENOMENA IN ROTATING CENTRIFUGAL IMPELLER PASSAGES", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp.65-72, Vol. 92, No. 1, Enero 1970.
24. Howard, J.H.G., Lennemann, E., "MEASURED AND PREDICTED SECONDARY FLOWS IN A CENTRIFUGAL IMPELLER", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp. 126-132, Vol.93, Enero 1971.
25. McDonald, G.B., Lennemann, E., Howard, J.H.G., "MEASURED AND PREDICTED FLOW NEAR THE EXIT OF A RADIAL-FLOW IMPELLER", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp. 441-446, Vol. 93, No. 4, Octubre 1971.
26. Eckhardt, D., "DETAILED FLOW INVESTIGATIONS WITHIN A HIGH-SPEED CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLER", Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, Series I, pp. 390-402, Vol. 98, No. 3, Septiembre 1976.

27. Flueckiger, G., Melling, A., "FLOW INSTABILITY AT THE INLET OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR", Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, Series A, pp. 451-456, Vol. 103, No. 2, April 1981.
28. Japikse, David, "REVIEW: PROGRESS IN NUMERICAL TURBOMACHINERY ANALYSIS", Journal of Fluids Engineering, Trans. ASME, Series I. pp. 592-606, Vol. 98, No. 4, Diciembre 1976.
29. Gallagher, R.H. Oden, J.T., Taylor, C., Zienkiewicz, O.C., - Editores, "FINITE ELEMENTS IN FLUIDS", John Wiley & Sons, Londres 1975.

BIBLIOGRAFIA:

- ° Taylor, Charles F., "INTERNAL-COMBUSTION ENGINE IN THEORY AND PRACTICE", Vol. I y II, M.I.T. Press, E.U.A., 1978.
- ° Obert, Edward F., "MOTORES DE COMBUSTION INTERNA", C.E.C.S.A., México, 1974.
- ° Stepanoff, Alexey J., "CENTRIFUGAL AND AXIAL FLOW PUMPS", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1957.
- ° Fuchslocher-Schulz, "BOMBAS", Ed. Labor, S.A., España, 1964.
- ° Lee, John F., "THEORY AND DESIGN OF STEAM AND GAS TURBINES", McGraw-Hill, E.U.A., 1954.
- ° Jennings, Burgess H., Rogers, Willard L., "GAS TURBINE ANALYSIS AND PRACTICE", McGraw-Hill, E.U.A., 1953.
- ° Scheel, Lyman F., "GAS AND AIR COMPRESSION MACHINERY", McGraw-Hill, E.U.A., 1961.
- ° Mataix, Claudio, "TURBOMAQUINAS TERMICAS", Ed. Dossat, Madrid, 1973.

