INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA

SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

UNIDAD CULHUACAN

"DESARROLLO TERMOGASODINAMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO"

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE

MAESTRO EN CIENCIAS DE INGENIERIA EN

"SISTEMAS ENERGETICOS"

P R E S E N T A:

ING. FRANCISCO JAVIER RIVERA HUERTA

DIRECTOR DE TESIS:

DR. VITALIY NEZYM

MEXICO, D. F. 2007

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de México el día 7 del mes Junio del año 2007, el (la) que suscribe Francisco Javier Rivera Huerta alumno (a) del Programa de Maestría en Ciencias de Ingeniería en Sistemas Energéticos con número de registro A050627, adscrito a SEPI-ESIME Culhuacan, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección de Dr. Vitaliy Nezym y cede los derechos del trabajo intitulado "Desarrollo Termogasodinámico del Compresor Centrifugo, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección riverahuertafj@yahoo.com.mx, nezym@mail.ru. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Francisco Javier Rivera Huerta

SIP-14

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 12:00 horas del día 24 del mes de mayo del 2007 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de ESIME-Culhuacan para examinar la tesis de grado titulada:

" DESARROLLO TERMOGASODINAMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO "

Presentada por el alumno:

RIVERA	HUERTA	FRANCISCO JAVIER
Apellido paterno	materno	nombre(s)

Con registro:

A	0	5	0	6	2	7

aspirante al grado de:

" MAESTRO EN CIENCIAS DE INGENIERIA EN SISTEMAS ENERGÉTICOS "

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron ***SU APROBACIÓN DE LA TESIS***, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Director de tesis

DR. VITALIY NEZYM

DR. MIGUEL CRUZ IRISSON

DR. FLORENCIO SÁNCHEZ SILVA

DR. GEORGIY POLUPAN

DR. IGOR LOBODA

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL ESTADOS UNIDOS MEXICANOS S.E.P.
SECCION DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACION ESIME CULHUACAN

PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. HÉCTOR MANUEL PÉREZ MEANA

RESUMEN

Actualmente existen métodos y tecnologías efectivos para proyección del compresor centrífugo con bajas relaciones de presión en una sola etapa. Sin embargo, para poder aumentar la relación de presión se requiere tener en cuenta problemas específicos, como la separación de capa limite, perdidas adicionales, etc.

Es posible y de gran importancia utilizar criterios que tomen en cuenta las perdidas, con la ayuda de parámetros geométricos cinemáticos.

Lo que se pretende con este trabajo es desarrollar un método efectivo para el cálculo termogasodinámico del compresor centrífugo ya que esto es importante para las instalaciones energéticas.

En una primera etapa se calcularon los parámetros termogasodinamicos del motor turboeje para obtener algunos datos iniciales que nos ayuden en el cálculo del compresor centrífugo y compresor axial.

En una segunda etapa se realizo el cálculo termogasodinámico del compresor axial para más adelante poder comparar el funcionamiento de este con el del compresor centrífugo.

En la última etapa de este trabajo se escogieron y analizaron datos básicos de investigaciones y cálculos de las cascadas centrifugas. Se plantea desarrollar un algoritmo para el calculo de la cascada centrifuga y la creación de un programa computacional para el calculo del compresor.

ABSTRACT

Nowadays, there are effective methods and technologies for projection of centrifugal compressor of low pressure ratio in one stage. Nevertheless, for increasing the pressure ratio it is necessary to consider specific problems, as boundary layer separation, additional losses, etc.

It is possible and of great importance to use criteria that take into accounts these effects, whit the help of cinematic and geometrical parameters.

The principle of this work is to develop an effective method for the calculation thermogasdynamic of the centrifugal compressor as it is important for the power facilities.

At the first stage the thermogasdynamics parameters of the turboshaft engine will be calculated to obtain some initial data that help us in the calculation of the centrifugal and axial compressor.

In one second stage the calculation of the axial compressor will be made to compare the operation of this with the centrifugal compressor.

Later it is necessary to select the initial data for the calculations of centrifugal cascades. At the last stage one considers to develop an algorithm of calculation and to create the program for centrifugal compressor calculation.

CONTENIDO

RESUMEN 3

ABSTRACT 4

CONTENIDO 5

NOMENCLATURA 7

INTRODUCCIÓN 8

CAPITULO 1 10

1 PLANTAS DE POTENCIA 11

1.1 CLASIFICACION DE LAS PLANTAS TERMICAS (PT) 11

1.2 FUENTES DE ENERGIA Y TRANSFORMACION DE ENERGIA EN LAS PT 12

1.3 PLANTA DE POTENCIA CON TURBINA DE GAS 14

1.4 CLASIFICACION DE LAS TURBINAS DE GAS ESTACIONARIAS 17

1.4.1 TURBINAS DE GAS DE USO PESADO 17

1.4.2 TURBINAS DE GAS AERODERIVADAS 18

1.4.3 TURBINAS DE GAS INDUSTRIALES 19

1.4.4 TURBINAS DE GAS PEQUEÑAS 20

1.4.5 MICRO TURBINAS 20

1.5 MOTORES PARA AVIACIÓN 21

1.5.1 TURBORREACTOR 21

1.5.2 TURBOVENTILADORES O REACTORES DE DOBLE FLUJO 23

1.5.3 TURBOHÉLICES 24

1.5.4 TURBOEJE 25

1.6 CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DE UN MOTOR TURBOEJE 25

1.6.1 ALGORITMO DEL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL MOTOR TURBOEJE 26

1.6.2 RESULTADOS DEL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL MOTOR TURBOEJE 30

1.6.3 DISTRIBUCIÓN DE PARÁMETROS TOTALES A LO LARGO DEL DUCTO DEL MOTOR 31

CONCLUSIONES 32

CAPITULO 2 33

2 TURBOMÁQUINAS TIPO COMPRESOR 34

2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES 36

2.1.2 RENDIMIENTO DE LOS COMPRESORES 36

2.1.3 FUNCIONAMIENTO INESTABLE (SURGING O BOMBEO) 37

2.2 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPRESORES AXIALES 38

2.2.1 TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES 40

2.2.2 FORMAS BÁSICAS DEL PERFIL MERIDIONAL 41

2.3 CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR AXIAL 42

2.3.1 RESULTADOS DEL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR AXIAL 44

2.3.2 DISTRIBUCIÓN DE PARAMETROS A LO LARGO DEL DUCTO DEL COMPRESOR AXIAL 47

CONCLUSIONES **48**

CAPITULO 3 ***49***

3 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPRESORES CENTRÍFUGOS ***50***

3.1 COMPONENTES DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO **51**
3.1.1 ÁLABES DE ADMISIÓN 54
3.1.2 RODETE O IMPULSOR 55
3.1.3 INDUCTOR 56
3.1.4 DIFUSOR 57
3.1.5 VOLUTA O CARACOL 59

3.2 SELECCIÓN DE PARÁMETROS PRINCIPALES PARA EL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO **60**

CONCLUSIONES **62**

CAPITULO 4 ***63***

4 DESARROLLO DEL ALGORITMO PARA EL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO ***64***

4.1 DESARROLLO DE UN PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO **76**

4.2 PRUEBAS COMPUTACIONALES DEL PROGRAMA DESARROLLADO **81**

CONCLUSIONES **83**

CAPITULO 5 ***84***

5 CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO ***85***

5.1 RESULTADOS DEL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO **86**

5.2 DISTRIBUCIÓN DE PARÁMETROS A LO LARGO DEL DUCTO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO **91**

5.3 COMPARACIÓN DE LOS CÁLCULOS DEL COMPRESOR AXIAL Y CENTRÍFUGO PARA EL MOTOR. **92**

CONCLUSIONES **94**

CONCLUSIONES GENERALES ***95***

CONCLUSIONES GENERALES ***96***

RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS ***97***

BIBLIOGRAFIA ***98***

ANEXO A. ***99***

LISTA DE FIGURAS Y TABLAS DE LA TESIS **99**

ANEXO B. ***101***

CODIGO DEL PROGRAMA DESARROLLADO **101**

ANEXO C ***111***

PUBLICACIONES. **111**

NOMENCLATURA

Símbolo	Significado
T^*	Temperatura total
T	Temperatura estática
P^*	Presión total
P	Presión estática
π^*_C	Relación de presiones totales en el compresor
G_a	Gasto másico
q_f	Consumo relativo de combustible
C_e	Consumo especifico del combustible
H	Altura de vuelo
N_e	Potencia efectiva
L^*	Trabajo específico
M	Número de Mach
C	Velocidad absoluta
U	Velocidad Circunferencial
W	Velocidad relativa
F	Área
n	Número de revoluciones
D	Diámetro
$\overline{d}$	Diámetro relativo
η	Rendimiento isentrópico
σ	Coeficiente de recuperación de la presión
η_b	Coeficiente de la efectividad de la combustión
η_m	Rendimiento mecánico
H_u	Valor del calor especifico
L_0	Relación aire combustible (teórico)
α_{CC}	Coeficiente de exceso de aire
C_P	Calor especifico a la presión constante para el aire
C_{Pg}	Calor especifico a la presión constante para el gas
K	Índice adiabático para el aire
R	Constante universal de los gases
K_g	Índice adiabático para el gas
Zc	Número de etapas
Z	Número de álabes del rotor
ρ_k	Grado de reacción
Hz	Carga realizada en la etapa
α	Ángulo de flujo
β	Angulo relativo de flujo
β_{1bl}	Angulo relativo del álabe
K_G	Coeficiente de capa límite
θ	Ángulo de perfil
μ	Coeficiente de deslizamiento
L_r	Trabajo de pérdidas internas debidas a la fricción
ξ	Coeficiente de resistencia a la fricción

INTRODUCCIÓN

Actualmente hay muchas tecnologías para la producción de potencia que harían pensar que las turbinas de gas tienden a ser sustituidas, sin embargo, no es así. Las plantas de potencia con turbina de gas tienen muchas ventajas sobre las demás, una de ellas es que produce una gran potencia respecto a su tamaño. Uno de los componentes principales de la planta de potencia es el compresor.

La mayor aplicación de las turbinas de gas la tenemos en la industria aeronáutica, y por consiguiente los requerimientos cada vez son mayores, uno de ellos es su eficiencia y sus dimensiones.

En los aviones se utilizan principalmente los compresores axiales debido a su pequeña superficie frontal y por lo tanto un menor coeficiente de arrastre. Sin embargo, este tipo de compresores presentan una desventaja importante: su margen de operación estable es estrecho con relación a los compresores centrífugos. Esa causa es la que impulsa al desarrollo de los compresores centrífugos, que aunque su eficiencia es menor a la de los compresores axiales su estabilidad es mayor.

En helicópteros la estabilidad es muy importante debido a que la altura de vuelo es mucho menor a la de los aviones y en un momento dado el tiempo de reacción ante un percance es menor, es por ello, los compresores centrífugos son de los más utilizados para estos.

Otra aplicación importante de los compresores centrífugos es en las plantas industriales, por lo tanto al aumentar la demanda de las plantas industriales aumenta la demanda de los compresores centrífugos. Algunas de las aplicaciones de los compresores centrífugos en la industria son:

Compresores centrífugos para gas natural en gasoductos, en plantas de licuefacción, así como en petrolíferos. Compresores centrífugos para amoniaco, en donde hasta hace poco ese campo era exclusivo de los compresores alternativos y en las grandes centrales de refrigeración.

Por lo anterior, tener metodologías efectivas para el cálculo termogasodinámico del compresor centrífugo es muy importante, para conocer el comportamiento de los parámetros termogasodinámicos que mas influyen en su operación.

Actualmente existen programas de los cuales podemos obtener parámetros termogasodinámicos de toda la planta de potencia en diversas configuraciones, sin embargo estos programas no proporcionan la suficiente información para un dispositivo en específico como en este caso el compresor centrífugo.

Por ello, lo que se pretende en este trabajo es realizar un programa que calcule los parámetros termogasodinamicos más importantes, tomando en cuenta coeficientes que caracterizan pérdidas de energía mecánica, parámetros geométricos y otros parámetros para obtener valores cercanos a la realidad.

Para lograr esto se plantearon cinco capítulos con la siguiente estructura:

En el capitulo uno se dará un amplio panorama de las diversas plantas de potencia con turbina de gas, además, se analizara una planta de potencia en especifico en este caso un motor turboeje empleado en un helicóptero para obtener algunos valores que se utilizaran en el calculo termogasodinámico del compresor axial y centrifugo.

En el capitulo dos se describen de manera breve a las turbomáquinas tipo compresor, se realizara el cálculo termogasodinámico del compresor axial para conocer parámetros similares a los del compresor centrífugo para su validación.

En el capitulo tres se describirá de manera particular al compresor centrifugo, para conocer su principio de funcionamiento y componentes mas importantes. En este capitulo también se hará la selección de los datos de entrada que se emplearan para el calculo termogasodinámico del compresor centrifugo.

En el capitulo cuatro se desarrollara un algoritmo para el calculo termogasodinámico del compresor centrífugo, este algoritmo se programara y se le realizaran pruebas computacionales.

Por ultimo, en el capitulo cinco se realizara el cálculo termogasodinámico del compresor centrífugo y se comparara con el del compresor axial, para saber cual es la mejor opción para el motor turboeje analizado.

CAPITULO 1

1 PLANTAS DE POTENCIA

Planta Térmica (PT) es el conjunto de equipos, sistemas, terreno, edificios (o locales en caso de plantas pequeñas, o vehículos en caso de plantas móviles), y demás instalaciones necesarias para transformar la energía contenida en un energético obtenido de una fuente de energía térmica, en otra clase de energía fácilmente utilizable y/o transportable.

1.1 CLASIFICACION DE LAS PLANTAS TERMICAS (PT)

A) Por el tipo de energía o combustible que aprovecha y el tipo de energía que produce. Ejemplos:

- Planta Termoeléctrica (PTE) Diesel o PT Diesel-eléctrica
- PTE de Combustoleo
- PTE de Carbón o PT Carbo-eléctrica
- PTE Nuclear o PT Núcleo-eléctrica
- PTE Geotérmica o PT Geotermo-eléctrica

B) Por el motor primo, el fluido de trabajo o el ciclo. Ejemplos:

- PT diesel
- PT de vapor
- PT de turbina de gas
- PT de ciclo combinado

C) Por sus características de desplazamiento:

- Fija
- Móvil

D) Por el tipo de carga eléctrica que atiende o el tipo de servicio que presta:

- De carga base
- De picos
- De emergencia
- Industrial
- De cogeneración
- De servicio público

E) Por sus características tecnológicas:

- **Convencionales.-** Las que tienen una tecnología probada con muchos años de experiencia, económicamente costeables y de aplicación extensiva.

- **No convencionales**.- Las de tecnología reciente y cambiante por estar en etapa de investigación y desarrollo o las que utilizan fuentes alternas de energía.

1.2 FUENTES DE ENERGIA Y TRANSFORMACION DE ENERGIA EN LAS PT

Tabla 1.1 FUENTES DE ENERGIA TERMICA Y ENERGETICOS PARA LAS PT

FUENTE	PROCESAMIENTO	ENERGETICO APROVECHADO EN LAS PT
COMBUSTIBLES FOSILES:		
Carbón no coquizable	Extracción, selección, trituración.	Carbón (no coquizable, seleccionado y triturado).
Petróleo	Extracción, refinación y otros procesos	Combustoleo Combustibles ligeros Keroseno Diesel Gasolina Gases combustibles: Metano, Propano, Butano, etc.
Gas asociado al petróleo. Gas no asociado al petróleo.	Extracción, endulzamiento y otros procesos	Gas natural
BIOMASA:		
Caña de azúcar y otros productos agrícolas	Tratamientos químicos	Alcohol etílico
Desechos urbanos	Selección	Basuras combustibles
MINERALES RADIOACTIVOS	Tratamientos del ciclo del combustible nuclear	Combustibles Nucleares
FLUIDOS ENDOGENOS (Geotérmicos)	Separación Evaporación instantánea de agua	Vapor Geotérmico

De estos energéticos los más usados en nuestro país, son el carbón, el combustoleo, el gas natural, los aceites combustibles, el diesel, la gasolina, el alcohol etílico.

Tabla 1.2. TRANSFORMACIONES DE ENERGIA EN LAS PT

ENERGETICO APROVECHADO	PRINCIPALES TRANSFORMACIONES DE ENERGIA	ENERGIA APROVECHABLE CEDIDA A	ENERGIA NO APROVECHABLE CEDIDA A
PT DE VAPOR DE COMBUSTIBLE FOSIL			
<u>Combustibles fósiles:</u> Carbón, Combustoleo, Gas natural, Basuras combustibles	Energía química del combustible --> Energía térmica en el agua empleada como fluido de trabajo del ciclo --> Energía cinética (Movimiento mecánico) --> Energía eléctrica.	a) Vapor para procesos industriales b) Maquinas conducidas c) Cargas de circuitos eléctricos [2]	a) Gases de escape b) Agua de circulación (calor rechazado). c) Agua de purgas d) Ambiente [1]
PT DE VAPOR NUCLEOELECTRICA			
Combustibles nucleares	Energía nuclear --> Energía en el fluido refrigerante del	a) Cargas de circuitos eléctricos [2]	a) Agua de circulación (calor rechazado)

	reactor --> Energía térmica en el agua empleada como fluido de trabajo del ciclo --> Energía cinética (Movimiento mecánico) --> Energía eléctrica.		b) Agua de sistemas de seguridad c) Ambiente [1]
PT DE VAPOR GEOTERMOELECTRICA			
Vapor geotérmico	Energía térmica en el vapor empleado como fluido de trabajo del ciclo --> Energía cinética (Movimiento mecánico) --> Energía eléctrica.	a) Cargas de circuitos eléctricos [2]	a) Agua geotérmica no aprovechable b) Agua de circulación (calor rechazado). c) Ambiente [1]
PT DE TURBOGAS			
Combustibles líquidos refinados: Aceites ligeros, Keroseno, Diesel, etc. Gases combustibles: Gas natural, Metano, Propano, Butano. Gas de alto horno.	Energía química del combustible --> Energía térmica en el aire y productos de la combustión o gases empleados como fluido de trabajo del ciclo --> Energía cinética (Movimiento mecánico) --> Energía eléctrica.	a) Aire comprimido para procesos industriales b) Fluidos industriales (Cogeneración: calentamiento de fluidos con los gases de escape) c) Maquinas conducidas c) Cargas de circuitos eléctricos [2]	a) Gases de escape b) Agua o fluido de enfriamiento. c) Ambiente [1]
PT DE CICLO COMBINADO			
Los indicados para PT de Turbogas, mas los indicados para PT de Vapor de combustible fósil (en caso de que se tenga combustión suplementaria).	Los indicados para PT de Turbogas, mas los indicados para PT de Vapor de combustible fósil	Los indicados para PT de Turbogas, mas los indicados para PT de Vapor de combustible fósil	Los indicados para PT de Turbogas, mas los indicados para PT de Vapor de combustible fósil
PT CON MOTOR DE COMBUSTION INTERNA (MCI)			
Combustibles líquidos refinados: Aceites ligeros, Keroseno, Diesel, etc. Gases combustibles: Gas natural, Metano, Propano, Butano. Alcohol etílico.	Energía química del combustible --> Energía térmica en los productos de la combustión empleados como fluido de trabajo del ciclo --> Energía cinética (Movimiento mecánico) --> Energía eléctrica.	a) Fluidos industriales (Cogeneración: calentamiento de fluidos con los gases de escape) b) Maquinas conducidas c) Cargas de circuitos eléctricos [2]	a) Gases de escape b) Agua o fluido de enfriamiento c) Ambiente [1]

[1] Energía cedida al ambiente por transferencia de calor por diferencia de temperaturas, fricción, turbulencias, fugas, etc., ya sea directamente o mediante otro fluido, como el aceite lubricante.

[2] Para accionamiento de motores eléctricos, iluminación, producción de calor mediante resistencias eléctricas, alimentación de aparatos electrónicos y circuitos de sistemas de control, etc.

1.3 PLANTA DE POTENCIA CON TURBINA DE GAS

La planta de potencia con turbina de gas produce una gran cantidad de energía de acuerdo a su peso y tamaño. Es compacta, de bajo peso, y funciona con varios tipos de combustibles.

La mayoría de las plantas con turbina de gas que se encuentran en la práctica son del tipo de combustión interna (o de circuito abierto); aquí los productos de combustión pasan en forma directa por la turbina. La Fig. 1.1 muestra el arreglo mas simple de una de estas plantas y el estudio de las cantidades de energía que cruzan por la superficie de control indicada en torno a la planta, indica que no se trata de una planta térmica cíclica, porque no hay fuente de calor ni sumidero. Es mas bien un dispositivo generador de trabajo, acíclico, de flujo estable y circuito abierto, en donde los reactivos (combustible y aire) cruzan la superficie de control por la entrada y los productos de combustión (gases de escape) dejan dicha superficie por la salida, mientras solo hay trabajo que cruce la superficie de control pero nada de calor (que no sea el calor de fuga que se pierde por dispersión al medio ambiente).

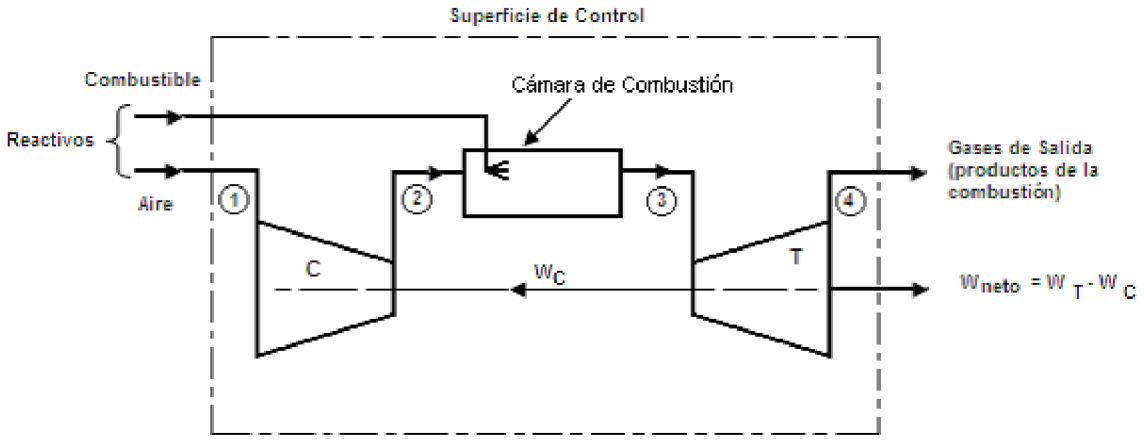

Fig. 1.1 Planta básica de turbina de gas de circuito abierto.