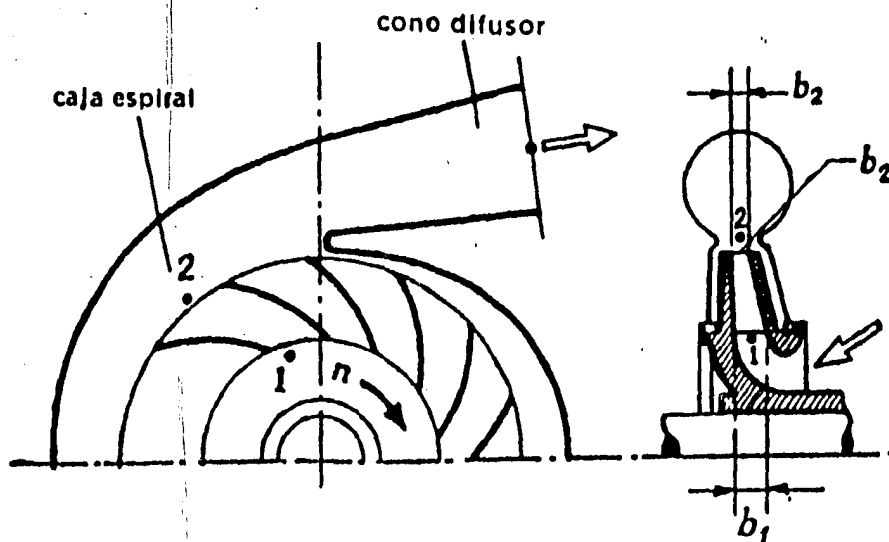
NOMENCLATURA

a	velocidad del sonido
A	áreas
b	ancho del álabe a la salida
b^2	
B	factor de obstrucción por el ancho de los álaves
c	velocidad absoluta del flujo
d	diámetros
d_h	diámetro menor a la entrada del rotor
d_{dif}	diámetro a la salida del difusor caracol
g	aceleración de la gravedad
c_p	calor específico a presión constante
d_s	diámetro específico
H	carga
d	diámetro del rotor = D
\dot{m}	flujo másico
N	velocidad angular de operación
M	número de Mach
n_s	velocidad específica
P	presiones
q_{ad}	coeficiente de carga
R	constante del gas
R	número de Reynolds
s	entropía
T	temperaturas
u	velocidad tangencial del rotor
\dot{V}	flujo volumétrico
\dot{W}	potencia
W	velocidad relativa del fluido
r	radios
Z	número de álaves
α	ángulo de la velocidad absoluta
β	ángulo de la velocidad relativa
γ	peso específico
Δh	incremento de entalpía
ΔT	incremento de temperatura

ϵ	compresibilidad
κ	relación de calores específicos
η	eficiencia
σ	factor de deslizamiento
ρ	densidad
μ	viscosidad cinemática
ν	volumen específico

SUBINDICES

01	condiciones totales a la entrada del rotor
1	condiciones estáticas a la entrada del rotor
02	condiciones totales a la salida del rotor
2	condiciones estáticas a la salida del rotor
03	condiciones totales a la salida del difusor
3	condiciones estáticas a la salida del difusor
s	condiciones o procesos isoentrópicos
r	componentes de la velocidad en la dirección radial
θ	componentes de la velocidad en la dirección tangencial (también u)



A P E N D I C E

A continuación se presenta un listado del programa de computadora utilizado; a partir de los diagramas de flujo presentados, se codificó en lenguaje FORTRAN y se empleó el sistema VAX/VMS 11/780 del Centro de Cálculo de la Facultad de Ingeniería (CECAFI) para correrlo.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE FLUIDOS Y TERMICA

PROGRAMA PARA DISEÑO DE COMPRESORES CENTRIFUGOS

TESIS QUE PRESENTA:
GONZALO F. RODRIGUEZ LOVIANO

```
=====
SUBROUTINE MACH(AA,MACHFINAL,K)
  IMPLICIT REAL(A-Z)
  IF (AA.GT.1.34) THEN
    MA1=(1+0.27*(AA**(-2.0)))/(1.728*AA)
  ELSE
    MA1=1-0.88*(LOG(AA)**0.45)
  END IF
  IF (K.GT.1.4) THEN MA1=MA1*0.95
  MA2=2.0
  I=2
  MA1=MA2
  FMA1=FMACH(MA1,K)-AA
  PMA1=FMACH(MA1,K)-AA
  MA11=MA1-((MA1-MA1)*FMA1)/(FMA1-PMA1)
  DELTA=ABS((MA11-MA1)/MA1)
  IF (DELTA.GT.0.00001) THEN
    IF (I.LE.30) THEN
      I=I+1
      MA1=MA11
      GO TO 100
    ELSE
      WRITE(6,*),' NO CONVERGE'
    END IF
  ELSE
    MACHFINAL=MA11
  END IF
RETURN
END
FUNCTION FMACH(MA,K)
  REAL MA,FMACH,K,K1
  K1=(K+1)/(2*(K-1))
  FMACH=((1.0+(K-1)*(MA**2.0)/2.0)**K1)/(MA*((K+1)/2.0)**K1)
RETURN
END
```

100

111

***** PROGRAMA PRINCIPAL *****

```
IMPLICIT REAL(A-Z)
LOGICAL SLIP
TYPE *,:
=====
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE INGENIERIA
DEPARTAMENTO DE FLUIDOS Y TERMICA
PROGRAMA PARA DISEÑO DE COMPRESORES CENTRIFUGOS
```



```

TYPE *, ' VALOR MINIMO DE VEL. REL. W1 ' , WMIN
TYPE *, ' NUMERO DE PACH RELATIVO OPTIMO ' , PACH_OPT

```

CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR

```
W2=WMIN/W1W2
```

```
TYPE *, ' W2= ' , W2
```

```

27 ETATOT=0.8
   DELTAT=DELTATS/ETAIO1
   DELTAH=CP*DELTAT
   TYPE *, ' DELTAH REAL ' , DELTAH
   W2T=W2*(SIN(BETA2))
   U2=(-W2T+SQRT((W2T**2.0)+4.0*DELTAT))/2.0
   REAC=(1.0-((W2/U2)**2.0))/(2*(1+((W2/U2)*SIN(BETA2))))
   ETATOT2=ETAR-(1.0-ETAB)*(1-REAC)
   IF ((ABS(ETATOT2-ETATOT)/ETATOT)).GE.0.001 THEN
     ETATOT=ETATOT2
     TYPE *, ' ETATOT ' , ETATOT
     GO TO 27
   ELSE
     ETATOT=ETATOT2
   END IF
   CX2=W2*(COS(BETA2))
   D2=60.0*U2/(N*PI)
   DS=D2*(DELTAS**0.25)/(SQRT(MASICO/RHO1_OPT))
   TYPE *, ' EFICIENCIA, DIAMETRO D2 Y DIAM ESPECIFICO '
   TYPE *, ' ETATOT, D2, DS

```

PROCEDIMIENTO ITERATIVO PARA FACTOR DE DESLIZAMIENTO

```

C2TR=DELTAN/U2
SLIP=.TRUE.
ECK=0.8
DO WHILE(SLIP)
  BETAR=ATAN((C2TR-ECK*U2)/CX2)
  D1M=(D1_OPT*1.5)/2.0
  ECK2=(PI*(COS(BETAR)))/(2*2*(1-D1M/D2))+1
  ECK2=1.0/ECK2
  IF ((ABS(ECK2-ECK)/ECK)).GE.0.0001 THEN
    ECK=ECK2
    SLIP=.TRUE.
  ELSE
    ECK=ECK2
    SLIP=.FALSE.
  END IF
END DO
TYPE *, ' FIN ' , ECK= ' , ECK
P02=P01*((DELTAT*ETAR/I01)+1.0)**(K/(K-1))
T02=T01+DELTAT
TYPE *, ' P02, T02 ' , T02, T02
ALFA2=ATAN(DELTAN/(CX2*U2))
C2=CX2/(COS(ALFA2))
I2=T02-(K-1)*(C2**2.0)/(K*R*2.0)
P2=P02/((T02/T2)**(K/(K-1)))
MALFA2=C2/(SQRT(R*K*12))
B2=(MASICO*R*12*(B+1.0))/(CX2*P1+U2**2)
TYPE *, ' B2 ' , B2

```

CALCULO DE SALIDA DEL ROTOR Y DIFUSOR

```

CX24=(1.0-n)*CX2
ALFA2M=ATAN(DELTAN/(CX2*U2))
C2B=DELTAN/(SIN(BETA2)*U2)