En la planta con turbina de gas de combustión externa (o de circuito cerrado), los productos de combustión no pasan directamente por la turbina sino que después de salir de la cámara de combustión pasan por un intercambiador de calor, mientras transmiten su calor a un fluido gaseoso (por lo general aire) suministrado por el compresor. Este fluido circula en forma continua por el circuito cerrado de la planta de turbina de gas, como se ilustra en la Fig. 1.2

La planta con turbina de gas de circuito cerrado se utiliza cuando se quema algún tipo de combustible y cuyos productos de combustión pueden formar incrustaciones rápidamente en los ductos de paso de la turbina, si se hacen pasar por esta. Debido a lo anterior, no ha tenido éxito el uso de carbón mineral en las plantas de turbinas de gas de circuito abierto; en cambio el petróleo y el gas si se pueden usar sin problemas.

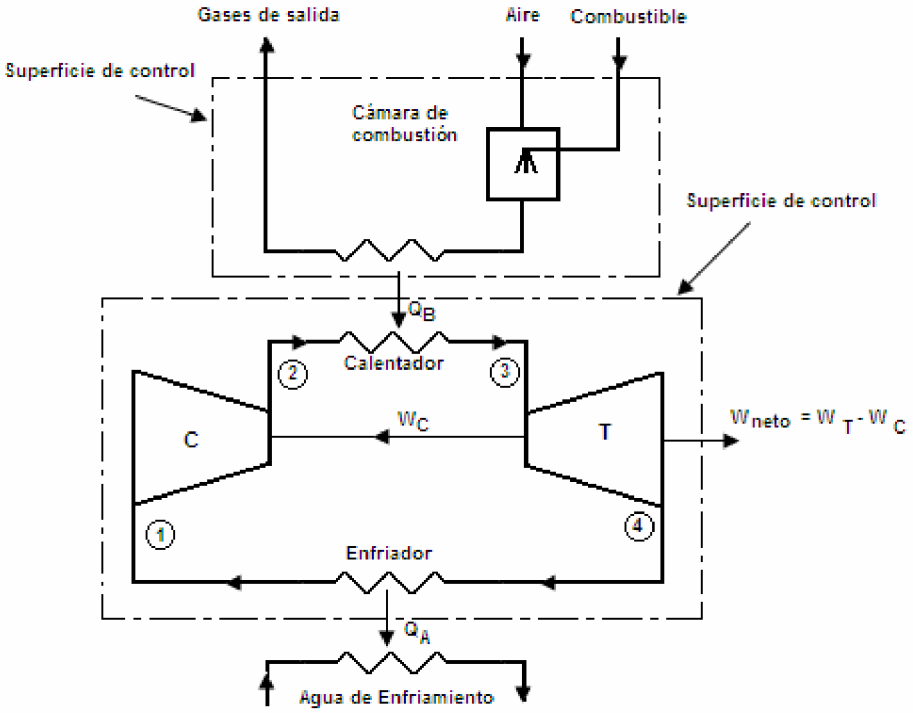

Fig. 1.2 Planta simple de Turbina de gas de circuito cerrado.

El diseño de cualquier turbina de gas debe contemplar criterios esenciales basados en condiciones de operación, como por ejemplo:

- Alta eficiencia.
- Alta rentabilidad y por lo tanto alta disponibilidad.
- Fácil operación.
- De fácil instalación e inspección.
- Concordancia con estándares ambientales.
- Incorporación de equipos auxiliares y sistemas de control que tengan un alto grado de confiabilidad.
- Flexibilidad para funcionar con diferentes tipos de combustibles.

Los dos factores principales que influyen en la eficiencia de la turbina de gas son la relación de presiones y la temperatura. El compresor de flujo axial ha incrementado considerablemente su relación de presiones de 7:1 a 40:1. El incremento en la relación de compresión aumenta la eficiencia térmica de la turbina junto con el aumento de la temperatura de combustión.

El efecto de la temperatura de combustión es determinante ya que por cada incremento en la temperatura de 100°F (55.5°C) el trabajo de salida aumenta aproximadamente 10% y nos da un incremento en la eficiencia alrededor de 1-1.5%. En la Fig. 1.3 se muestra el

desempeño de un ciclo simple con turbina de gas en función de la relación de presiones y la temperatura a la entrada de la turbina.

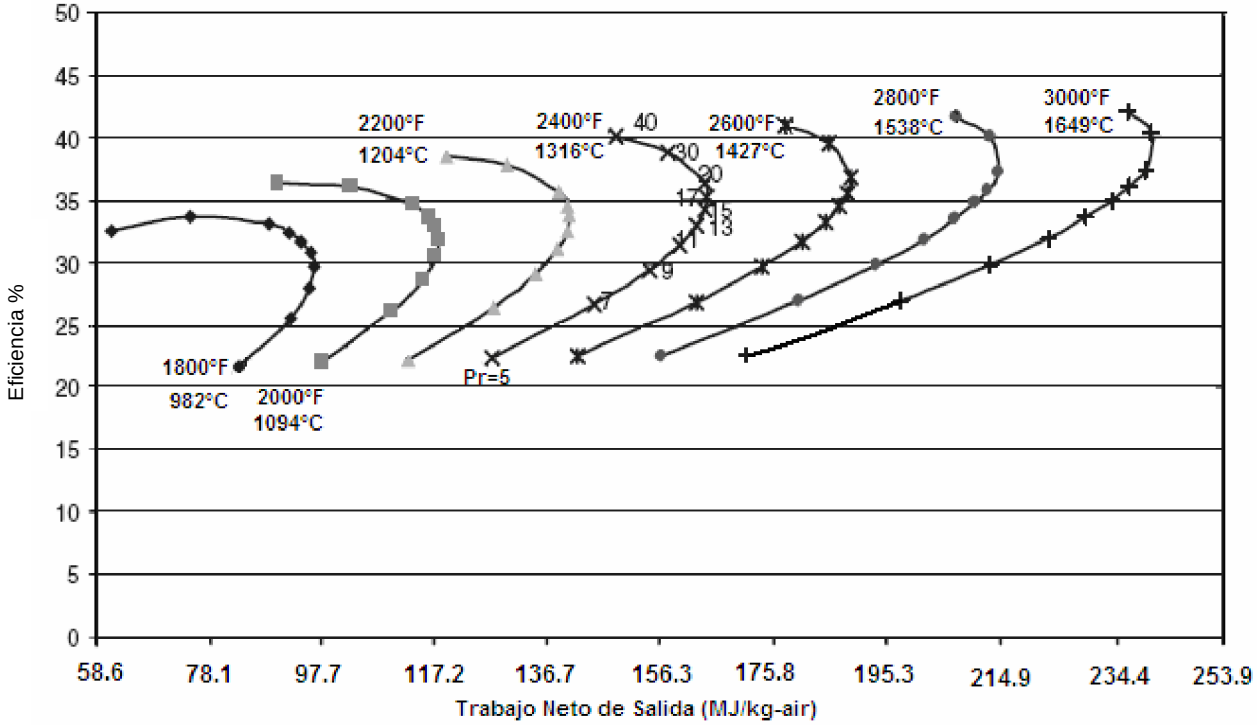

Fig. 1.3 Desempeño del ciclo simple con turbina de gas.

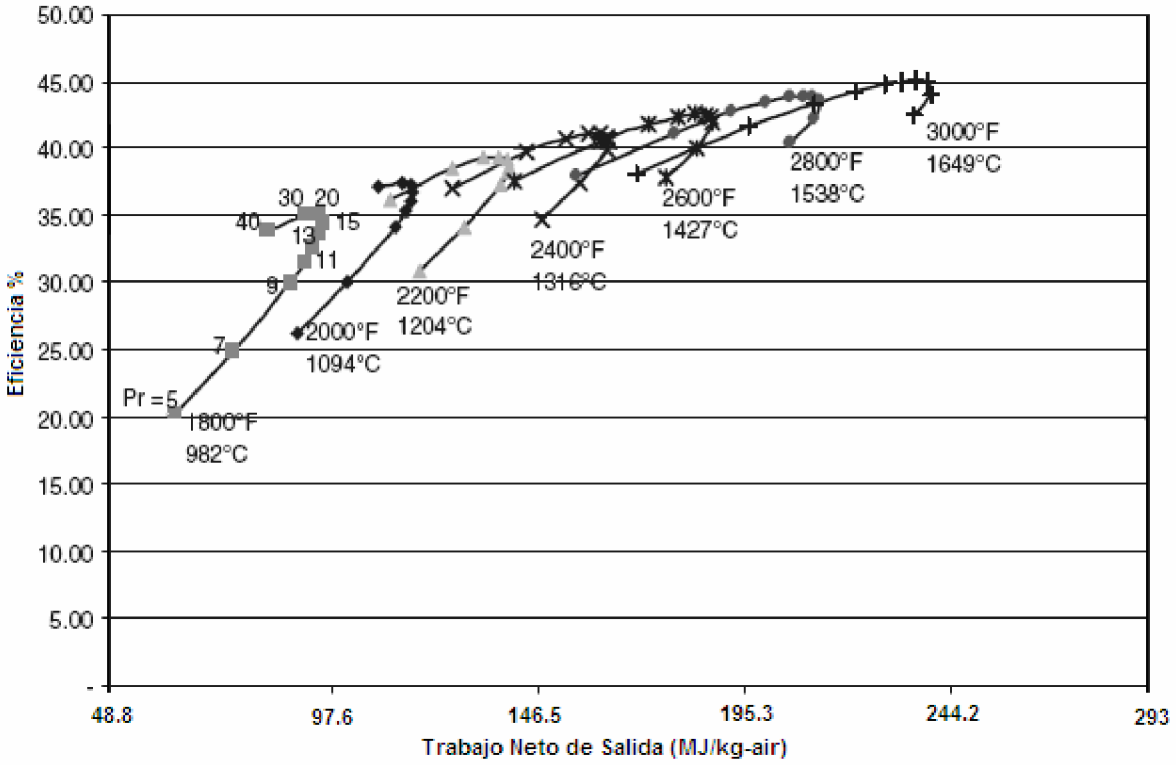

Fig. 1.4 Desempeño del ciclo regenerativo.

Otra forma de obtener una alta eficiencia es utilizando un ciclo regenerativo. La Fig. 1.4 muestra el efecto de la relación de presiones y temperatura en la eficiencia y el trabajo neto de salida para un ciclo regenerativo. El efecto de la relación de presiones para este ciclo es opuesto a lo que se muestra en el ciclo simple. La regeneración solo puede incrementar la eficiencia de 15-20% con las temperaturas de operación actuales aproximadamente 1649°C (3000°F). La relación de presiones optima para un ciclo regenerativo es de 20:1 en comparación a una relación de 40:1 para el ciclo simple.

1.4 CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS DE GAS ESTACIONARIAS

Podemos clasificar a las turbinas de gas estacionarias de ciclo simple en cinco grupos:

- Turbinas de gas de uso pesado. Con una generación de potencia entre 3MW a 480MW.
- Turbinas de gas derivadas de aviación. Tienen un rango de potencia de 2.5MW a 50MW.
- Turbinas de gas tipo industrial. Su rango esta entre 2.5MW a 15MW.
- Turbinas de gas pequeñas. Estas turbinas tienen un rango de 0.5MW a 2.5MW, la mayoría de estas turbinas utilizan compresor centrífugo.
- Micro Turbinas. Trabajan en el rango de 20kW a 350kW.

1.4.1 TURBINAS DE GAS DE USO PESADO

Estas turbinas fueron diseñadas poco después de la Segunda Guerra Mundial e introducidas al mercado en los 1950s. Esas turbinas eran de mayor longitud que las turbinas de vapor. Las restricciones de peso y espacio no eran factores importantes para esas unidades ya que eran utilizadas en tierra, y su diseño característico incluía carcasas de gran espesor, un gran diámetro en la cámara de combustión, y un área frontal muy grande. La relación de presiones de esas turbinas variaba de 5:1 a lo que actualmente se tiene 35:1. La temperatura de entrada a la turbina se ha incrementado y actualmente se encuentra alrededor de los 1371°C (2500°F), esto hace a las turbinas de gas una de las mas eficientes plantas de potencia en el mercado.

Las turbinas industriales de uso pesado emplean compresores y turbinas de flujo axial. Estas turbinas constan de 15 a 17 etapas en el compresor axial. La gran sección frontal de estas unidades hace que la velocidad de entrada se reduzca, por lo tanto reduce el ruido producido por el aire. La caída de presión en cada etapa es reducida, creando una mayor zona de operación estable.

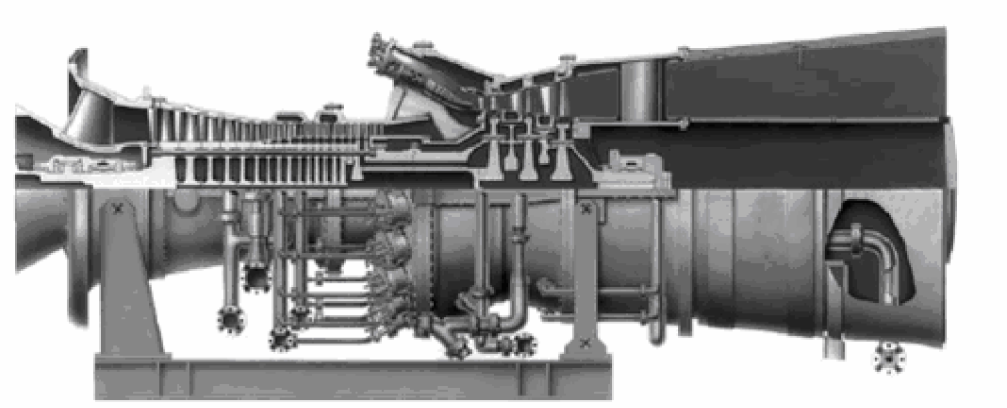

Fig.1.5 Vista Típica de Turbina de Gas con Cámara de combustión.

Las ventajas de las turbinas de gas de uso pesado son su larga vida, alta disponibilidad, y una alta eficiencia. El nivel de ruido en este tipo de turbinas es considerablemente menor a las turbinas para aviación. El mayor empleo de estas turbinas se encuentra en la generación eléctrica.

Las más recientes turbinas de este tipo generan una potencia de alrededor de 480 MW usando vapor como sistema de enfriamiento en el modo de ciclo combinado, permitiendo alcanzar temperaturas de 2600°F (1427°C). Esto da como resultado una eficiencia del ciclo combinado de aproximadamente 60%.

1.4.2 TURBINAS DE GAS AERODERIVADAS

Este tipo de turbinas constan de dos componentes básicos, un motor de aviación utilizado como un generador de gas y una turbina libre. El generador de gas proviene de un motor de avión modificado para quemar combustibles industriales. Son utilizados diseños innovadores para asegurar una larga vida útil para el uso en tierra. En el caso de motores con turboventilador, el ventilador es retirado y se agrega un par de etapas en el frente del compresor. El compresor de flujo axial en varias ocasiones esta dividido en dos secciones, una de baja presión seguido de otra de alta presión. En esos casos, usualmente hay una turbina de alta presión y una de baja presión, las cuales manejan las secciones correspondientes del compresor. Las flechas normalmente son concéntricas por tal motivo las secciones de baja y alta presión pueden ser optimizadas. En este caso, la turbina de potencia está separada mecánicamente, la única conexión que tiene es aerodinámica. En este caso, la turbina tiene tres flechas independientes. El generador de gas proporciona productos de combustión con presiones de alrededor 300000-500000 Pa (45-75psi) y temperaturas de 704-927°C (1300-1700°F). La Fig. 1.6 muestra la sección transversal de un motor aeroderivado.

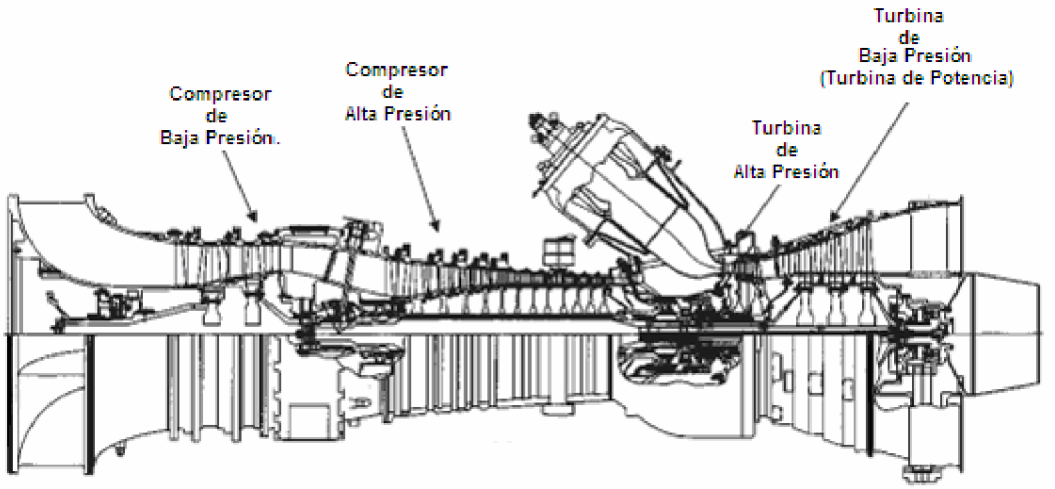

Fig. 1.6 Sección Transversal de una Turbina de Gas Aeroderivada.

1.4.3 TURBINAS DE GAS INDUSTRIALES

Las turbinas de tipo industrial normalmente generan potencia en un rango de 5-15 MW. Son de diseño similar a las turbinas de uso pesado, sin embargo su carcasa es de menor espesor. Generalmente sus diseños son de ejes independientes. Su eficiencia es alcanzada por dejar que el generador de gas opere a máxima eficiencia mientras que la turbina de potencia opere a grandes velocidades. El compresor que utiliza regularmente es de flujo axial subsónico de 10 a 16 etapas, el cual produce una relación de presiones que varía de 5:1 a 15:1.

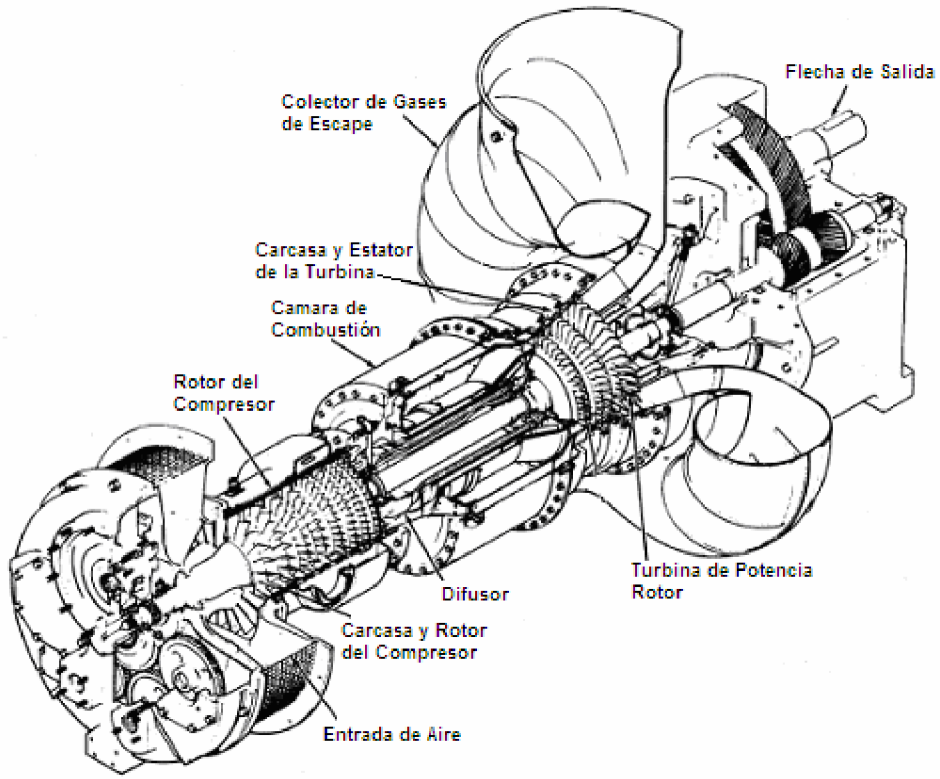

Fig. 1.7 Turbina de Gas tipo Industrial.

La turbina del generador de gas usualmente es axial de 2 a 3 etapas refrigeradas por inyección de aire en los álabes de la primera etapa. La turbina de potencia es regularmente una turbina de flujo axial de una sola etapa o en algunos casos de dos etapas. Estas turbinas operando en ciclo simple nos dan bajas eficiencias pero pueden ser mejoradas utilizando regeneradores para aprovechar los gases de escape.

1.4.4 TURBINAS DE GAS PEQUEÑAS

La mayoría de las turbinas de gas pequeñas producen alrededor de 5MW son de diseño similar a las turbinas de gran tamaño; sin embargo hay muchos diseños que incorporan compresores centrífugos o combinaciones de compresores centrífugos y axiales o bien con turbinas de entrada radial. Una turbina pequeña generalmente consiste de una sola etapa del compresor centrifugo produciendo una relación de presiones superior a 6:1, una cámara de combustión de un solo lado donde la temperatura es de alrededor de 982°C (1800°F), y una turbina de flujo de entrada radial. La Fig. 1.8 muestra un esquema típico de una turbina pequeña.

La eficiencia en estas turbinas habitualmente son mucho menores que las antes mencionadas por la limitante de temperatura de entrada a la turbina de flujo radial y la baja eficiencia de sus componentes. La temperatura de entrada es limitada por que los álabes no son refrigerados. Además que los compresores de flujo radial tienen una menor eficiencia que los de flujo axial. Son de diseño simple pero nos proporcionan muchas horas de funcionamiento libre de fallas.

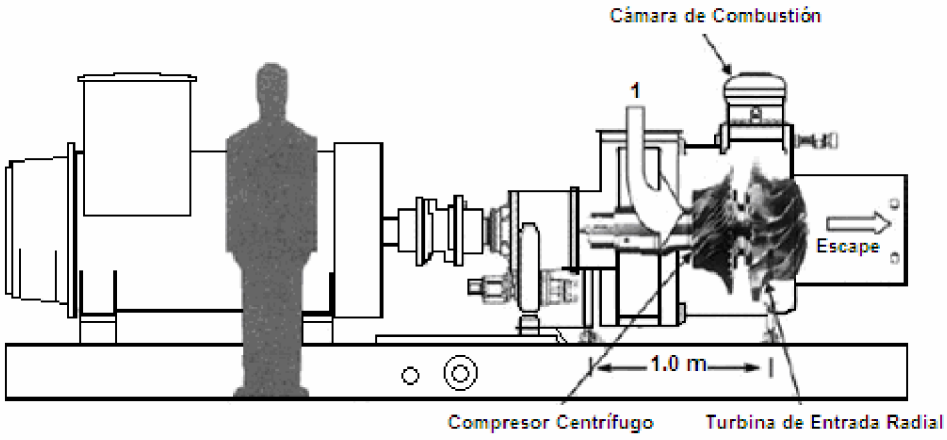

Fig. 1.8 Corte de una Turbina de Gas Pequeña de Flujo Radial.

1.4.5 MICRO TURBINAS

Cuando se habla de micro turbinas nos referimos a unidades que generan una potencia menor a los 350kW. Los combustibles más comunes que utilizan son el Diesel y gas natural. Utilizan tecnología de reciente desarrollo. Pueden utilizar turbinas de entrada radial o axial. El costo inicial, eficiencia y emisiones contaminantes son los más

importantes criterios de diseño en estas unidades. Las micro turbinas son muy compactas, tienen bajo costo de manufactura, alta eficiencia, operación estable, arranques rápidos, y mínimas emisiones.

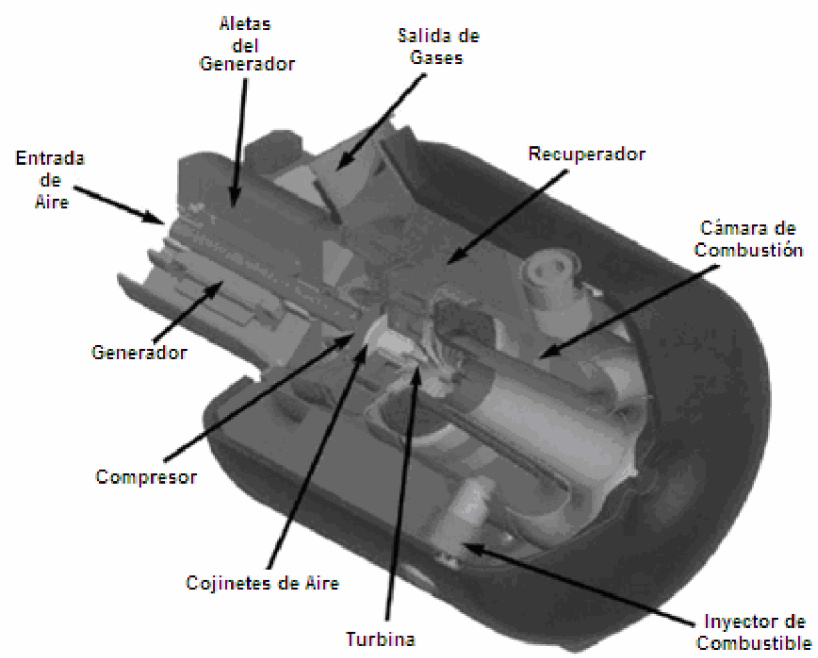

Fig. 1.9 Esquema de una Micro turbina.

1.5 MOTORES PARA AVIACIÓN

Hay cinco tipos básicos de motores de propulsión a chorro: el turborreactor, el turbohélice, el turboeje, el turboventilador, y el estatorreactor (ramjet). El turborreactor y el estatorreactor usan mucho combustible. El turbohélice y el turboventilador utilizan menos combustible. Cualquiera de estos motores genera una fuerza propulsora mayor a la de un avión propulsado por una hélice normal. Estos motores a excepción del estatorreactor cuentan con los 5 componentes descritos anteriormente: la entrada de aire, un compresor, una cámara de combustión, una turbina, y un difusor de salida.

Un dispositivo de postcombustión (afterburner) puede ser agregado para generar aún más potencia (empuje). Sin embargo, el dispositivo de postcombustión utiliza mucho combustible y sólo puede ser utilizado por poco tiempo.

1.5.1 TURBORREACTOR

Los motores atmosféricos más empleados son los turborreactores. Después de que el aire pase al motor, su presión se aumenta mediante un compresor antes de entrar en la cámara de combustión. La potencia necesaria para mover el compresor proviene de una turbina situada entre la cámara de combustión y la tobera.

Casi todos los reactores de avión emplean un compresor de flujo axial, en el que el aire tiende a fluir en la dirección del eje pasando sucesivamente por una serie de grupos de aspas fijas y giratorias, llamadas estatores y rotores. Las aspas están situadas de forma que el aire entra en cada grupo a gran velocidad. Al fluir a través de las aspas, su velocidad disminuye, con lo que aumenta la presión. Los compresores modernos de flujo axial pueden aumentar la presión 24 veces en 15 etapas; cada conjunto de estatores y rotores forma una etapa.

A continuación, el aire comprimido entra en la cámara de combustión, donde se mezcla con combustible vaporizado y se quema. Para obtener el máximo rendimiento, la temperatura de combustión debería ser la máxima que se pudiera obtener de la combustión completa del oxígeno y el combustible. Sin embargo, esta temperatura calentaría la turbina en exceso; las temperaturas de entrada en la turbina, que actualmente limitan la potencia de los turborreactores, no pueden superar los 1100 °C aproximadamente, debido a las limitaciones térmicas de los materiales. Para reducir la temperatura de entrada a la turbina sólo se quema parte del aire comprimido. Esto se consigue dividiendo el aire al entrar en la cámara de combustión: parte del aire se mezcla con el combustible y se inflama, y el resto se emplea para enfriar la turbina.

En la turbina, que actúa de forma inversa al compresor, los gases se expanden parcialmente al pasar de forma alternativa por estatores y rotores. Al entrar en cada grupo de aspas, la velocidad es baja; el gas se expande y acelera a la vez que hace girar el rotor. La turbina mueve el compresor, al que está unido por un eje que pasa por el centro del motor, y también proporciona la potencia necesaria para la bomba de combustible, el generador eléctrico y otros accesorios.

Los gases, que en ese momento están a una presión intermedia, se expanden por último en una tobera dirigida hacia atrás para alcanzar la elevada velocidad de salida. Para obtener el máximo empuje, la tobera debería expandir los gases hasta la presión de la atmósfera circundante. En la práctica, sin embargo, una tobera así sería demasiado grande y pesada. Las toberas reales son más cortas, lo que hace que la presión de salida sea más alta y el empuje del motor sea algo menor.

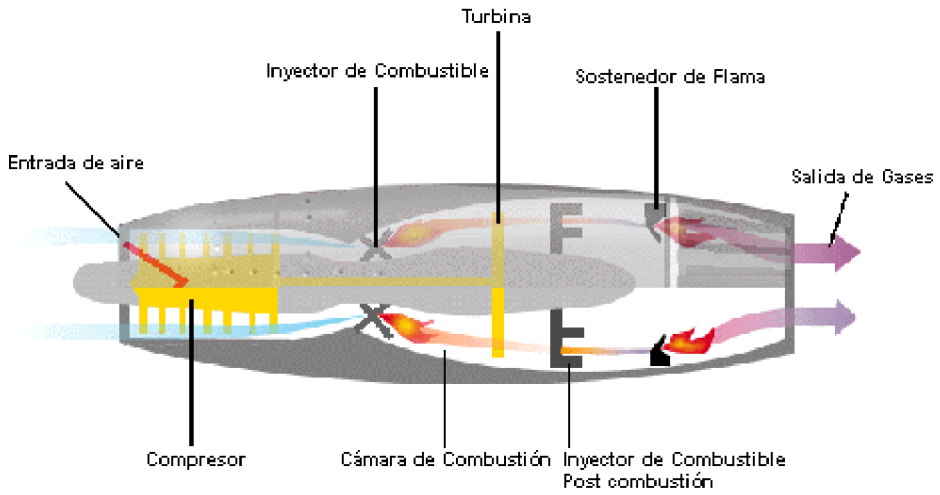

Fig.1.10 Esquema Típico de un Turborreactor.

Un turborreactor no puede arrancar directamente estando parado o detenido; primero hay que hacer que el eje empiece a girar mediante un motor de arranque externo. En ese momento, el combustible se inflama mediante una bujía calentada. Una vez en marcha el motor, la combustión se mantiene sin necesidad de bujía.

El empuje de un turborreactor disminuye cuando aumenta la temperatura del aire circundante, porque la menor densidad del aire caliente reduce la masa que fluye a través del reactor. En días cálidos, el empuje para el despegue puede aumentarse inyectando agua en la entrada del compresor para enfriar el aire mediante la evaporación del agua.

En los motores militares, un llamado postcombustión instalado entre la turbina y la tobera puede proporcionar impulsos de aceleración o empuje adicional para el despegue y el ascenso. En el postcombustión se añade más combustible al chorro de gases de escape para quemar el oxígeno que no se ha empleado en la cámara de combustión; este proceso aumenta tanto el volumen del gas como la velocidad del chorro. Sin embargo, la baja eficiencia del postcombustión restringe su uso a situaciones que exijan una gran aceleración momentánea.

1.5.2 TURBOVENTILADORES O REACTORES DE DOBLE FLUJO

El turboventilador es una mejora del turborreactor básico. Parte del aire entrante se comprime sólo parcialmente y se desvía para que fluya por una carcasa exterior hasta el final de la turbina. Allí se mezcla con los gases calientes que salen de la turbina, antes de llegar a la tobera. Un reactor de doble flujo tiene mayor empuje para el despegue y el ascenso y es más eficiente; el aire que fluye por el exterior refrigera el motor y reduce el nivel de ruido.

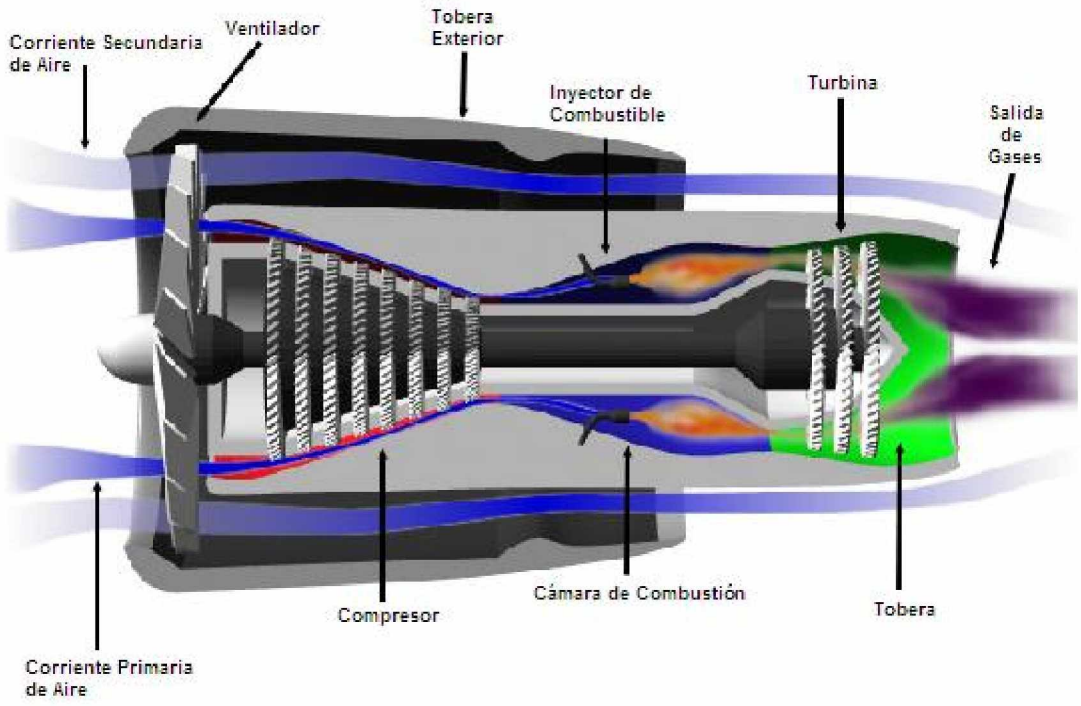

Fig. 1.11 Esquema de un Turboventilador.

En algunos motores, el aire que fluye por el exterior no se vuelve a mezclar en el reactor sino que escapa directamente. En este tipo de motor de doble flujo, sólo una sexta parte del aire entrante atraviesa todo el reactor; los otros cinco sextos se comprimen en la primera etapa del compresor o ventilador y después salen al exterior. En las partes de alta y baja presión del motor se necesitan velocidades de rotación distintas. Esta diferencia se logra instalando dos combinaciones de turbina y compresor en dos ejes concéntricos llamados rodetes gemelos. Dos etapas de turbina de alta presión mueven las once etapas de compresor de alta presión montadas en el eje exterior, y cuatro etapas de turbina mueven el ventilador y cuatro etapas de compresor de baja presión en el eje interno. Un ejemplo de motor de este tipo es el reactor JT9D−3, que pesa unos 3850 kg y puede alcanzar un empuje en el despegue de unos 20000 kg. Esto es el doble del máximo empuje disponible en los aviones comerciales más grandes antes de la llegada del Boeing 747.

Las investigaciones actuales en turborreactores y turboventiladores se centran sobre todo en lograr un funcionamiento más eficiente de los compresores y turbinas, en diseñar sistemas especiales de refrigeración de las aspas de la turbina para permitir mayores temperaturas de entrada a la turbina y en reducir el sonido del reactor.

1.5.3 TURBOHÉLICES

En un motor de turbohélice ver Fig.1.12, una hélice montada delante del reactor es propulsada por una segunda turbina o turbina libre o por etapas adicionales de la turbina que mueve el compresor. Alrededor de un 90% de la energía de los gases expandidos se absorbe en la parte de la turbina que mueve la hélice, con lo que sólo un 10% se emplea para acelerar el chorro de gases de escape. Esto hace que el chorro sólo suponga una pequeña parte del empuje total. Los turbohélices tienen determinadas ventajas para aviones pequeños y medianos a velocidades de hasta 500 o 600 km/h. Sin embargo, no pueden competir con los turborreactores o turboventiladores en aviones muy grandes o velocidades mayores.

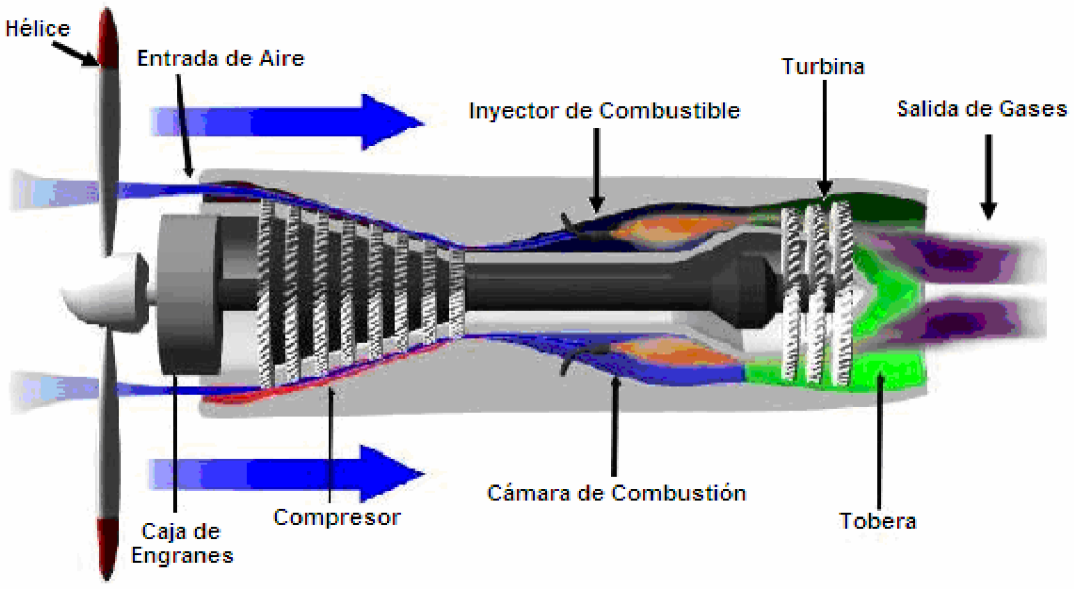

Fig. 1.12 Esquema de un Turbohélice.

1.5.4 TURBOEJE

La configuración de los motores turboshaft o turboeje es muy similar a la de los turbohélices ver Fig. 1.13. Gran parte de la energía producida por la unidad generadora de gases es empleada para mover el rotor de un helicóptero a través de un sistema de transmisión o para generación auxiliar de potencia eléctrica o neumática algunas aeronaves en sistemas conocidos como unidades de potencia auxiliar (APU).

El los motores turboeje para helicóptero se emplea principalmente el sistema de turbina libre para extraer la energía de los gases necesaria para mover el sistema de transmisión y los accesorios.

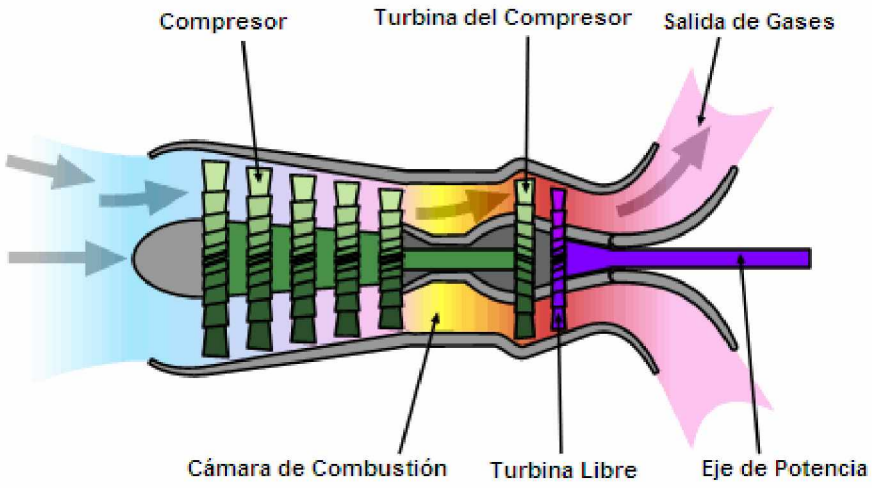

Fig. 1.13 Esquema de un Turboeje.

1.6 CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DE UN MOTOR TURBOEJE

El cálculo que se realizara a continuación nos servirá como base para conocer algunos parámetros termogasodinamicos que se utilizaran en el cálculo del compresor axial y compresor centrifugo. Para este cálculo se considero un motor turboeje para un helicóptero Bell 406 CS con compresor centrífugo como la mostrada en la Fig. 1.14 y que se detalla en una vista esquemática en la Fig. 1.15.

Fig.1.14 Vista del Motor Turboeje Típico

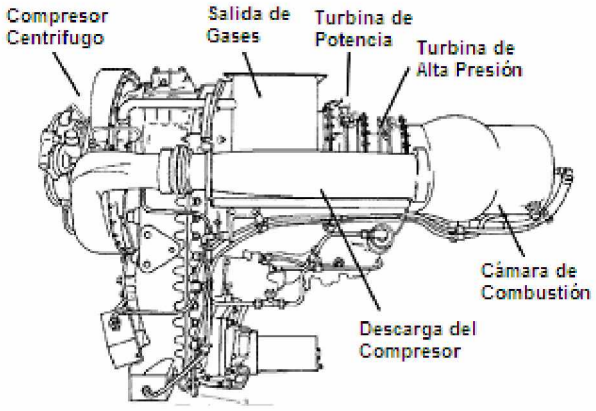

Fig. 1.15 Esquema del Motor Turboeje con componentes principales

1.6.1 ALGORITMO DEL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL MOTOR TURBOEJE

Para realizar el cálculo termogasodinámico del motor turboeje con turbina libre se programo el algoritmo que se vera en esta sección en Visual Basic 6. El nombre del programa es “TURBOEJE”, este programa consta de una ventana donde se introducen los datos de entrada, y también se muestran los resultados por sección del motor turboeje.