```

811
118


```

MALFA2M=C2M/(SQRT(R*K*12))
29  TYPE *, ' INICIA PROCESO PARA MD'
    IF (MD.EQ.0.0) THEN
      GO TO 40
    END IF
    IF (MALFA2M.LT.MD) THEN
      GO TO 40
    END IF
30  RELT2M=1.0+(K-1)*(MALFA2M**2.0)/2.0
    RELTD=1.0+(K-1)*(MD**2.0)/2.0
    ALFAD=ATAN(((REL12M/RELT2M)**(1./(K-1))))*TAN(ALFA2M)
    L1=SQRT(RELTD/RELT2M)
    D3=L1*MALFA2M*D2*(SIN(ALFA2M))/(MD*(SIN(ALFAD)))
    IF (D3.LT.(1.15*D2)) THEN
      MD=MD-0.05
      GO TO 29
    ELSE
      GO TO 50
    END IF
40  IF (MD.EQ.0.0) THEN
      MD=MALFA2M-0.05
      GO TO 29
    ELSE
      MD=MD-0.05
      GO TO 30
    END IF
50  TYPE *, ' TERMINA PROCESO, MD=', MD
    TYPE *, ' RELTD = ', RELTD
    T3=T02/RELT0
    C3U=MD*(SQRT(K*R*T3))*SIN(ALFAD)
    RH03=(P03/(R*T02))*(RELTD**(-1.0/(K-1.0)))
    !!
    !!          CALCULO DEL DIFUSOR DE CARACUL
    B1=MASICO/(RH03*360.0*PI*C3U*(D3/2))
    TYPE *, ' TETA          DIAM DIFUSOR[MM]'
    DO TETA=15,360,15
      B=-TETA*B1
      C=((B/2)**2.0)*(TETA**2.0)-B1*(D3/2)*TETA
      D=DIF=- (B/2.0)+SQRT((B/2.0)**2.0-C)
      TYPE *, TETA, D=-DIF*2000
    END DO
    ALFA2M=ALFA2M*180.0/PI
    BETAR=BETAK*180.0/PI
    QUAD=DELTAH/(D2**2.0)
    TYPE *, '
    TYPE *, ' RESULTADOS OBTENIDOS'
    TYPE *, ' VELOCIDAD RELATIVA A LA ENTRADA          , , V1
    TYPE *, ' COMPONENTE MERIDIONAL A LA ENTRADA      , , CA1
    TYPE *, ' DIAMETRO A LA ENTRADA (MM)                  , , DI-DPI*1000
    TYPE *, ' VELOCIDAD DE OPERACION (RPM)                 , , N
    TYPE *, ' VELOCIDAD RELATIVA SALIDA DEL ROTOR          , , W2
    TYPE *, ' EFICIENCIA TOTAL DEL COMPRESOR                  , , ETATOT
    TYPE *, ' VELOCIDAD TANGENCIAL SALIDA DEL ROTOR          , , U2
    TYPE *, ' COMPONENTE MERIDIONAL SALIDA DEL ROTOR          , , CA2
    TYPE *, ' GRADO DE REACCION                                  , , REAC
    TYPE *, ' DIAMETRO A LA SALIDA DEL ROTOR (MM)            , , D2*1000
    TYPE *, ' FACTOR DE DESLIZAMIENTO                          , , ECOR
    TYPE *, ' ANGULO DE SALIDA DEL DIFUSOR (GR)              , , BETA
    TYPE *, '

```

TYPE *	PRESION TOTAL (BAR)	,P02/100000
TYPE *	TEMPERATURA TOTAL (T02=T03)(C)	,T02-273.15
TYPE *	PRESION ESTATICA (BAR)	,P2/100000
TYPE *	TEMPERATURA ESTATICA (C)	,T2-273.15
TYPE *	ANCHO DEL ALABE (MM)	,B2*1000
TYPE *	ANGULO ABSOLUTO	,ALFA2*180./PI
TYPE *	VELOCIDAD ABSOLUTA (M/S)	,C2
TYPE *	NUMERO DE MACH	,MAlFA2
TYPE *	PARAMETROS SALIDA ROTOR DESPUES MEZCLA:	
TYPE *	ANGULO ABSOLUTO	,ALFA2M
TYPE *	VELOCIDAD ABSOLUTA (M/S)	,C2M
TYPE *	NUMERO DE MACH	,MAlFA2M
TYPE *	PARAMETROS A LA ENTRADA DEL DIFUSOR:	
TYPE *	ANGULO DE ENTRADA	,ALFAD*180./PI
TYPE *	DIAMETRO DE ENTRADA D3 (MM)	,D3*1000
TYPE *	NUMERO DE MACH	,MD
TYPE *	PARAMETROS ADIMENSIONALES:	
TYPE *	VELOCIDAD ESPECIFICA	,NS
TYPE *	DIAMETRO ESPECIFICO	,DS
TYPE *	COEFICIENTE DE CARGA	,QUAD
END		