Datos de Entrada

H=0 [km] - altura del vuelo,

M_H=0 - numero de Mach del vuelo,

T_0=288.15 [K] - temperatura estática en la admisión,

P_0=101325 [Pa] - presión estática en la admisión,

N_e=500 [kW] - potencia efectiva del turboeje,

π^*_C= 8.4 - relación de las presiones totales del compresor,

T^*_3=1060 [K] - temperatura total del gas en la entrada de la turbina,

η_C=0.86 - rendimiento isentrópico del compresor,

η^*_{TC}=0.915 - rendimiento isentrópico de la turbina del compresor,

C_5=100 [m/s] - velocidad del gas en la salida de la tobera,

σ_{inl}=0.97 - coeficiente de recuperación de la presión total en la admisión,

σ_{CC}=0.96 - coeficiente de la recuperación de la presión total en la cámara de combustión,
η_b=0.98 - coeficiente de la efectividad de la combustión (coeficiente de la perfección de la combustión),
σ_{outl}=0.97 - coeficiente de la recuperación de la presión total en la tobera,
σ_p=0.98 - coeficiente de la recuperación de la presión total en los ductos entre de las turbinas,
η_m=0.985 - rendimiento mecánico de la transmisión,
H_u=43000 [kJ/kg] - valor del calor especifico,
L_0=14.8 [*a*kg/*f*kg] - relación aire-combustible (teórico),
C_P=1005 [J/kg K] - calor especifico a la presión constante para el aire,
C_{Pg}=1160 [J/kg K] - calor especifico a la presión constante para el gas,
K=1.4 - índice adiabático para el aire,
K_g=1.33 - índice adiabático para el gas.
Nota 1: En los puntos 1-7 el valor del aire es 1[kg/s]
Nota 2: En los puntos 3-7 el valor del gasto másico es $G_g \approx G_a$

Algoritmo de Cálculo

1. Admisión

Por $H = 0; M_{_H} = 0$

$$T_o^* = T_0, [K] \quad (1.1)$$

$$P_0^* = P_0, [Pa] \quad (1.2)$$

2. Entrada del compresor

$$T_1^* = T_0^*, [K] \quad (1.3)$$

$$P_1^* = P_0^* \sigma_{inl}, [Pa] \quad (1.4)$$

3. Salida del compresor

$$\eta_C^* = \frac{\eta_C}{\eta_m} \quad (1.5)$$

$$T_2^* = T_1^* \left(1 + \frac{\pi_C^{*\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_C^*} \right), [K] \quad (1.6)$$

$$P_2^* = P_1^* \pi_C^*, [Pa] \quad (1.7)$$

$$L_C^* = c_P \left(T_2^* - T_1^* \right), \left[\frac{J}{kg} \right] \quad (1.8)$$

4. Salida de la cámara de combustión

T*$_3$, [K] – temperatura total en la entrada de la turbina, de los datos de entrada

$$P_3^* = P_2^* \sigma_{CC}, [Pa] \tag{1.9}$$

De tablas especiales como función de la temperatura para cálculo del consumo relativo de la combustión obtenemos los siguientes parámetros. $(c_p T_2^*), (c_p T_3^*), (iT_3^*)$

$$q_f = \frac{(c_p T_3^*) - (c_p T_2^*)}{\eta_b H_u - (iT_3^*) + (c_p T_2^*)} \tag{1.10}$$

$$\alpha_{CC} = \frac{1}{q_f L_0} \tag{1.11}$$

5. Salida de la turbina del compresor

$$L_{TC}^* = \frac{L_C^*}{\eta_m}, \left[\frac{J}{kg}\right] \tag{1.12}$$

$$\pi_{TC}^* = \frac{1}{\left(1 - \frac{L_{TC}^*}{c_{Pg} T_3^* \eta_{TC}^*}\right)^{\frac{kg}{kg-1}}} \tag{1.13}$$

$$T_{4'}^* = T_3^* - \frac{L_{TC}^*}{c_{Pg}}, [K] \tag{1.14}$$

$$P_{4'}^* = \frac{P_3^*}{\pi_{TC}^*} \sigma_p, [Pa] \tag{1.15}$$

6. Salida de la turbina libre

$$L_e = c_{p_g} T_{4'}^* \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_{4'}^*}{P_0}\right)^{\frac{kg-1}{kg}}}\right], \left[\frac{J}{kg}\right] \tag{1.16}$$

$$L_{FT} = L_e \eta_{\exp} - \frac{C_5^2}{2}, \left[\frac{J}{kg}\right], \tag{1.17}$$

Donde η_{exp} es el rendimiento del proceso de la expansión en la turbina libra y en la tobera $\left(\eta_{exp} \approx \eta_{TC}^{*}\right)$,

$$T_4^* = T_{4'}^* - \frac{L_{FT}}{c_{Pg}}, \text{ [K]} \tag{1.18}$$

$$T_5^* = T_4^*, \text{ [K]} \tag{1.19}$$

$$T_5 = T_4^* - \frac{C_5^2}{2\,c_{Pg}}, \text{[K]} \tag{1.20}$$

$$P_5^* = P_0\left(\frac{T_4^*}{T_5}\right)^{\frac{kg}{kg-1}}, \text{[Pa]} \tag{1.21}$$

$$P_4^* = \frac{P_5^*}{\sigma_{outl}}, [Pa] \tag{1.22}$$

$$\pi_{FT}^* = \frac{P_{4'}^*}{P_4^*} \tag{1.23}$$

$$\pi_{T\Sigma}^* = \frac{P_3^*}{P_4^*} = \frac{\pi_{TC}^* \pi_{FT}^*}{\sigma_p} \tag{1.24}$$

7. Parámetros específicos del turboeje

$$N_{e_{sp}} = \frac{L_{FT}}{1000}, \left[\frac{kW.s}{kg}\right] \tag{1.25}$$

$$C_{e_{sp}} = 3600\frac{q_f}{N_{e_{sp}}}, \left[\frac{kg}{kW.s}\right] \tag{1.26}$$

8. Gastos másicos del aire y de la combustible

$$G_a = \frac{N_e}{N_{e_{sp}}}, \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{1.27}$$

$$G_f = C_{e\,sp} N_e, \left[\frac{kg}{s}\right] \tag{1.28}$$

1.6.2 RESULTADOS DEL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL MOTOR TURBOEJE

Los resultados obtenidos con el programa “Turboeje” se muestran a continuación. Los parámetros de Presiones y Temperaturas totales a lo largo del ducto del motor se muestran en la Tabla 1.3. Donde la sección 0-0 representa los valores iniciales a la entrada del compresor, la sección 0-1 corresponde a la admisión (A), la sección 1-2 correspondiente al compresor (C), la sección 2-3 representa la cámara de combustión (CC), en la sección 3-4’ se refiere a la turbina del compresor (TC), la sección 4’-4 se esquematiza la turbina libre o de potencia (TL) y finalmente en la sección 4-5 se refiere a la tobera (T).

L^*_C =277577 [J/kg] - trabajo del compresor;

L^*_{TC} =281804 [J/kg] - trabajo de la turbina del compresor;

π^*_{TC} =3.196 – relación de las presiones totales en la turbina del compresor;

q_f =0.020 – consumo relativo del combustible;

α_{CC} =3.344 – coeficiente del exceso del aire;

L_e =184921 [J/kg] – trabajo específico libre del ciclo;

L^*_{FT} =164202 [J/kg] – trabajo específico de la turbina libre;

π^*_{FT} =2.27 – relación de las presiones totales en la turbina libre;

$\pi^*_{T\Sigma}$ =7.39 – relación sumaria de las presiones totales en las turbinas;

Ne_{sp} =164.202 [kW.s/kg] - potencia especifica;

C_e = 0.443 [kg/kW.h] - consumo especifico del combustible (SFC);

G_a = 3.045 [kg/s] - gasto másico del aire;

C_f = 221.504 [kg/h] - consumo del combustible.

Tabla 1.3 TEMPERATURAS Y PRESIONES TOTALES A LO LARGO DEL DUCTO DEL MOTOR TURBOEJE

Sección	T^*, K	P^*, Pa
0-0	288.15	101325
0-1	288.15	98285
1-2	564.35	825596
2-3	1060	792572
3-4’	817.06	243006
4’-4	675.51	107189
4-5	675.51	103973

1.6.3 DISTRIBUCIÓN DE PARÁMETROS TOTALES A LO LARGO DEL DUCTO DEL MOTOR

Con la ayuda de los datos mostrados en la Tabla 1.3 se realizo un grafico Fig. 1.16 en donde se visualiza de manera esquemática como varían los parámetros totales en cada sección del motor turboeje.

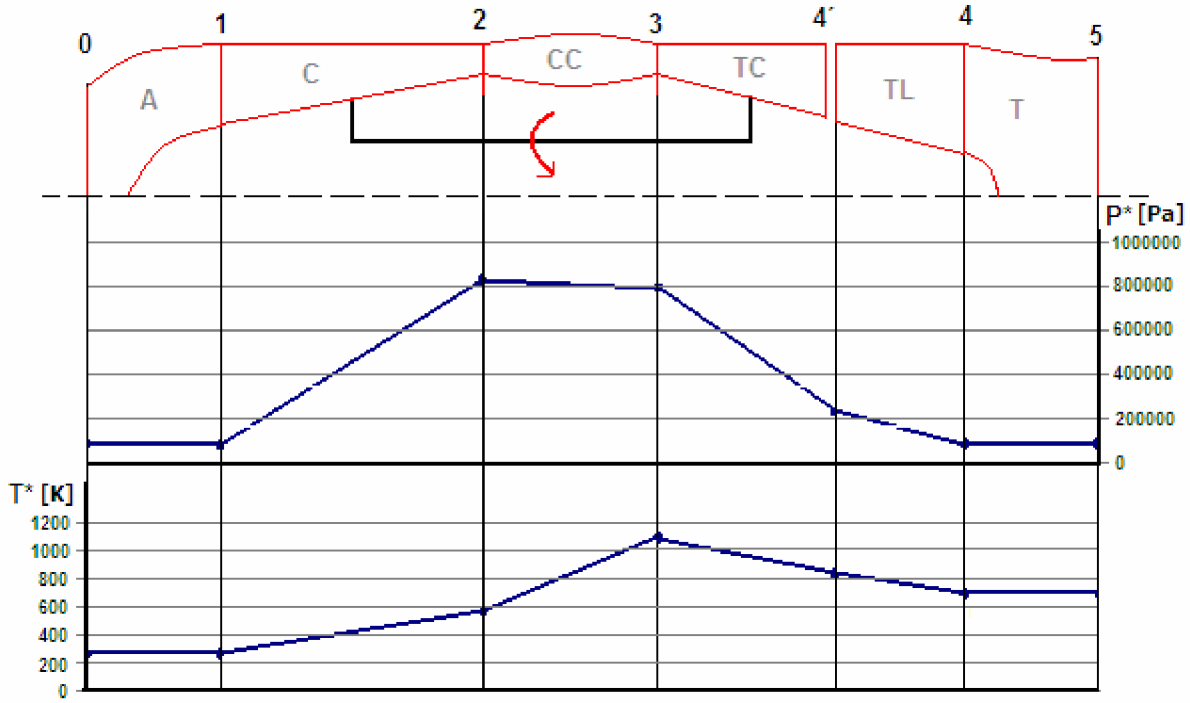

Fig.1.16 Variación de los Parámetros Totales a lo largo del Ducto del Motor

CONCLUSIONES

En este capitulo se realizó el cálculo termogasodinámico de la planta de potencia de manera general. De este cálculo podemos concluir que los datos obtenidos son una buena base para el desarrollo termogasodinámico de una unidad en especifico, en nuestro caso para el compresor centrifugo. Los valores que mas nos interesan son los valores a la entrada del compresor como son: Temperatura total a la entrada del compresor, presión total en la entrada del compresor, así como también la velocidad absoluta en la entrada del compresor ya que estos serán datos de entrada para el calculo termogasodinámico del compresor axial y centrífugo.

La distribución de parámetros obtenidos con la ayuda del programa “TURBOEJE” es lo que se esperaría con lo visto en las especificaciones técnicas del motor turboeje.

CAPITULO 2

2 TURBOMÁQUINAS TIPO COMPRESOR

Las turbomáquinas térmicas tipo compresor sirven para comprimir un gas; se pueden dividir en dos grupos: soplantes y compresores. Las turbo máquinas hidráulicas (TMH) para gases se denominan ventiladores.

Los ventiladores generan un incremento de presión total ΔP^* pequeño, del orden de 10000 Pa, o una relación de presiones 1.1:1. Si el incremento de presiones no excede el valor indicado, la variación de volumen específico del gas a través de la máquina se puede despreciar en el cálculo de la misma, por lo que el ventilador es una TMH.

En la actualidad, en el diseño de una turbomáquina hay que tener en cuenta la compresibilidad del fluido para incrementos de presión menores, hasta 30000 Pa, por lo que los ventiladores, hasta dicho incremento de presión, se pueden diseñar como TMH.

Los soplantes son máquinas destinadas a comprimir generalmente aire, en las que la relación de compresión es (1.1:1 < π_c < 3); generalmente no cuentan con refrigeración incorporada y, los mas comunes, son de un único escalonamiento. Así por ejemplo, para el aire que se precalienta en los recuperadores de los altos hornos, la soplante tiene que impulsarle a una presión equivalente a la resistencia de la conducción, más la resistencia de las toberas de inyección en la zona de fusión de los hornos, con una relación de compresión del orden de 3, utilizándose en estas circunstancias sopladores de varios escalonamientos, en los que el aire no se refrigera, ya que posteriormente habría que precalentarle antes de introducirle en el horno.

Las soplantes se pueden clasificar en función de la relación de compresión π_c en la forma:

Soplador de BP	π_c *= 1,1 a 1,5*
Soplador de MP	π_c *= 1,5 a 2,5*
Soplador de AP	π_c *= 2,5 a 4.*

La velocidad angular de los sopladores varía de 3000 a 21000 rpm.

Los compresores son máquinas térmicas que comprimen gases con relaciones de presiones mayores, y por ello tienen incorporada refrigeración, a no ser que su destino aconseje lo contrario, como sucede en los compresores de las turbinas de gas en donde se aprovecha el aumento de temperatura en el compresor para disminuir el consumo de combustible.

Tanto los sopladores como los compresores pueden ser radiales o centrífugos, diagonales (semiaxiales o de flujo mixto) y axiales, siendo los primeros y los últimos los más importantes.

Aunque en el campo de las grandes presiones (400000 a 22000000 Pa) el compresor alternativo es aún insustituible, la evolución de las Turbomáquinas tipo compresor hace posible su aplicación a presiones cada vez más elevadas, con grandes caudales, lográndose máquinas de mayor potencia unitaria y de mejor rendimiento.

Uno de los factores que más han influido en la investigación de la mejora de rendimientos en los compresores ha sido el desarrollo de la turbina de gas en los últimos años, ya que el compresor forma parte integral de dicha máquina; la potencia neta de una turbina de gas es igual a la potencia útil desarrollada por la turbina, menos la potencia absorbida por el compresor, por lo que la mejora del rendimiento del compresor es de gran influencia en el desarrollo de la turbina de gas.

En las turbinas de gas de aviación, el compresor axial en comparación con el compresor centrífugo ofrece la ventaja de mayor caudal para una misma sección transversal, por lo que el avión dotado de turborreactor con compresor axial tiene un coeficiente de arrastre menor, en igualdad de potencia, que el dotado de compresor centrífugo.

La compresión de gases, y muy especialmente la del aire, es un proceso industrial muy frecuente; si los caudales de aire o de gas son relativamente elevados, y las presiones no son excesivas, las turbomáquinas tipo compresor aventajan a los compresores alternativos y rotativos de desplazamiento positivo.

Las ventajas de las turbomáquinas tipo compresor en comparación con los compresores alternativos son:

- *Construcción compacta*
- *Volumen de máquina reducido*
- *Seguridad de funcionamiento*
- *Mantenimiento prácticamente nulo*
- *Carencia de desgaste*
- *Escasa cimentación*
- *Montaje sencillo*
- *Marcha exenta de vibraciones*
- *Regulación progresiva fácil*
- *Carencia de vibraciones en los conductos de gas*
- *Empleo de motores eléctricos normales, para su accionamiento*
- *Pequeño consumo de corriente eléctrica en el arranque*
- *Carencia de problemas de mezcla del aceite de lubricación con el gas, etc.*

Estas ventajas justifican la introducción de los compresores centrífugos y axiales en la industria y su penetración cada vez mayor en el campo hasta ahora reservado a los compresores alternativos, sobre todo cuando se requieren caudales másicos elevados.

Las mayores dificultades encontradas en el desarrollo de los compresores axiales provienen del proceso de flujo, ya que cuando un fluido se acelera rápidamente en un conducto experimenta una pérdida moderada de la presión total, mientras que si experimenta una rápida deceleración, da lugar a gradientes adversos de presión, que se pueden traducir en desprendimientos de la capa límite de la corriente y en consecuencia provocar grandes pérdidas. Por ello, para limitar las pérdidas durante la difusión, la

relación de desaceleración del flujo a través de las coronas de álabes tiene que mantenerse en valores bajos, circunstancia que implica que para una relación de compresión dada, un compresor axial tenga muchos escalonamientos.

2.1 CLASIFICACIÓN DE LOS COMPRESORES

Los compresores se clasifican, según la dirección del flujo, en los tres tipos siguientes, Fig. 2.1:

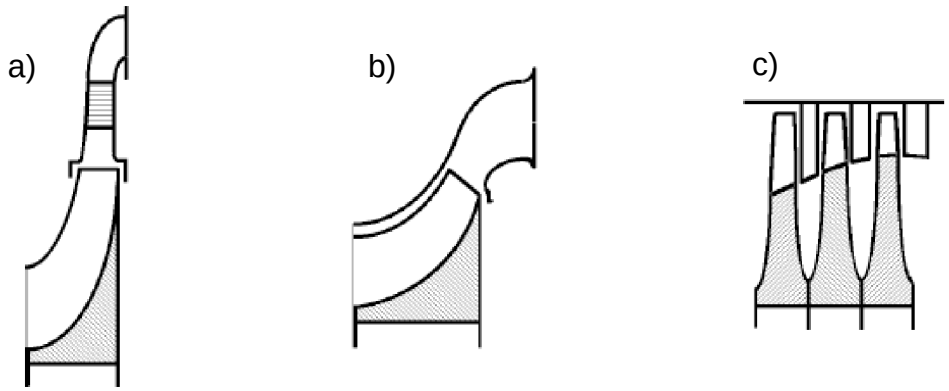

Fig. 2.1 Cortes de un compresor: a) Radial; b) Diagonal; c) Axial

Los compresores radiales y diagonales se denominan compresores centrífugos; la teoría fundamental de los compresores diagonales no difiere de la de los compresores centrífugos. El diseño específico del rodete de doble curvatura, característico de las turbomáquinas diagonales, es análogo al empleado en las bombas centrífugas helicoidales. El compresor diagonal puede suministrar un caudal de 2 a 3 veces mayor que un compresor del mismo diámetro con un rendimiento un 5% mayor. Se utiliza para humos, gas de alto horno, plantas de desulfurización, industrias de productos farmacéuticos y alimenticios, túneles de aireación, etc.

2.1.2 RENDIMIENTO DE LOS COMPRESORES

Aunque el compresor axial tiene mejor rendimiento que el centrifugo, es mucho más sensible a las variaciones de la carga; su rendimiento disminuye más rápidamente al variar las condiciones de funcionamiento con relación al punto de diseño, Fig. 2.2; la curva de rendimiento en función del gasto másico del compresor centrifugo es más plana (horizontal) que la del compresor axial.

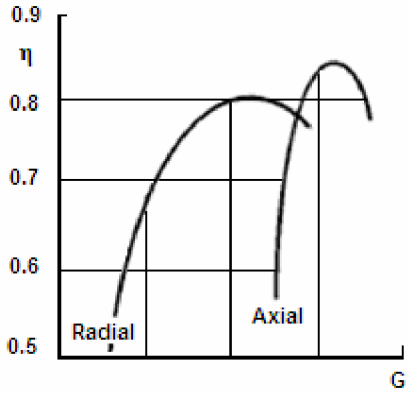

Fig. 2.2 Curvas típicas de rendimiento en función del gasto másico de un compresor: a) centrífugo; b) axial.

En la Fig. 2.3 se indican las curvas características relación de presiones (P_2/P_1) en función del caudal volumétrico Q_1 a la entrada de la maquina, a diferentes números de revoluciones, correspondientes a un compresor centrífugo y axial respectivamente.

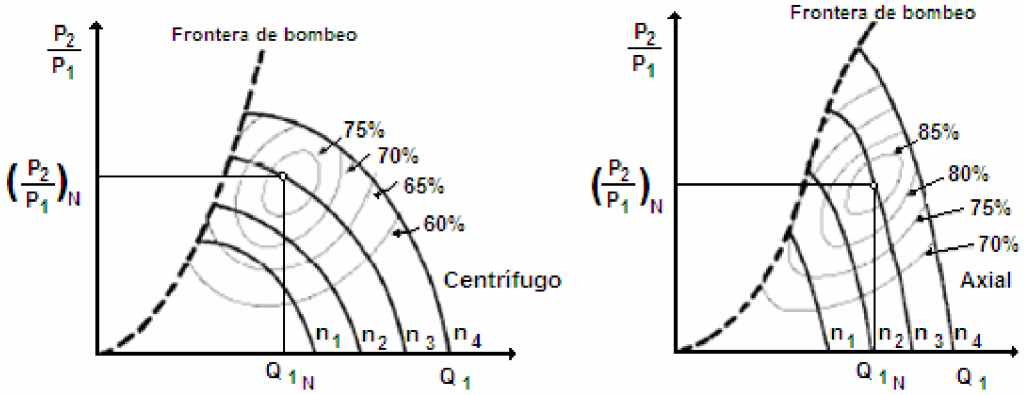

Fig. 2.3 Curvas características de un compresor: a) centrífugo; b) axial, con las curvas límites de bombeo

2.1.3 FUNCIONAMIENTO INESTABLE (SURGING O BOMBEO)

En los compresores, para cada valor de *n* hay un caudal mínimo por debajo del cual el flujo se rompe y su funcionamiento se vuelve inestable; éste fenómeno depende fundamentalmente del número de Mach M periférico del rodete. Para números M bajos, la carga crítica es del orden del 50% de la de diseño, mientras que para valores del número M elevados, la carga crítica puede llegar a ser del 100% de la de diseño.

Al disminuir el gasto másico por debajo del 35% del de diseño (cargas reducidas), la cantidad de fluido no es suficiente para que el compresor pueda generar la presión dominante en el escape, y es por esto por lo que el fluido saliente del rodete al difusor tiende momentáneamente a recircular, originándose un contra flujo, desde el difusor hacia el rodete, acompañado de vibraciones, ruido y desprendimiento de la capa límite, descendiendo algo la presión de escape; en esta nueva situación, y cuando ha entrado en el rodete suficiente fluido de reflujo, la compresión normal se restablece nuevamente,

descargándose el fluido al difusor, momento en el que otra vez se vuelve a repetir el proceso inestable, y así sucesivamente.

Este fenómeno es ruidoso y origina una sobrecarga en los cojinetes así como temperaturas de descarga excesivas a causa de que el mismo fluido se comprime repetidamente.

En consecuencia hay que evitar las condiciones que ocasionan este mal funcionamiento y de ahí la existencia, para cada velocidad de giro, de un valor mínimo del caudal Q tanto más pequeño cuanto menor sea *n*, por debajo del cual el funcionamiento se hace inestable.

El lugar geométrico de estos valores mínimos constituye la denominada curva límite de compresión o de bombeo, siendo el compresor axial más sensible a este fenómeno, mientras que el compresor centrífugo tiene una zona mayor de funcionamiento estable.

2.2 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPRESORES AXIALES

El compresor de flujo axial trabaja acelerando el fluido y después difundiéndolo para obtener un incremento de presión. El fluido es acelerado por el rotor que es una fila de álabes móviles y la difusión es llevada acabo por el estator que esta formado por una fila de álabes fijos o estacionarios de configuración divergente. La difusión en el estator convierte el incremento de velocidad obtenido del rotor en un incremento de presión. Un compresor consiste de varias etapas. Una etapa se forma por un rotor y un estator. Una fila adicional de álabes en la entrada es usada generalmente en la entrada del compresor para asegurarse que el aire entre en el rotor de la primera etapa con el ángulo deseado. Adicional al estator, se agrega otro difusor a la salida del compresor para dirigir y controlar el flujo a la entrada de la cámara de combustión.

En el compresor axial el incremento de presión es pequeño al pasar de etapa a etapa. Se puede incrementar de 1.1:1 a 1.4:1 y podemos obtener grandes eficiencias. El uso de múltiples etapas permite que la presión aumente en promedio alrededor de 40:1. La Fig. 2.4 muestra una turbina con compresor axial con múltiples etapas de alta presión. El bajo incremento de presión por etapa también simplifica los cálculos ya que se puede considerar el fluido como incompresible por etapa.

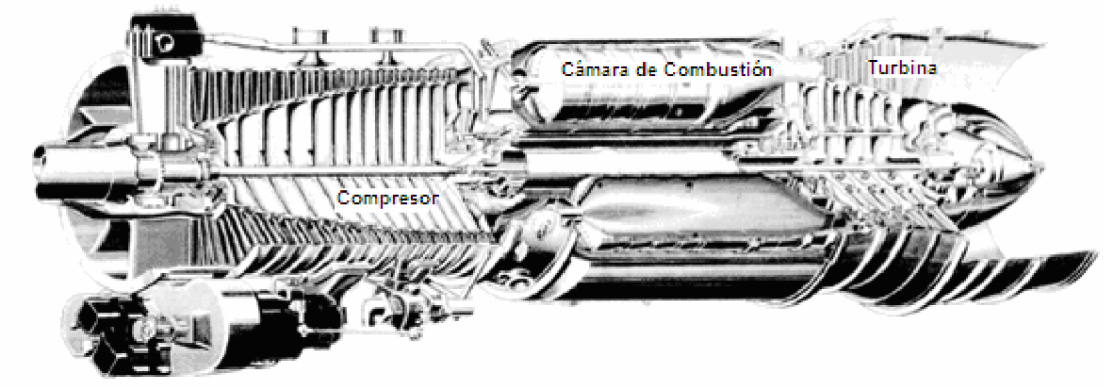

Fig. 2.4 Sección interior de una turbina axial.

Como otro tipo de roto maquinaria, un compresor axial se puede describir por un sistema de coordenadas cilíndricas. El eje Z se considera la longitud del eje del compresor, el radio *r* es la distancia del eje a la punta del álabe, y el ángulo de rotación θ es el ángulo formado por los álabes en la Fig. 2.5

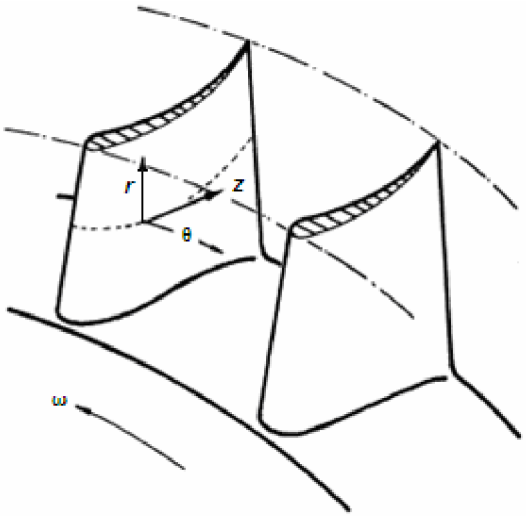

Fig. 2.5 Sistema de Coordenadas para un Compresor de Flujo Axial

La Fig. 2.6 muestra la presión, velocidad y la variación de temperatura por varias etapas del compresor axial. Como indica la Fig. 2.6, la longitud de los álabes, y el área anular, la cual es el área entre la flecha y la carcasa, decrece a lo largo de la longitud del compresor. Esta reducción en el área compensa el incremento en la densidad del flujo comprimido, permitiendo una velocidad axial constante.

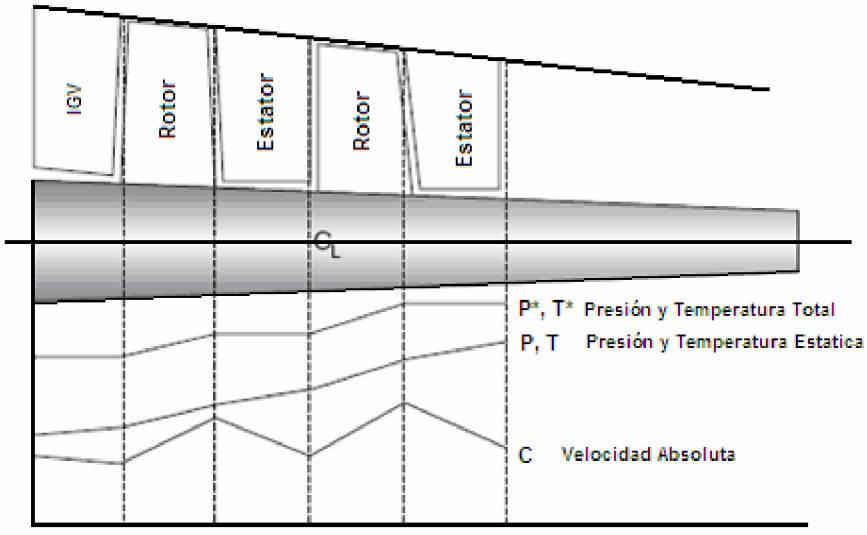

Fig. 2.6 Variación de Presión, Temperatura y Velocidad a Través de un Compresor de Flujo Axial.

2.2.1 TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES

Como se mencionó anteriormente, un compresor axial genera trabajo bajo el principio de la aceleración y difusión del fluido de trabajo. El aire entra al rotor con velocidad absoluta (C) y un ángulo α_1 como se muestra en la Fig.2.7, los cuales se combinan vectorialmente con la velocidad tangencial del álabe (U) para producir la resultante de velocidad relativa W_1 con un ángulo α_2. El flujo de aire a través de los pasajes formados por los álabes del rotor nos da una velocidad relativa W_2 con un ángulo α_4, el cual es menor a α_2 debido a la curvatura de los álabes. La combinación de la velocidad relativa en la salida y la velocidad del álabe produce una velocidad absoluta C_2 a la salida del rotor. El aire pasa por el estator, en donde cambia su ángulo, para que el aire sea dirigido al rotor de la etapa siguiente con un ángulo de incidencia mínimo. El aire entrante al rotor tiene una componente axial a una velocidad absoluta C_{z1} y una componente tangencial $C_{\theta 1}$.

Los triángulos de velocidades se pueden unir de diferentes maneras para visualizar mejor los cambios en la velocidad. Uno de los métodos para simplificar consiste en unir los triángulos en serie. Los dos triángulos se pueden superponer utilizando los lados formados por cualquier velocidad axial, la cual asumimos constante como se muestra en la Fig. 2.8a, o la velocidad del álabe como un lado común, asumiendo que la velocidad del álabe a la entrada y salida es igual como en la Fig. 2.8b.

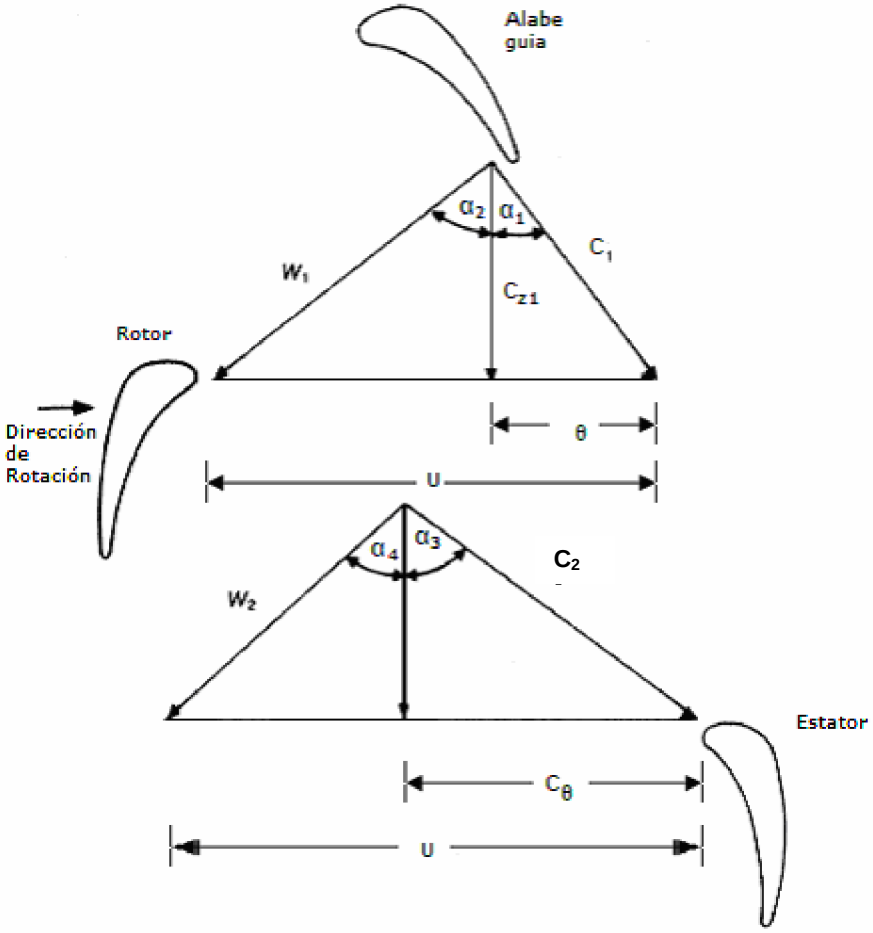

Fig. 2.7 Triángulos de velocidades típicos de un compresor axial.

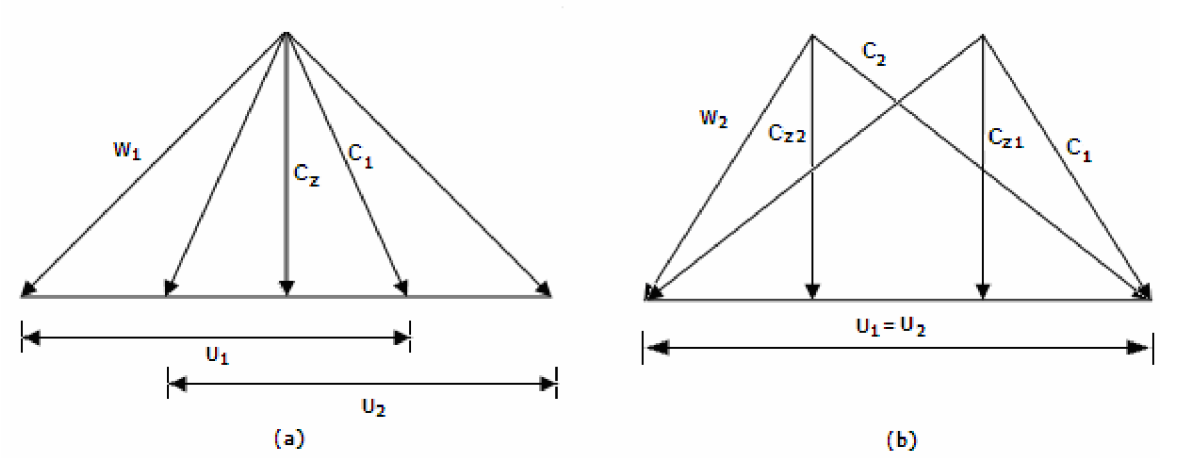

Fig. 2.8 Superposición de Triángulos de Velocidades.

2.2.2 FORMAS BÁSICAS DEL PERFIL MERIDIONAL

El diseño de la carcasa y del tambor, para que siempre se logre una disminución de la altura del álabe en el sentido del flujo, que tenga en cuenta la disminución del volumen específico con la compresión, se puede hacer de seis formas distintas, que se representan en la Fig. 2.9

Diámetro exterior d_p constante, Fig. 2.9a La disminución creciente de la altura del álabe se consigue aquí con el aumento del diámetro d_b en la base, en el sentido de la compresión.
Con este tipo de diseño se alcanzan grandes valores del trabajo de compresión por escalonamiento, del orden de, 30 a 40 kJ/kg, reduciéndose el número de escalonamientos.

Las desventajas de este diseño son:

a) Si el gasto es pequeño y la relación de compresión total es grande, los álabes de las últimas coronas móviles son muy cortos, lo que influye desfavorablemente en el rendimiento.

b) Esta construcción es tecnológicamente complicada.

Diámetro d_b constante, Fig. 2.9b En este diseño el diámetro medio del álabe d_m es variable. El trabajo por escalonamiento es menor que en el caso anterior, pero desaparecen las dos desventajas enunciadas.

Diámetro d_m constante, Fig. 2.9c

El diámetro d_m aumenta al principio y luego disminuye, Fig. 2.9d En el intervalo L_1, el diámetro d_m aumenta, para disminuir luego en el intervalo L_2.

El diámetro d_m aumenta en el sentido del flujo, Fig. 2.9e Con esta disposición se consigue disminuir el número de escalonamientos, para caudal volumétrico pequeño y grado de compresión elevado.

El diámetro d_m disminuye en el sentido del flujo, Fig. 2.9f Con este diseño se consiguen elevados rendimientos, si los caudales volumétricos son pequeños y las relaciones de compresión elevadas.

La elección de uno u otro tipo de diseño dependerá también del grado de reacción, que puede variar de un escalonamiento a otro, y de la aplicación a que se destine el compresor.

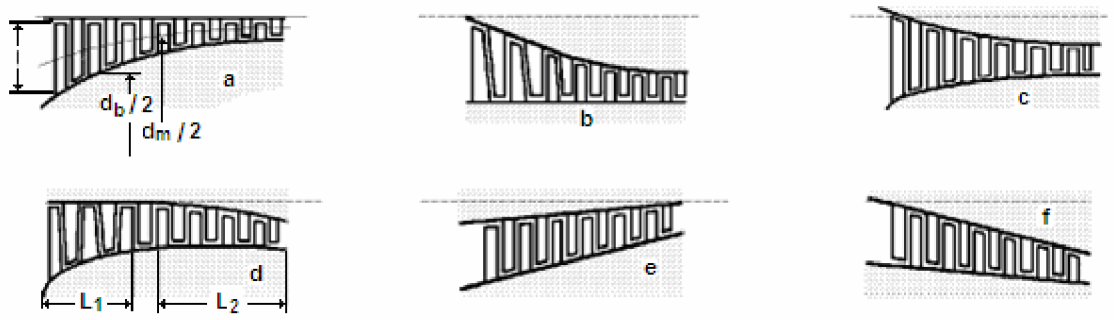

Fig. 2.9 Formas básicas del corte meridional de un compresor axial.

2.3 CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR AXIAL

El objetivo de realizar este cálculo es tener parámetros que nos ayuden a comparar mas adelante el funcionamiento del compresor axial con el del compresor centrifugo. Para el cálculo se consideraran algunos valores obtenidos del programa turboeje y datos de operación del motor turboeje seleccionado.

El cálculo del compresor axial se hizo con el programa “Gdrok”, realizado en la Universidad Aeroespacial de Ucrania.

Datos de Entrada:

$\overline{H}'_Z = 0.28$ Promedio del coeficiente de carga de la etapa;

U_t = 300 [m/s] velocidad circunferencial en la cabeza del álabe del rotor en la entrada de la primera etapa del compresor;

$\overline{H}'_{Zm} = \overline{H}'_Z U_t^2 = 25200$ [J/kg] Promedio de carga por etapa;

$Z'_c = \frac{L^*_C}{H'_{Zm}} = 11.01$ número de las etapas (aproximado);

$Z_c = 11$ número de las etapas (asignado);

$H_{Zm} = \frac{L^*_c}{Z_c} = 25234$ J/kg carga de la etapa;

$\overline{H}_Z = \frac{H_{Zm}}{U_t^2} = 0.28$ coeficiente de la carga de la etapa;

$D_t =$ constante diámetro externo a lo largo del compresor;

$\sum_{i-1}^{11} H_{Zi} = \frac{L^*_c}{U_t^2} = 3.084$ carga total del compresor;

T^*_{in} =Temperatura total en la entrada del compresor;

P^*_{in} = Presión total en la entrada del compresor;

k=1.4 relación Cp/Cv para aire;

Cp = 1005 [J/kg K] Calor específico bajo de condición de la presión constante para aire;

Ga = 3.045 [kg/s] Gasto másico del aire;

π^*_C = 8.4 Relación de las presiones totales en el compresor;

U_t = 300 [m/s] Velocidad circunferencial en la cabeza del álabe del rotor en la entrada de la primera etapa del compresor;

C_{out} = 70 [m/s] velocidad del gas en la salida del compresor;

σ_{igv} = 0.985 coeficiente de la recuperación de la presión total en la cascada de los álabes guías de entrada;

σ_{gv}= 0.98 coeficiente de la recuperación de la presión total en la cascada de los álabes guías;

k_g= 1.02 coeficiente del capa limite;

ρ_k = 0.5 * 11 grado de reacción;

i = 0 * 11 ángulo de incidencia.

2.3.1 RESULTADOS DEL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR AXIAL

Los resultados que se obtuvieron se muestran en la siguientes tablas, en la Tabla 2.1 se puede ver como es la variación de parámetros como la componente axial de la velocidad absoluta.

En la Tabla 2.2 lo que se puede resaltar son los valores geométricos obtenidos, el rendimiento isentrópico por etapa y la variación de los números de Mach.

La Tabla 2.3 nos muestra las diferentes componentes de la velocidad absoluta a la entrada y salida de cada etapa, así como también la velocidad circunferencial en el extremo del rotor.

En la Tabla 2.4 podemos observar la carga realizada por etapa, el grado de reacción y también ángulos de flujo relativos y absolutos, así como también el ángulo del alabe relativo.

La Tabla 2.5 muestra uno de los valores mas importantes que caracteriza el funcionamiento del compresor axial como lo es la relación de presiones totales realizadas en cada etapa, también se pueden observar parámetros de flujo como el coeficiente de capa limite por etapa y velocidades circunferenciales de entrada y salida.

Por ultimo en la Tabla 2.6 observamos como es la variación de parámetros totales y estáticos de presión y temperatura a la entrada y salida de cada etapa, así como también al paso por el rotor y estator.

Tabla 2.1 Resultados de velocidad axial, carga por etapa y rendimiento isentrópico

Etapa	$C_a, \frac{m}{s}$	$H_z, \frac{kJ}{kg}$	$\eta^*_{s_{st}}$
1	80	23.40	0.875
2	80	24.39	0.880
3	79	25.38	0.887
4	78	26.46	0.895
5	77	26.91	0.900
6	76	26.91	0.900
7	75	26.46	0.895
8	74	25.92	0.890
9	73	24.93	0.885
10	72	23.94	0.883
11	71	22.86	0.880
OUT	70	277.56	

Tabla 2.2 Resultados de diámetros, rendimiento y números de mach

Etapa	D_t	D_m	D_h	$\bar{d}_1$	η_s^*	M_{W1}	M_{C2}
1	.2640	.2177	.1584	.6000	.8855	.5623	.5423
2	.2640	.2259	.1800	.6817	.8909	.5550	.5383
3	.2640	.2315	.1937	.7339	.8982	.5445	.5295
4	.2640	.2362	.2046	.7752	.9066	.5344	.5209
5	.2640	.2400	.2134	.8085	.9122	.5214	.5096
6	.2640	.2432	.2204	.8350	.9130	.5072	.4969
7	.2640	.2457	.2260	.8560	.9090	.4920	.4831
8	.2640	.2477	.2303	.8725	.9051	.4777	.4700
9	.2640	.2494	.2338	.8857	.9014	.4617	.4551
10	.2640	.2507	.2366	.8962	.9009	.4467	.4409
11	.2640	.2517	.2389	.9048	.8996	.4326	.4281

Tabla 2.3 Resultados de velocidades absolutas y velocidad circunferencial

Etapa	C_{1a}	C_{2a}	C_{1u}	C_{2u}	C_1	C_2	U_t
1	80.00	80.00	75.82	168.4	110.2	186.4	300.0
2	80.00	79.50	79.84	175.0	113.0	192.2	300.0
3	79.00	78.50	81.61	179.9	113.6	196.3	300.0
4	78.00	77.50	82.48	184.5	113.5	200.1	300.0
5	77.00	76.50	83.96	187.7	113.9	202.7	300.0
6	76.00	75.50	85.74	189.7	114.6	204.2	300.0
7	75.00	74.50	87.91	190.6	115.6	204.6	300.0
8	74.00	73.50	89.85	191.1	116.4	204.7	300.0
9	73.00	72.50	92.82	190.1	118.1	203.4	300.0
10	72.00	71.50	95.75	188.7	119.8	201.8	300.0
11	71.00	70.50	98.65	187.4	121.5	200.3	300.0

Tabla 2.4 Resultados de carga, grado de reacción y ángulos de entrada y salida de flujo

Etapa	H_Z	ρ_k	α_1	α_2	β_1	β_{1bl}	β_2
1	23400	.50	46.54	25.41	25.00	25.00	43.71
2	24390	.50	45.06	24.43	24.31	24.31	43.10
3	25380	.50	44.07	23.58	23.51	23.51	42.42
4	26460	.50	43.40	22.78	22.75	22.75	42.00
5	26910	.50	42.53	22.18	22.18	22.18	41.36
6	26910	.50	41.55	21.70	21.73	21.73	40.59
7	26460	.50	40.47	21.35	21.40	21.40	39.68
8	25920	.50	39.47	21.04	21.11	21.11	38.81
9	24930	.50	38.18	20.88	20.96	20.96	37.63
10	23940	.50	36.94	20.75	20.84	20.84	36.47
11	22860	.50	35.74	20.61	20.75	20.75	35.55

Tabla 2.5 Resultados de relación de presiones, coeficientes de carga, capa límite y velocidades circunferenciales

Etapa	π_{st}^{*}	$\overline{H}_{Tt}$	$\overline{C}_{at}$	k_g	k_H	U_1	U_2
1	1.274	.2632	.2667	1.020	.9880	247.4	252.1
2	1.265	.2777	.2667	1.022	.9760	256.7	259.9
3	1.257	.2925	.2633	1.024	.9640	263.1	265.8
4	1.251	.3088	.2600	1.026	.9520	268.4	270.6
5	1.239	.3181	.2567	1.028	.9400	272.8	274.6
6	1.222	.3222	.2533	1.031	.9280	276.4	277.8
7	1.203	.3210	.2500	1.033	.9160	279.2	280.4
8	1.186	.3186	.2467	1.035	.9040	281.5	282.5
9	1.168	.3078	.2433	1.037	.9000	283.4	284.1
10	1.153	.2956	.2400	1.039	.9000	284.9	285.5
11	1.139	.2822	.2367	1.041	.9000	286.1	286.1

Tabla 2.6 Parámetros totales y estáticos de presiones y temperaturas

Etapa	T_2^{*}	T_1	T_2	P_2^{*}	P_3^{*}	P_1	P_2
1	311.4	282.1	294.1	127700	125200	89880	104600
2	335.7	305.1	317.3	161600	158400	116500	132700
3	361.0	329.3	341.8	203200	199100	148000	167800
4	387.3	354.6	367.4	254200	249100	187000	211300
5	414.1	380.9	393.7	314900	308600	234900	263800
6	440.9	407.6	420.2	385000	377300	291900	325200
7	467.3	434.3	446.4	463300	454000	357700	394900
8	493.1	460.5	472.2	549500	538500	431500	472300
9	517.9	486.1	497.3	641800	629000	512400	556800
10	541.7	510.7	521.4	739900	725100	599100	647400
11	564.5	534.4	544.5	842400	825600	691200	742700

2.3.2 DISTRIBUCIÓN DE PARAMETROS A LO LARGO DEL DUCTO DEL COMPRESOR AXIAL

La Fig. 2.10 representa el esquema del compresor axial empleado en este calculo, donde (R) se refiere al rotor y (E) el estator.

También se puede observar la variación de parámetros totales y estáticos de presión y temperatura, así como también la variación de la velocidad absoluta a lo largo del ducto del motor.

Los parámetros que más interesan son la presión y temperatura total a la salida del compresor axial ya que estos valores tendrán que ser similares a los que se obtengan en el cálculo termogasodinámico del compresor centrífugo.

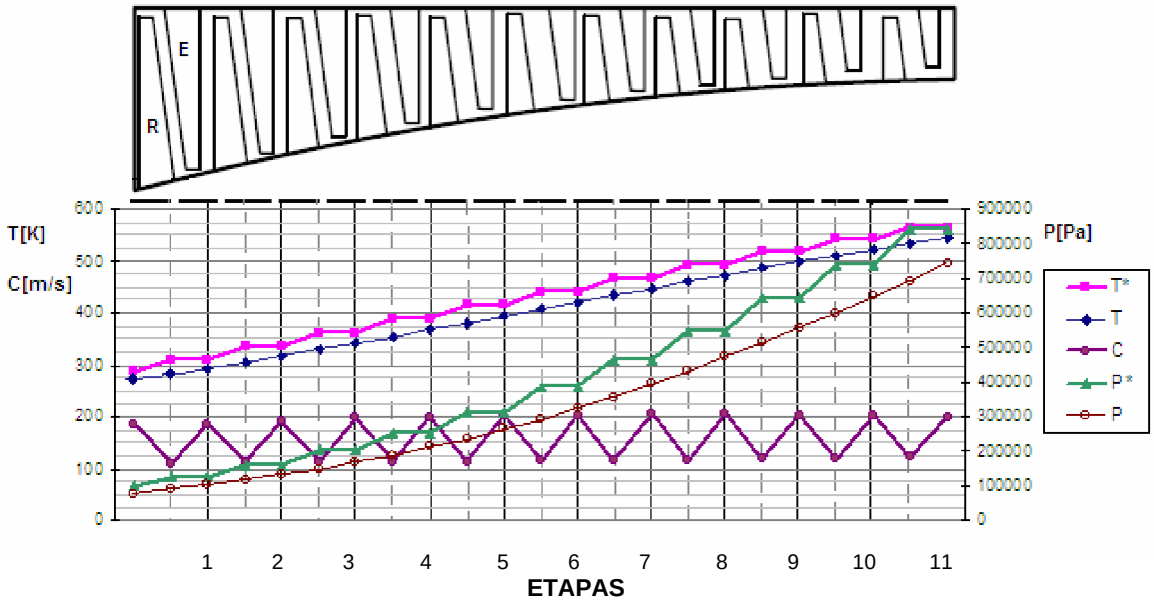

Fig. 2.10 Distribución de Parámetros a lo largo del compresor axial.

CONCLUSIONES

El tener un mejor conocimiento de los compresores axiales servirá para que mas adelante podamos evaluar el funcionamiento de este con el del compresor centrifugo.

Para el cálculo de el compresor axial visto en este capitulo se emplearon parámetros que caracterizan el funcionamiento de los compresores como la relación de presiones (π^*_C= 8.4) y el gasto másico (Ga=3.045) que también serán usados para el cálculo del compresor centrífugo. Ese motivo es el que hace posible que el compresor axial pueda compararse con el compresor centrífugo.

CAPITULO 3

3 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPRESORES CENTRÍFUGOS

Son los más sencillos en cuanto a su diseño y forma de trabajo, y fueron los primeros que se utilizaron en los motores de reacción Fig. 3.1. En ellos la entrada de aire es prácticamente axial, saliendo despedido del rotor por la fuerza centrifuga hacia la periferia radialmente.

Los dos procesos que tienen lugar en el interior de un turbocompresor centrífugo, son:

a) Un aumento de la energía cinética del aire (presión dinámica), y también algo de la estática, debido al elevado valor que alcanza $\vec{C}_2$ **.** Este proceso tiene lugar en el rodete, que tiene como misión acelerar el aire, que es aspirado axialmente hacia el centro del rodete, y cambia su dirección en 90º convirtiéndolo en un flujo radial. Cuando el rodete de un turbocompresor centrífugo gira, la fuerza centrífuga empuja al aire desde la entrada del rodete hasta el final del álabe; la velocidad del aire originada por esta fuerza centrífuga viene representada por el vector $\vec{W}_2$. Por otra parte el aire es empujado también en la dirección de la trayectoria del extremo exterior del álabe, punto donde la velocidad es, $u_2 = r_2 w$. Estas dos velocidades, que actúan simultáneamente sobre el aire a la salida del álabe, se combinan entre sí para dar en dicha salida una resultante c_2 que es, en magnitud y sentido, la velocidad absoluta a la que realmente el aire abandona el álabe, cuyo valor suele ser del orden del 50-70% de u_2, dependiendo del ángulo β_2 a la salida.

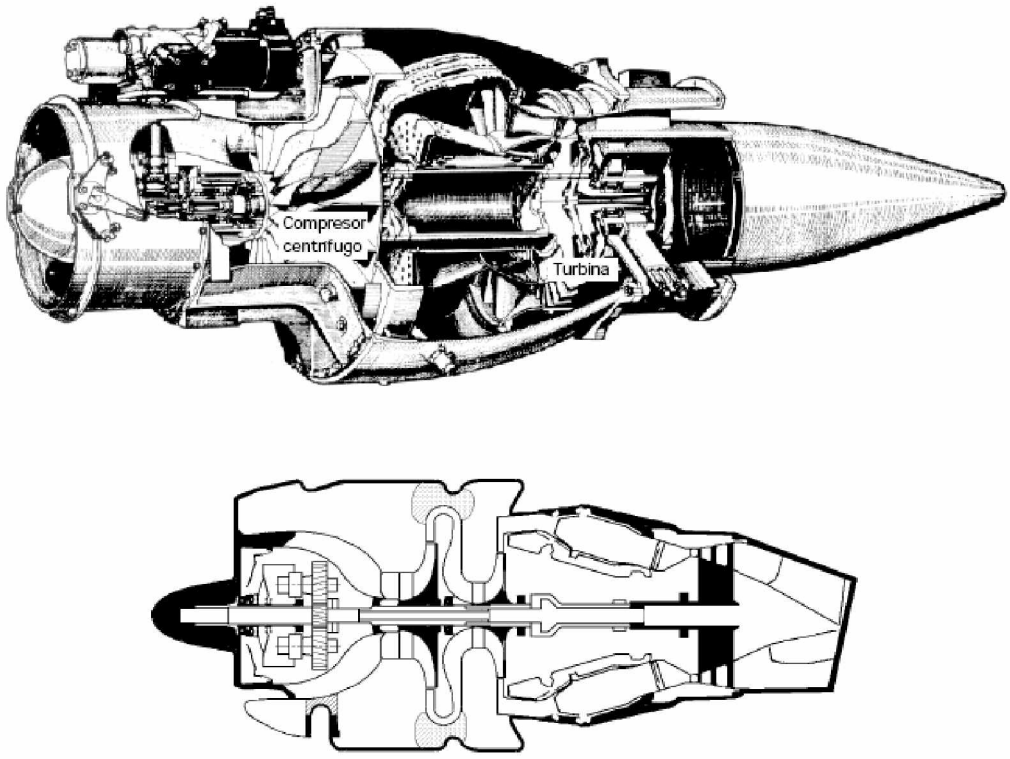

Fig. 3.1.- Motor de aviación con compresor centrifugo

b) Disminución gradual, sin turbulencias, de la velocidad alcanzada por el aire en el rodete, consiguiéndose como contrapartida una elevación de la presión estática. Este segundo proceso tiene lugar en el difusor que consiste principalmente de álabes los cuales son tangenciales al rodete. Los pasajes formados por los álabes son divergentes para convertir la carga de velocidad en energía de presión. Los bordes internos de las paletas están en línea con la resultante de dirección del flujo de aire en el rodete como se muestra en la Fig. 3.2.

Los compresores centrífugos generalmente son utilizados para grandes relaciones de presión y bajos flujos en comparación con las pequeñas relaciones de presión y grandes flujos de un compresor axial. En un compresor centrífugo el momento angular del flujo de gas sobre el rodete es incrementado en parte porque el diámetro en la salida del rodete es mucho mayor que su diámetro de entrada. La mayor diferencia entre compresores axiales y centrífugos es la variación en los diámetros de entrada y salida. El flujo que abandona el compresor centrífugo es generalmente perpendicular al eje de rotación.

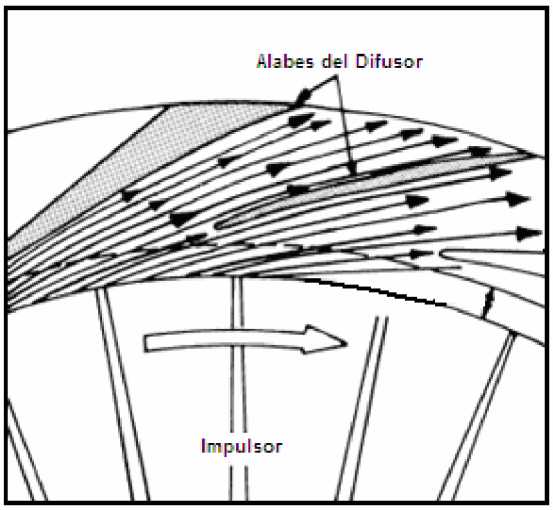

Fig. 3.2 Flujo entrando a los álabes del difusor

3.1 COMPONENTES DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

La terminología utilizada para definir los componentes de un compresor centrífugo se muestra en la Fig. 3.3. Un compresor centrífugo está compuesto de álabes de admisión, inductor, impulsor, difusor y voluta. Los álabes de admisión son usados únicamente para compresores transónicos los cuales tienen relaciones grandes de presión.

El fluido entra al compresor por un ducto y dirigido por los álabes de admisión. Después fluye por el inductor sin ningún ángulo de incidencia, y su dirección es cambiada de axial a radial. El fluido recibe energía en esta etapa por el rotor y es descargado en un difusor, donde la energía cinética es convertida en presión estática. El flujo entra a la voluta de la cual se toma la descarga. La Fig. 3.4 muestra la variación de presión y velocidad a través del compresor.

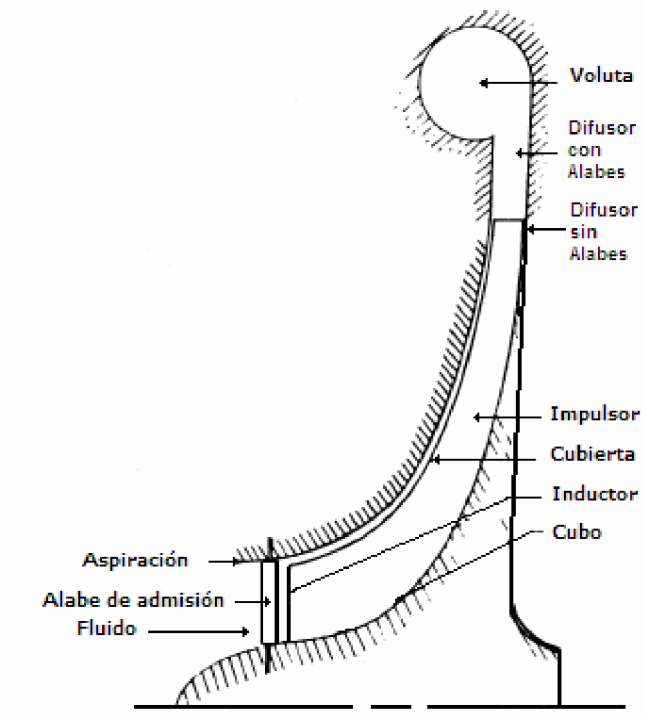

Fig. 3.3 Esquema de un Compresor Centrífugo.

Hay dos tipos de inductores: con una sola entrada y doble entrada como se muestra en la Fig. 3.5. Un inductor con doble entrada divide el flujo en la admisión, por lo cual se puede utilizar un inductor con un diámetro menor reduciendo el numero de Mach, sin embargo el diseño es difícil de integrar en varias configuraciones.

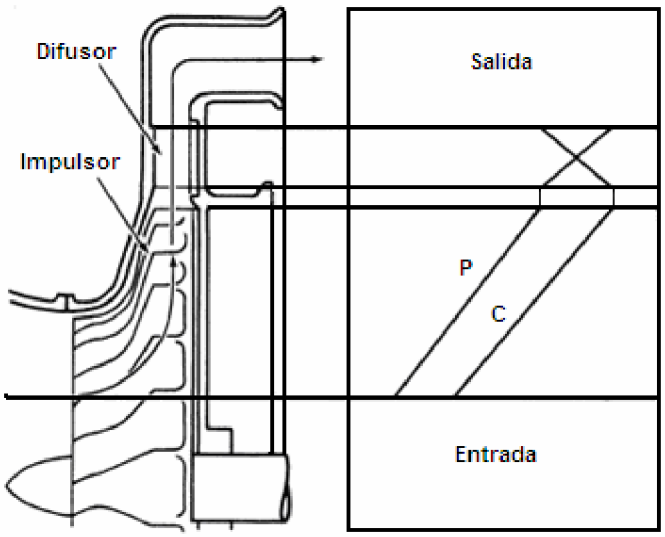

Fig. 3.4 Cambios de Presión y Velocidad a través de un compresor centrífugo

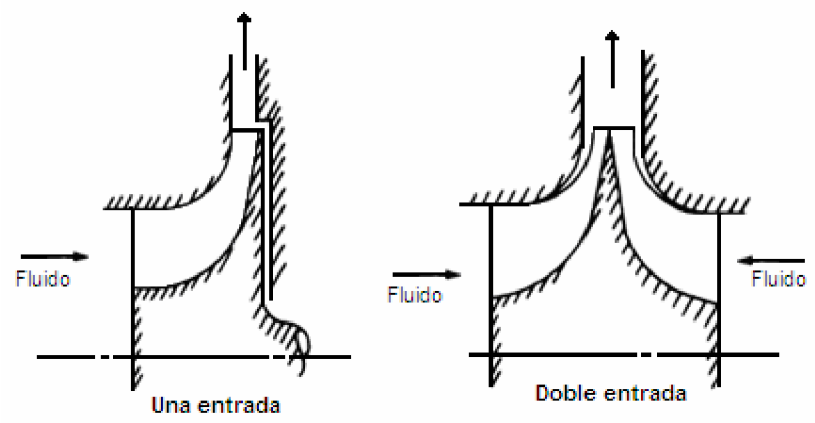

Fig. 3.5 Tipos de inductores

Existen tres tipos de álabes en los rodetes, como se muestra en la Fig. 3.6. Se definen de acuerdo al ángulo de salida. Los rodetes de álabes con ángulo de salida β_2=90° son álabes radiales. Rodetes con β_2<90° son álabes curvados hacia atrás, y para β_2>90° los álabes son curvados hacia delante. Todos ellos tienen diferentes características teóricas de flujo y carga, como se ve en la Fig. 3.7. Sin embargo en la Fig. 3.7 los curvados hacia delante manejan una gran carga, pero en la práctica las características de carga de todos los rodetes son similares a los curvados hacia atrás. La tabla 3.1 muestra las ventajas y desventajas de varios rodetes.

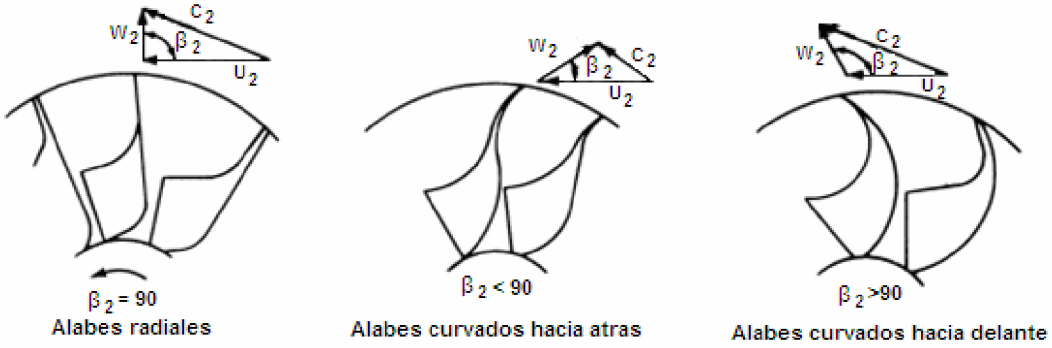

Fig. 3.6 Tipos de álabes en impulsores

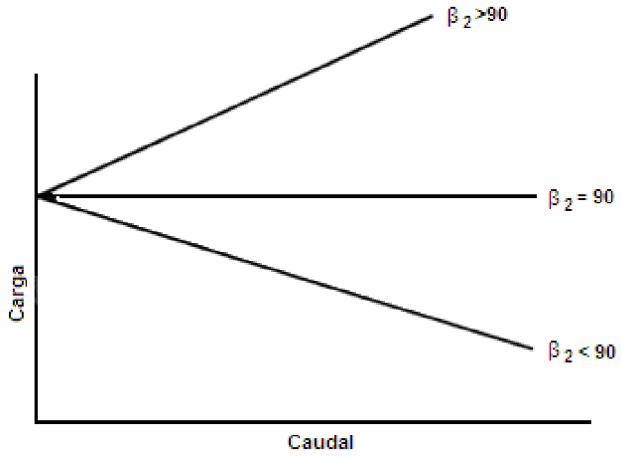

Fig. 3.7 Carga y caudal característicos de varios ángulos de salida en álabes

Tabla 3.1 Ventajas y desventajas de varios rodetes

Tipos de Rodetes	Ventajas	Desventajas
Álabes Radiales	1.Baja transferencia de energía y alta velocidad absoluta en la salida. 2.Ningún esfuerzo de flexión complejo. 3.Fácil manufactura.	1.El margen de operación estable es relativamente estrecho.
Álabes curvados hacia atrás	1.Baja energía cinética a la salida, bajo numero de Mach en difusor. 2.Amplio margen de operación estable.	1.Baja transferencia de energía. 2.Esfuerzo de flexión complejo. 3.Difícil manufactura.
Álabes curvados hacia delante	1.Alta transferencia de energía.	1. Alta energía cinética a la salida. 2. El margen de operación estable es menos que el de álabes radiales. 3. Esfuerzo de flexión complejo. 4. Difícil manufactura.

3.1.1 ÁLABES DE ADMISIÓN

Los álabes de admisión generan en el fluido una velocidad circunferencial a la entrada del inductor. En la Fig.3.8 se muestra un diagrama de velocidades en la entrada del inductor con o sin álabes de admisión. Los álabes de admisión se instalan directamente frente el inductor o, donde no es posible una entrada axial, se localizan radialmente en un ducto de entrada. Un ángulo positivo en los álabes produce una rotación previa en dirección a la rotación del impulsor, y un ángulo negativo produce rotación previa en la dirección opuesta al giro del rodete. La desventaja de una rotación previa positiva reduce la transferencia de energía.

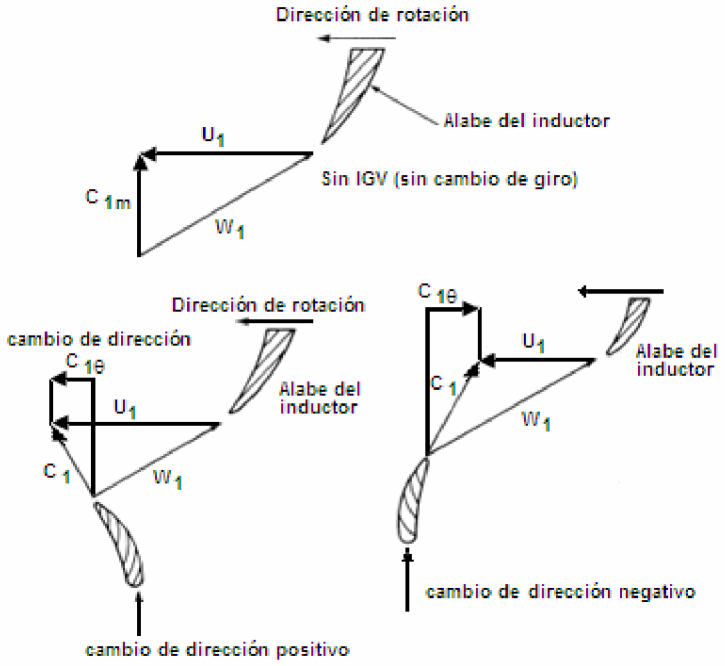

Fig. 3.8 Diagramas de velocidades a la entrada del inductor

El propósito de instalar los álabes de admisión es disminuir el número relativo de Mach en la entrada del ojo del impulsor, porque la velocidad relativa en la entrada del inductor es muy alta. Cuando la velocidad relativa es cercana a la velocidad sónica o mayor, se genera una onda expansiva en el inductor. Una onda expansiva produce pérdidas por choque en el inductor. La Fig.3.9 nos muestra el efecto de la una admisión con rotación previa en la eficiencia del compresor.

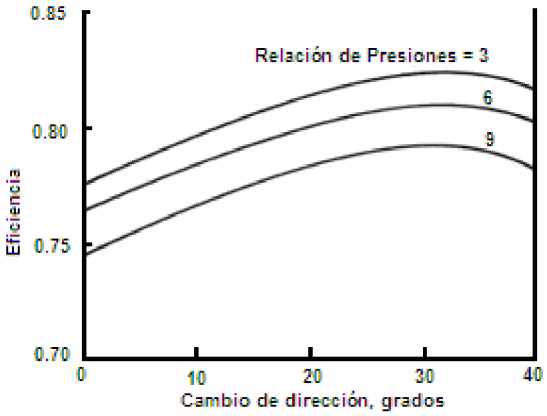

Fig. 3.9 Efecto estimado del cambio de dirección

3.1.2 RODETE O IMPULSOR

Un rodete en un compresor centrífugo da energía al fluido. Consiste de dos componentes básicos: (1) un inductor como un rotor de flujo axial, y (2) álabes radiales donde se imparte energía por fuerza centrifuga. El flujo entra al rodete en dirección axial y lo deja en dirección radial. Las variaciones de velocidad del cubo a la cubierta hacen que los cambios de dirección del flujo compliquen el proceso de diseño para compresores centrífugos. C.H. Wu ha presentado una teoría en tres dimensiones en un rodete, pero es muy difícil de resolver. Otros han supuesto una solución como cuasi tridimensional. Este está compuesto de dos soluciones, una en la superficie meridional (cubo a cubierta), y la otra en la superficie del paso de flujo (de álabe a álabe). Estas superficies se ilustran en la Fig.3.10.

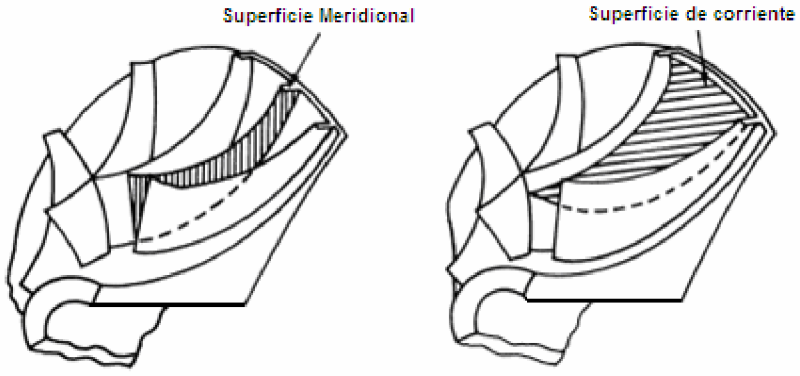

Fig. 3.10 Superficie de dos dimensiones para un análisis de flujo

Aplicando el método cuasi tridimensional, es posible alcanzar eficiencias en el rodete mayores a 90%. El flujo real en un rodete es más complicado que el calculado. Un ejemplo de lo complicado que es este flujo es mostrado en la Fig.3.11. Las líneas de flujo

observadas en la Fig.3.11 no cruzan, pero realmente están en diferentes planos cerca de la cubierta.

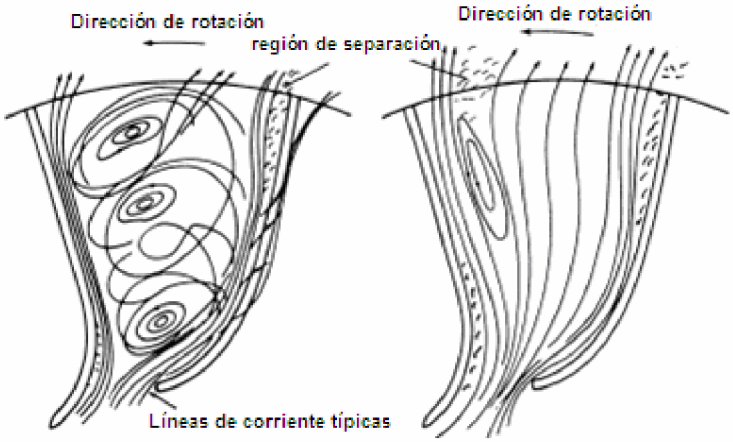

Fig. 3.11 Mapa de flujo en un plano del impulsor

Estudios experimentales del flujo dentro de los pasajes del rodete han mostrado que la distribución de velocidades en las superficies del álabe es diferente de las distribuciones supuestas teóricamente. Probablemente las discrepancias entre resultados teóricos y experimentales se deben a pérdidas de presión por flujos secundarios y separación de capa límite en los álabes.

3.1.3 INDUCTOR

La función del inductor es incrementar el momento angular del fluido sin aumentar el radio de giro. En un inductor los álabes son curvados en la dirección de rotación como lo muestra la Fig.3.12. El inductor es un rotor axial y cambia la dirección del flujo de un fluido con cierto ángulo en la entrada o uno con dirección axial. Esto hace que la velocidad relativa aumente en el impulsor, y si no es dirigido correctamente puede conducir a condiciones de estrangulamiento en su garganta como se puede ver en la Fig.3.12.

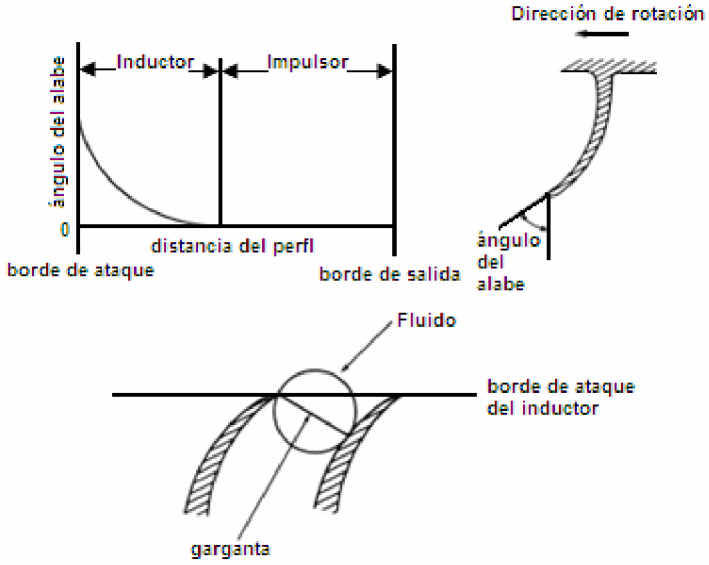

Fig. 3.12 Inductor de un compresor centrifugo.

Hay tres maneras en las que el inductor cambia la dirección de flujo en dirección axial. Estas son arco circular, arco parabólico, y arco elíptico. El arco circular se usa en compresores con bajas relaciones de presión, mientras que los de arco elíptico produce un buen funcionamiento con altas relaciones de presión donde el flujo tiene números de Mach transónicos.

Debido a la condición de estrangulamiento en el inductor, varios compresores incorporan un diseño de divisor. El patrón de flujo en tal inductor se muestra en la Fig.3.13a. Este patrón indica una separación en el lado de succión del álabe divisor. Otro diseño incluye inductores en tandem, en estos la sección es ligeramente rotada como se ve en la Fig.3.13b. Esta modificación proporciona energía cinética adicional en la frontera, lo cual disminuye la separación de capa límite.

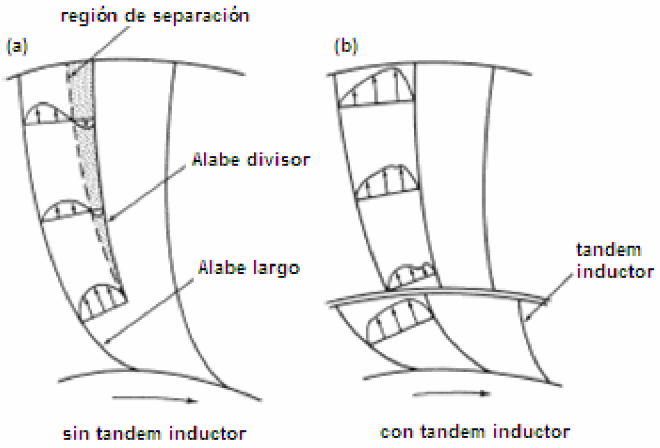

Fig. 3.13 Canal de flujo en el impulsor

3.1.4 DIFUSOR

Los pasajes del difusor son fundamentales para un buen funcionamiento de las Turbomáquinas. Su función es recobrar la mayor cantidad de energía cinética que entrega el impulsor con el mínimo de pérdidas en la presión total. La eficiencia de los componentes del compresor centrífugo ha mejorado constantemente avanzando en su funcionamiento. Sin embargo, una mejora significativa en la eficiencia solo puede ser obtenida mejorando las características de recuperación de presión en los elementos del difusor.

El desempeño del difusor se basa en funciones geométricas complicadas, condiciones del flujo a la entrada y salida. En la Fig.3.14 muestra la clasificación típica de los difusores por su geometría. La selección de un difusor para una tarea en particular es complicada, desde la forma de la sección transversal a la configuración de sus paredes. En compresores de flujo radial y flujo mixto los requerimientos de alto desempeño y compactes nos lleva al empleo de difusores con álabes como se muestra en la Figura 3.15.

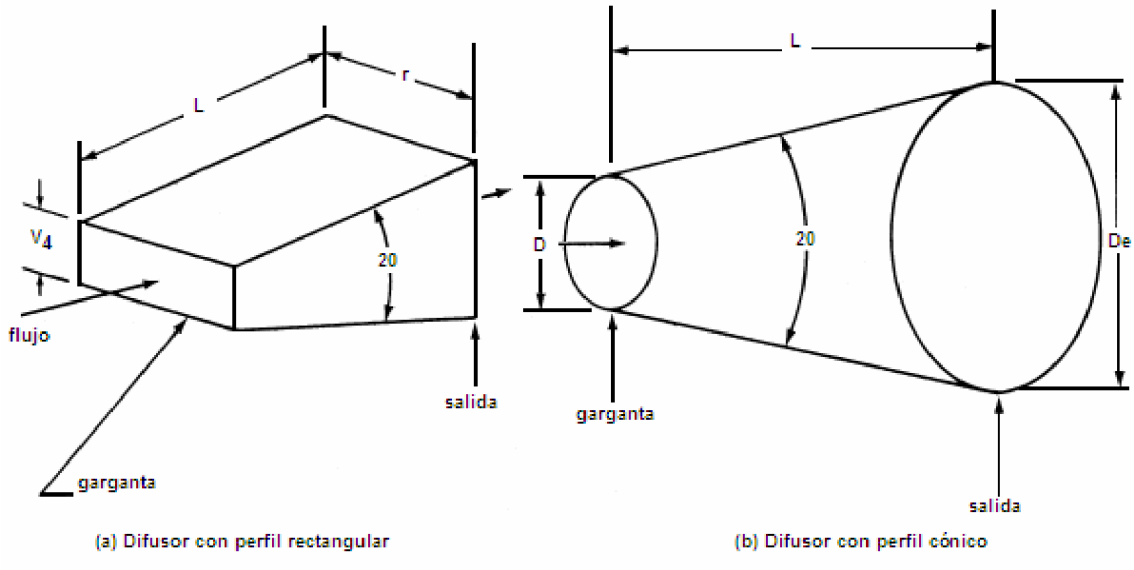

Fig.3.14 Clasificación geométrica de difusores

Equiparar el flujo entre el impulsor y el difusor es complicado debido a que la trayectoria del flujo cambia de un sistema rotatorio a estacionario. Las condiciones tridimensionales de frontera, flujos secundarios en los álabes, y la separación de flujo en los álabes también afectan el flujo total en el difusor. El flujo en el difusor normalmente se asume como constante para obtener la configuración geométrica de todo el difusor. La fricción en los canales del difusor crea una capa que reduce la energía cinética. Si la energía cinética es reducida por debajo de un cierto límite, el flujo en esa capa se vuelve estacionario y después recircula. Esta recirculación en el flujo causa separación en los pasajes del difusor, lo cual genera perdidas por remolinos y cambio de ángulos en el flujo.

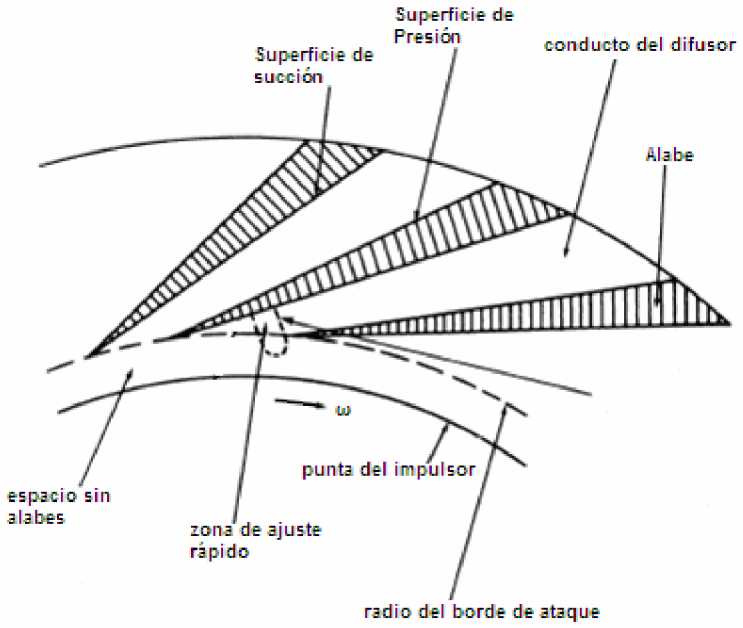

Fig. 3.15 Regiones de flujo en el difusor con álabes.

Las altas relaciones de presiones en un compresor centrífugo aun tienen un estrecho margen de operación estable. Este rango de operación se debe a la proximidad con los limites del fluido de surge o bombeo y estrangulación. La palabra “surge” generalmente es utilizada para expresar operación inestable en un compresor. Surge es el periodo en el cual el flujo se interrumpe durante operación inestable. El fenómeno de flujo inestable durante el inicio del surge en un compresor centrifugo con alta relación de presiones ocasiona que el compresor oscile durante operación supuestamente estable.

3.1.5 VOLUTA O CARACOL

El propósito de la voluta es recoger el fluido que sale del impulsor o difusor, y entregarlo por el tubo de descarga del compresor. La voluta tiene un efecto importante en la eficiencia total del compresor. Su diseño se puede hacer de dos maneras. La primera se basa en que el momento angular del fluido en la voluta es constante, sin tomar en cuenta los efectos de la fricción. La segunda forma para diseñar la voluta es asumiendo que la presión y velocidad son independientes de θ.

El patrón de flujo en diferentes tipos de volutas se muestra en la Figura 3.16. El flujo en la voluta asimétrica tiene un solo vértice en lugar del doble vértice de la voluta simétrica. Donde el impulsor se descarga directamente en la voluta, esto es mejor a tener un diámetro de la voluta mayor al del impulsor. Esto hace que el flujo del impulsor sea limitado por el vértice generado en el espacio entre el impulsor y la carcasa.

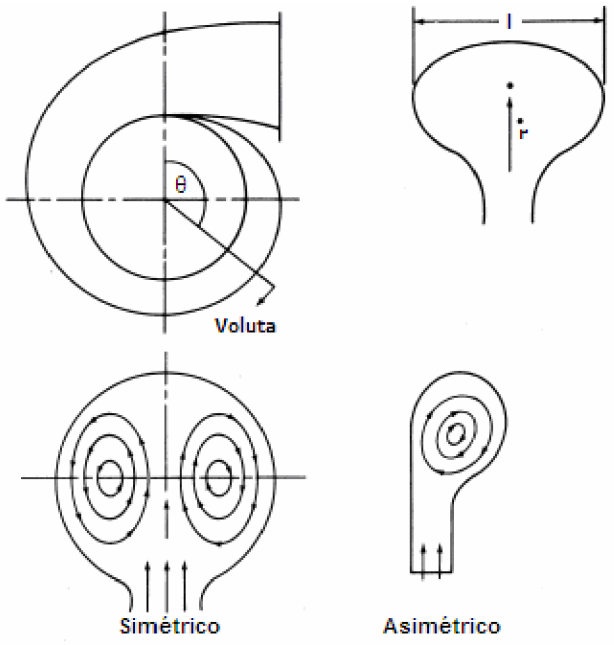

Fig.3.16. Patrones de Flujo en Volutas

3.2 SELECCIÓN DE PARÁMETROS PRINCIPALES PARA EL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

El comportamiento de un compresor centrífugo puede especificarse mediante curvas que representen la variación de la presión y temperatura de salida con el gasto másico, para distintos valores fijos de la velocidad de giro. Sin embargo, estas características dependen también de otras variables, como son las condiciones de presión y temperatura a la entrada del compresor y las propiedades físicas del fluido del motor. Cualquier tentativa de tomar en cuenta las variaciones completas de todas las magnitudes dentro del margen operativo haría imposible una presentación concisa de los resultados. Gran parte de esta complicación puede eliminarse haciendo uso de la técnica de análisis dimensional, mediante la cual se pueden combinar las variables que intervienen y dar lugar a una serie mas reducida y manejable de términos adimensionales.

Para el análisis hay que tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

Cuando se considera la magnitud de la temperatura, es siempre conveniente asociarla con la constante de los gases R.

Una propiedad física del gas que sin duda influye en el comportamiento del compresor es su densidad ρ, pero si se citan también P y el producto y el producto RT, su inclusión resulta despreciable, al ser ρ=P/RT.

Otra propiedad física del gas que en teoría también debería tener su influencia en el comportamiento es la viscosidad. La presencia de esta variable dará lugar a un termino adimensional de un numero de Reynolds. No obstante, se ha demostrado experimentalmente que, en las condiciones altamente turbulentas que prevalecen en este tipo de maquinas, la influencia de este termino es despreciable dentro del margen normal de operación, por lo que se acostumbra a excluirlo del análisis de Turbomáquinas.

Teniendo en cuenta estas observaciones, podemos ya considerar las distintas magnitudes que influyen en el comportamiento del compresor.

Parámetros Termogasodinámicos:

$T_0^*\ [K]$	Temperatura total el la entrada
P_0^*	Presión total en la entrada
π_C^*	Relación de presiones en el compresor
η_{TSR}^*	Rendimiento isentrópico del rotor transónico (parámetros totales)
$\bar{\bar{H}}_{Th}$	Coeficiente de la Carga Teórica
k	Índice adiabático para el aire
$R\left[\frac{J}{kg\ .K}\right]$	Constante universal de los gases

k_G Coeficiente de la capa límite

$G_a \left[\frac{kg}{s}\right]$ Flujo másico de aire

$m \left[\left(\frac{kg.K}{J}\right)^{0.5}\right]$ Constante física del aire

U_{1t} Velocidad circunferencial en el extremo del rotor en la sección 1

C_0 Velocidad absoluta inicial

$C_{1a} = C_{1am}$ Componente axial de la velocidad absoluta en la sección 1

$\left(\frac{C_4}{C_3}\right)'$ Relación de velocidades absolutas en la sección VD

$C_k \ [\frac{m}{s}]$ Velocidad absoluta a la salida del compresor

ξ_D Coeficiente de pérdidas hidráulicas en sección D.

Parámetros Geométricos:

$\bar{d}_1$ Diámetro interno relativo

β_{2bl} Ángulo del álabe relativo

z Número de álabes en el rotor

$\left(\frac{D_{1t}}{D_2}\right)$ Relación de diámetros en el rotor

$\left(\frac{D_3}{D_2}\right)$ Relación de diámetros en la sección D

$\left(\frac{D_4}{D_3}\right)'$ Relación de diámetros en la sección VD

A_{2r} Constante en sección radial 2

$\theta \ [\text{deg}]$ Angulo de perfil

CONCLUSIONES

Al término de este capitulo, se tiene un conocimiento más amplio de los compresores centrífugos y esto es muy importante ya que este es el tema central en este trabajo. En este capitulo se menciona el funcionamiento del compresor centrífugo, así como también se describen sus componentes principales como la admisión, impulsor, difusor sin alabes, difusor con alabes y salida del compresor.

En este capitulo se seleccionaron los parámetros termogasodinámicos y parámetros geométricos para datos de entrada, que se utilizaran en el calculo del compresor centrifugo.

CAPITULO 4

4 DESARROLLO DEL ALGORITMO PARA EL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

En este capitulo se pretende desarrollar un algoritmo de calculo para un compresor centrifugo transónico para un motor turboeje. Para la obtención de este algoritmo utilizamos algunas formulas obtenidas teóricamente con la adición de algunos coeficientes que representan perdidas de energía mecánica y en el fluido.

Para este algoritmo de utilizan cinco secciones radiales del compresor centrifugo, la sección 1-1 de la cual obtenemos valores en la admisión, la sección 2-2 en donde se calculan parámetros del impulsor, en la sección D donde se calcula el difusor sin alabes, la sección VD donde se obtienen parámetros del difusor con alabes, y la sección K en donde tenemos los valores de salida del ducto del compresor centrifugo.

Cálculo de los parámetros de flujo en el ducto de entrada con rotor transónico y dimensiones de la sección 1-1.

$$U_{1m} = U_{1t}\sqrt{\frac{1+\bar{d}_1^{\,2}}{2}} \tag{4.1}$$

$$H_{TTSR} = \bar{H}_{Th}\,\bar{d}_1^{\,2}\,U_{1t}^2 \tag{4.2}$$

$$C_{1um} = \frac{H_{TTSR}}{U_{1m}} \tag{4.3}$$

$$C_{1ut} = \frac{H_{TTSR}}{U_{1t}} \tag{4.4}$$

$$T_{1m}^* = T_1^* = T_0^* + \frac{H_{TTSR}}{c_P} \tag{4.5}$$

$$\pi_{TSR}^* = \left(\frac{H_{TTSR}\eta_{TSR}^*}{c_P T_0^*} + 1\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{4.6}$$

$$\pi_{st}^* = \frac{\pi_C^*}{\pi_{TSR}^*} \tag{4.7}$$

$$P_{1m}^* = \pi_{TSR}^* P_0^* \tag{4.8}$$

$$P_k^* = \pi_{st}^* P_{1m}^* \tag{4.9}$$

$$C_{1um} = \frac{H_{TTSR}}{U_{1m}} \tag{4.10}$$

$$C_{1ut} = \frac{H_{TTSR}}{U_{1t}} \tag{4.11}$$

$$a_{0cr} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_0^*} \tag{4.12}$$

$$\lambda_0 = \frac{C_0}{a_{0cr}} \tag{4.13}$$

$$a_{1crm} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_{1m}^*} \tag{4.14}$$

$$\lambda(C_{1a}) = \frac{C_{1a}}{a_{1crm}} \tag{4.15}$$

$$\lambda_{1wt} = \sqrt{\frac{C_{1a}^2 + (U_{1t} - C_{1ut})^2}{\frac{2k}{k+1} R(T_{1m}^* + \frac{U_{1t}^2}{2c_P} - \frac{C_{1ut} U_{1t}}{c_P}}} \tag{4.16}$$

$$\alpha_{1t} = arctg \frac{C_{1a}}{C_{1ut}} \tag{4.17}$$

$$C_{1t} = \frac{C_{1a}}{\sin \alpha_{1t}} \tag{4.18}$$

$$H_{Sst}^* = c_P T_{1m}^* (\pi_{st}^{*\frac{k-1}{k}} - 1) \tag{4.19}$$

$$\bar{r}_{1m} = \sqrt{\frac{1 + \bar{d}_1^2}{2}} \tag{4.20}$$

$$\alpha_{1m} = arctg \frac{C_{1am}}{C_{1um}} \tag{4.21}$$

$$C_{1m} = \frac{C_{1am}}{\sin\alpha_{1m}} \tag{4.22}$$

$$\lambda_{1m} = \frac{C_{1m}}{a_{1crm}} \tag{4.23}$$

$$T(\lambda_{1m}) = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_{1m}^2 \tag{4.24}$$

$$T_{1m} = T_{1m}^* T(\lambda_{1m}) \tag{4.25}$$

$$P(\lambda_{1m}) = [T(\lambda_{1m})]^{\frac{K}{K-1}} \tag{4.26}$$

$$P_{1m} = P_{1m}^* P(\lambda_{1m}) \tag{4.27}$$

$$\rho_{1m} = \frac{P_{1m}}{RT_{1m}} \tag{4.28}$$

$$q(\lambda_{1m}) = \lambda_{1m}\left[\frac{k+1}{2}T(\lambda_{1m})\right]^{\frac{1}{K-1}} \tag{4.29}$$

$$F_1 = \frac{k_G G_a \sqrt{T_{1m}^*}}{mP_{1m}^* q(\lambda_{1m})\sin\alpha_{1m}} \tag{4.30}$$

$$D_{1t} = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-\bar{d}_1^{\,2})}} \tag{4.31}$$

$$D_{1h} = D_{1t}\bar{d}_1 \tag{4.32}$$

$$W_{1t} = \sqrt{C_{1a}^2 + (U_{1t} - C_{1ut})^2} \tag{4.33}$$

$$W_{1m} = \sqrt{C_{1a}^2 + (U_{1m} - C_{1um})^2} \tag{4.34}$$

$$C_{1t} = \frac{C_{1a}}{\sin\alpha_{1t}} \tag{4.35}$$

$$\beta_{1t} = \arcsin\frac{C_{1a}}{W_{1t}} \tag{4.36}$$

$$\beta_{1m} = \arcsin \frac{C_{1a}}{W_{1m}} \tag{4.37}$$

$$\Delta\beta_m = 90 - \beta_{1m} \tag{4.38}$$

$$T_{1t}^* = T_{1m}^* \tag{4.39}$$

$$T_{1t} = T_{1t}^* - \frac{C_{1t}^2}{2c_P} \tag{4.40}$$

$$a_{1t} = \sqrt{kRT_{1t}} \tag{4.41}$$

$$a_{1m} = \sqrt{kRT_{1m}} \tag{4.42}$$

$$M_{w1t} = \frac{W_{1t}}{a_{1t}} \tag{4.43}$$

$$M_{w1m} = \frac{W_{1m}}{a_{1m}} \tag{4.44}$$

Calculo de parámetros de flujo después del rotor (impulsor) y dimensiones de la sección 2-2.

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1.2(1+\sin\beta_{2bl})}{z\left[1-\left(\frac{D_{1t}}{D_2}\right)^2\right]}} \tag{4.45}$$

$$U_2 = \frac{U_{1t}}{\left(\frac{D_{1t}}{D_2}\right)} \tag{4.46}$$

$$C_{2r} = A_{2r} C_{1am} \tag{4.47}$$

$$C_{2u} = \mu\left(U_2 - C_{2r} ctg\beta_{2bl}\right) \tag{4.48}$$

$$\alpha_2 = arctg\frac{C_{2r}}{C_{2u}} \tag{4.49}$$

Nota: Es necesario obtener α_2 ¤ 13^0, o asignar $\alpha_2 = 14^0$ y corregir A_{2r} y C_{2r}

$$C_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + C_{2u}^2} \tag{4.50}$$

$$H_z = C_{2u}U_2 - C_{1um}U_{1m} + \alpha_f U_2^2 \tag{4.51}$$

$$\Delta T_R = \frac{1}{c_P}\left(H_z - \frac{C_2^2 - C_{1m}^2}{2}\right) \tag{4.52}$$

$$\xi_1 = \frac{0.065 + 2\left(\frac{\Delta\beta_m}{100}\right)^2}{50\sqrt{\sin\beta_{1m}}} \tag{4.53}$$

$$\xi_2 = 0.5\xi_1 \tag{4.54}$$

$$L_{rR} = \xi_1\frac{W_{1t}^2}{2} + \xi_2\frac{C_{1a}^2}{2} \tag{4.55}$$

$$B_R = \frac{k}{k-1} - \frac{L_{rR} + \alpha_f U_2^2}{R\Delta T_R} \tag{4.56}$$

$$n_R = \frac{B_R}{B_R - 1} \tag{4.57}$$

$$\rho_2 = \rho_{1m}\left(1 + \frac{\Delta T_R}{T_{1m}}\right)^{B_R - 1} \tag{4.58}$$

$$\beta_f = 1000\frac{\alpha_f G_a}{\rho_2 U_2 D_{1t}^2}\left(\frac{D_{1t}}{D_2}\right)^2 \tag{4.59}$$

Nota: Es necesario obtener $\beta_f = 1.3...1.4$, o corregir α_f

$$\bar{\beta}_f = \frac{\beta_f - 1.35}{1.35} \tag{4.60}$$

$$T_2 = T_{1m} + \Delta T_R \tag{4.61}$$

$$P_2 = P_{1m}\left(\frac{T_2}{T_{1m}}\right)^{\left(\frac{n_R}{n_R - 1}\right)} \tag{4.62}$$

$$T_2^* = T_2 + \frac{C_2^2}{2c_P} \tag{4.63}$$

$$a_{2cr} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_2^*} \tag{4.64}$$

$$\lambda_2 = \frac{C_2}{a_{2cr}} \tag{4.65}$$

$$a_2 = \sqrt{kRT_2} \tag{4.66}$$

$$M_2 = \frac{C_2}{a_2} \tag{4.67}$$

$$T(\lambda_2) = 1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_2^2 \tag{4.68}$$

$$P(\lambda_2) = [T(\lambda_2)]^{\frac{K}{K-1}} \tag{4.69}$$

$$P_2^* = \frac{P_2}{P(\lambda_2)} \tag{4.70}$$

$$\pi_R^* = \frac{P_2^*}{P_{1m}^*} \tag{4.71}$$

$$H_{SR}^* = c_P T_{1m}^* \left(\pi_R^{*\frac{K-1}{K}} - 1\right) \tag{4.72}$$

$$\eta_R^* = \frac{H_{SR}^*}{H_{zt}} \tag{4.73}$$

$$D_2 = \frac{D_{1t}}{\left(\frac{D_{1t}}{D_2}\right)} \tag{4.74}$$

$$k_\delta = \frac{\pi D_2}{\pi D_2 - z 0.0015} \tag{4.75}$$

$$b_2 = \frac{1.05 k_\delta G_a}{\rho_2 C_{2r} \pi D_2} \tag{4.76}$$

Nota: Es necesario obtener $b_2 \leq 0.005$, o corregir C_{2r}

$$T_{2r}^* = T_2^* - \frac{C_{2u}^2}{2c_P} \tag{4.77}$$

$$\lambda_{2r} = \frac{C_{2r}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1} R T_{2r}^*}} \tag{4.78}$$

Nota: Es necesario obtener $\lambda_{2r} \to 1$

Calculo de parámetros de flujo a la salida del difusor sin álabes (D) y sus dimensiones.

$$M_3 = 0.95 \sqrt{\frac{M_2^2}{\frac{D_3}{D_2}\left(1 + \frac{k-1}{2} M_2^2\right)} - \frac{k-1}{2}} \tag{4.79}$$

$$T_3 = \frac{T_2^*}{1 + \frac{k-1}{2} M_3^2} \tag{4.80}$$

$$C_3 = \sqrt{2c_P\left(T_2^* - T_3\right)} \tag{4.81}$$

$$\Delta T_D = \frac{C_2^2 - C_3^2}{2c_P} \tag{4.82}$$

$$\lambda_3 = \frac{C_3}{a_{2cr}} \tag{4.83}$$

$$D_3 = D_2\left(\frac{D_3}{D_2}\right) \tag{4.84}$$

$$b_3 = b_2 \tag{4.85}$$

$$\alpha_3 = \alpha_2 \tag{4.86}$$

$$\alpha_m = \frac{\alpha_3 + \alpha_2}{2} \tag{4.87}$$

$$L_{rD} = \frac{\xi_D (D_3 - D_2)(C_3^2 + C_2^2)}{4b_2 \sin\alpha_m} \tag{4.88}$$

$$n_D = \frac{k}{k-1} - \frac{L_{rD}}{R\Delta T_D} \tag{4.89}$$

$$\rho_3 = \rho_2\left(\frac{T_3}{T_2}\right)^{n_D - 1} \tag{4.90}$$

$$C_{3r} = \frac{G_a}{\pi\rho_3 D_3 b_3} \tag{4.91}$$

$$C_3' = \frac{C_{3r}}{\sin\alpha_3} \tag{4.92}$$

$$\left|\frac{C_3 - C_3'}{C_3}\right| \tag{4.93}$$

$$P_3 = \rho_3 R T_3 \tag{4.94}$$

$$P_3^* = P_3\left(\frac{T_2^*}{T_3}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{4.95}$$

$$\sigma_D = \frac{P_3^*}{P_2^*} \tag{4.96}$$

$$\pi_D = \frac{P_3}{P_2} \tag{4.97}$$

$$H_{SD} = c_P T_2\left(\pi_D^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \tag{4.98}$$

$$\eta_D = \frac{2H_{SD}}{C_2^2 - C_3^2} \tag{4.99}$$

Cálculo de parámetros de flujo del Difusor con álabes (VD) y sus dimensiones.

$$b_4 = b_3 \tag{4.100}$$

$$z'_{VD} = \frac{360}{\theta}\sin^2\alpha_3\left[\frac{\left(\frac{F_4}{F_3}\right)^2 - 1}{\left(\frac{D_4}{D_3}\right)^{\prime 2} - 1}\right] \tag{4.101}$$

z_{VD} Como número entero.

$$\left(\frac{D_4}{D_3}\right) = \sqrt{1 + \frac{360}{z_{VD}\theta}\left[\left(\frac{F_4}{F_3}\right)^2 - 1\right]\sin^2\alpha_3} \tag{4.102}$$

$$D_4 = D_3\left(\frac{D_4}{D_3}\right) \tag{4.103}$$

$$D_K = D_4 + 3.5b_4 \tag{4.104}$$

$$\frac{D_K}{D_2} \tag{4.105}$$

$$F_3 = \pi D_3 b_3 \sin\alpha_3 \tag{4.106}$$

$$F_4 = F_3\left(\frac{F_4}{F_3}\right) \tag{4.107}$$

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{F_4}{\pi D_4 b_4}\right) \tag{4.108}$$

$$\xi_{VD} = 8\frac{D_2}{D_3}\left(1-\frac{F_3}{F_4}\right)^2 tg^{1.25}\frac{\theta}{2} \tag{4.109}$$

$$A = \frac{\xi_{VD}}{1-\left(\frac{C_4}{C_3}\right)'^2} \tag{4.110}$$

$$B_{VD} = \frac{k}{k-1}(1-A) \tag{4.111}$$

$$\rho_4 = \rho_3\left\{1+\frac{k-1}{2}M_3^2\left[1-\left(\frac{C_4}{C_3}\right)'^2\right]\right\}^{B_{VD}-1} \tag{4.112}$$

$$\rho'_4 = \frac{\rho_3}{\frac{F_4}{F_3}\left(\frac{C_4}{C_3}\right)'} \tag{4.113}$$

$$\left|\frac{\rho_4 - \rho'_4}{\rho_4}\right| \tag{4.114}$$

$$C_4 = C_3\left(\frac{C_4}{C_3}\right)' \tag{4.115}$$

$$\Delta T_{VD} = \frac{C_3^2 - C_4^2}{2c_P} \tag{4.116}$$

$$T_4 = T_3 + \Delta T_{VD} \tag{4.117}$$

$$P_4 = P_3\left(\frac{T_4}{T_3}\right)^{B_{VD}} \tag{4.118}$$

$$M_4 = \frac{C_4}{\sqrt{kRT_4}} \tag{4.119}$$

$$\lambda_4 = \frac{C_4}{a_{2\,cr}} \tag{4.120}$$

$$\pi_{VD} = \frac{P_4}{P_3} \tag{4.121}$$

$$H_{SVD} = c_P T_3\left(\pi_{VD}^{\frac{k-1}{k}} - 1\right) \tag{4.122}$$

$$\eta_{Vd} = \frac{2H_{SVD}}{C_3^2 - C_4^2} \tag{4.123}$$

$$P_4^* = P_4\left(\frac{T_2^*}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{4.124}$$

$$\sigma_{Vd} = \frac{P_4^*}{P_3^*} \tag{4.125}$$

$$P_K^{*'} = 0.99P_4^* \tag{4.126}$$

$$\left|\frac{P_K^* - P_K^{*'}}{P_K^*}\right| \tag{4.127}$$

Cálculo de parámetros de la etapa y dimensiones de la sección K-K.

$$\eta_{st}^{*} = \frac{H_{Sst}^{*}}{H_{z}} \tag{4.128}$$

$$T_K = T_2^{*} - \frac{C_K^2}{2c_P} \tag{4.129}$$

$$P_K = P_K^{*'}\left(\frac{T_K}{T_2^{*}}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{4.130}$$

$$\rho_K = \frac{P_K}{RT_K} \tag{4.131}$$

$$F_K = \frac{G_a}{\rho_K C_K} \tag{4.132}$$

$$D_{hK} = \sqrt{D_K^2 - \frac{4F_K}{\pi}} \tag{4.133}$$

$$h_K = \frac{D_K - D_{hK}}{2} \tag{4.134}$$

$$n = \frac{60U_2}{\pi D_2} \tag{4.135}$$

$$\left(\frac{D_1}{D_2}\right)_{opt} = \frac{C_1}{U_2}\left[\sqrt{\left(\frac{ctg\alpha_1}{2}\right)^2 + 2\left(1 + ctg^2\alpha_1 + \frac{\xi_2}{\xi_1}\right)} - \frac{ctg\alpha_1}{2}\right] \tag{4.136}$$

4.1 DESARROLLO DE UN PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

Para el desarrollo del programa para el cálculo del compresor centrífugo transónico se utilizo el software Microsoft Visual Basic 6.0. El programa lleva por titulo “CompCent”, el cual consta de seis ventanas en donde la primera es para introducción de datos Fig. 4.1 y las demás son para visualización de resultados por sección del compresor. En la Fig. 4.2 se muestra la ventana donde se visualizan los resultados obtenidos del cálculo termogasodinámico en la admisión del compresor centrífugo, la Fig. 4.3 muestra los resultados del cálculo termogasodinámico en el impulsor, en la Fig. 4.4 y Fig. 4.5 se tienen los resultados del cálculo termogasodinámico realizado para los difusores sin álabes y con álabes respectivamente, por último en la Fig. 4.6 se pueden visualizar los resultados a la salida del compresor centrífugo.

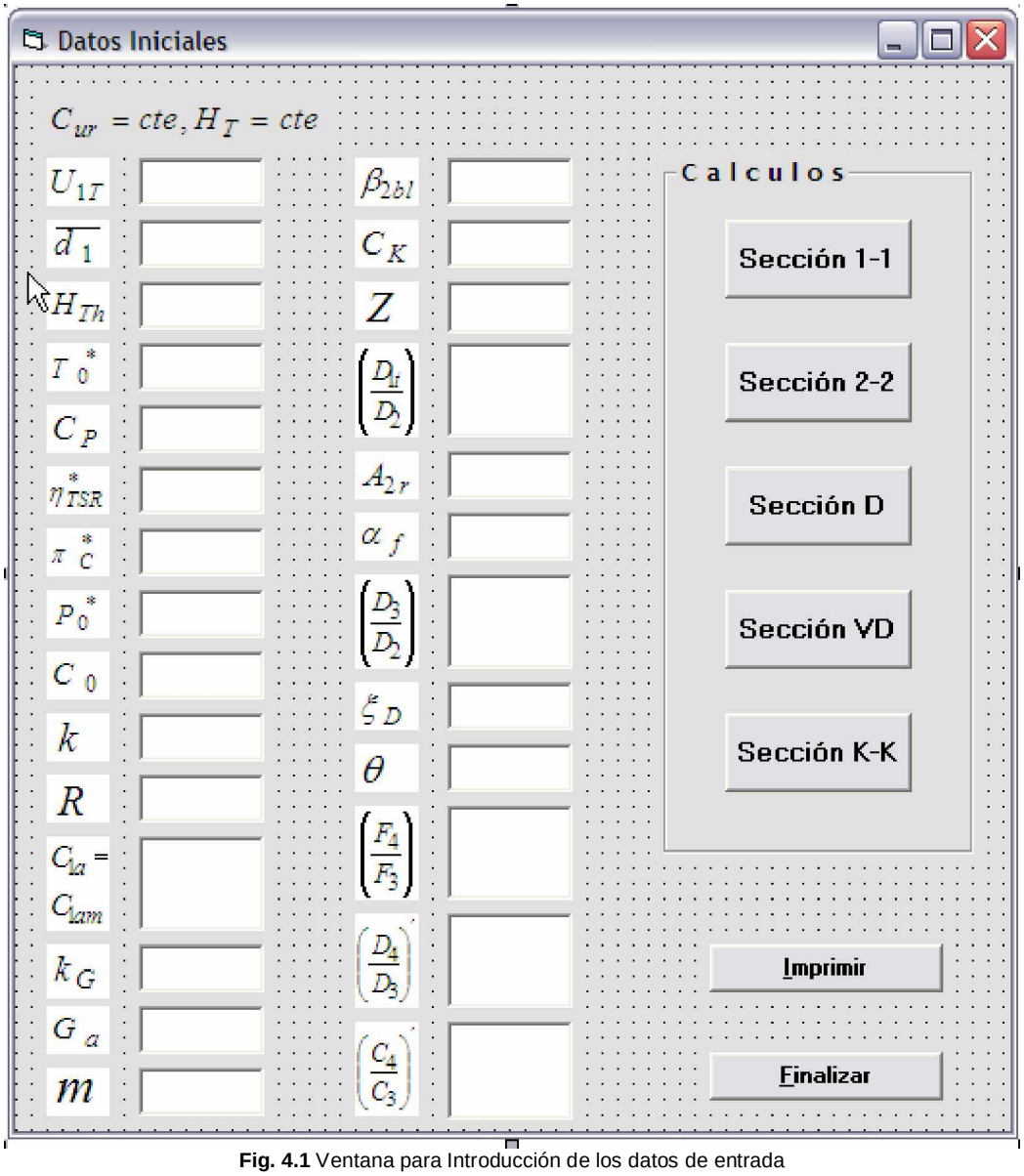

Fig. 4.1 Ventana para Introducción de los datos de entrada

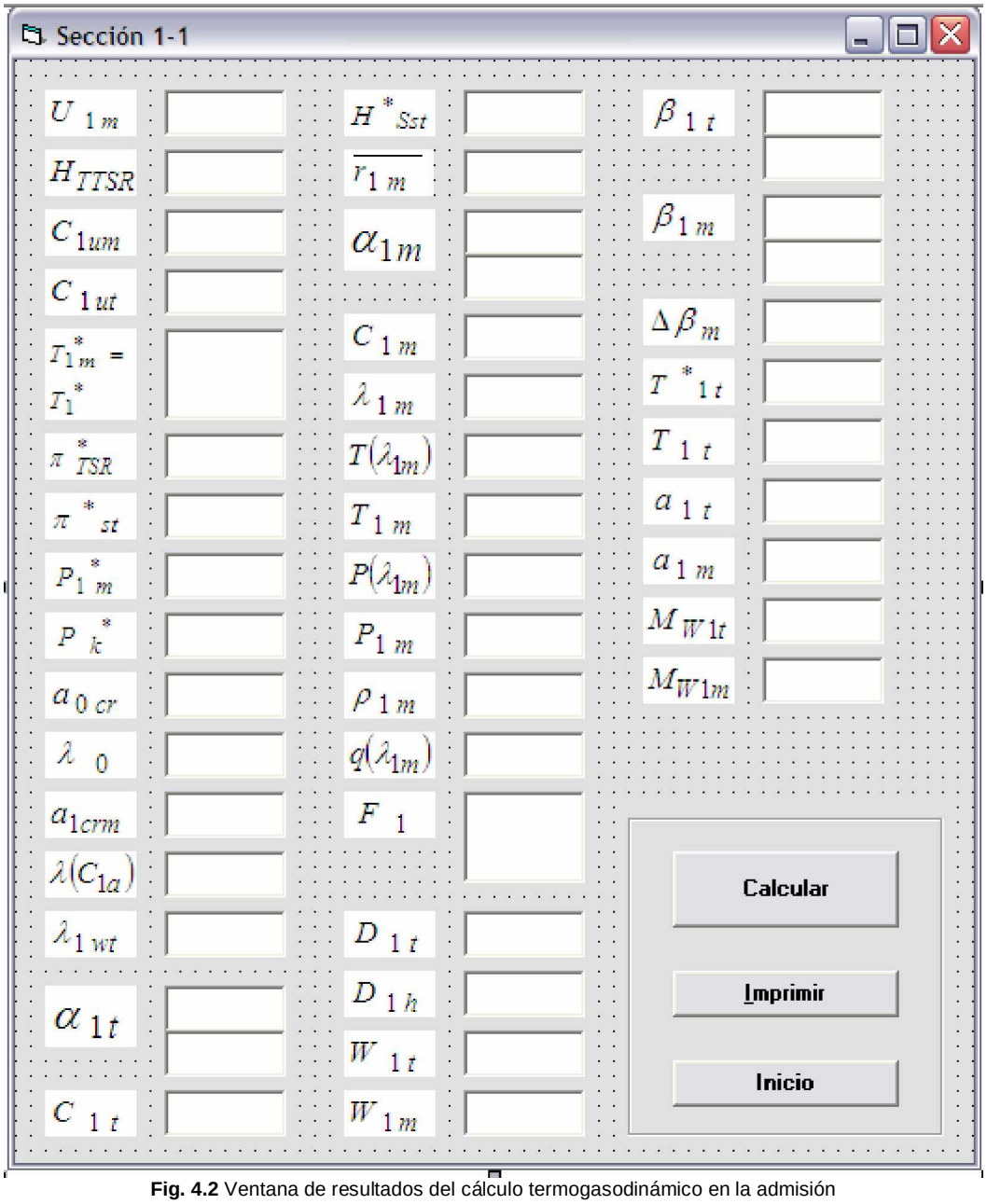

Fig. 4.2 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en la admisión

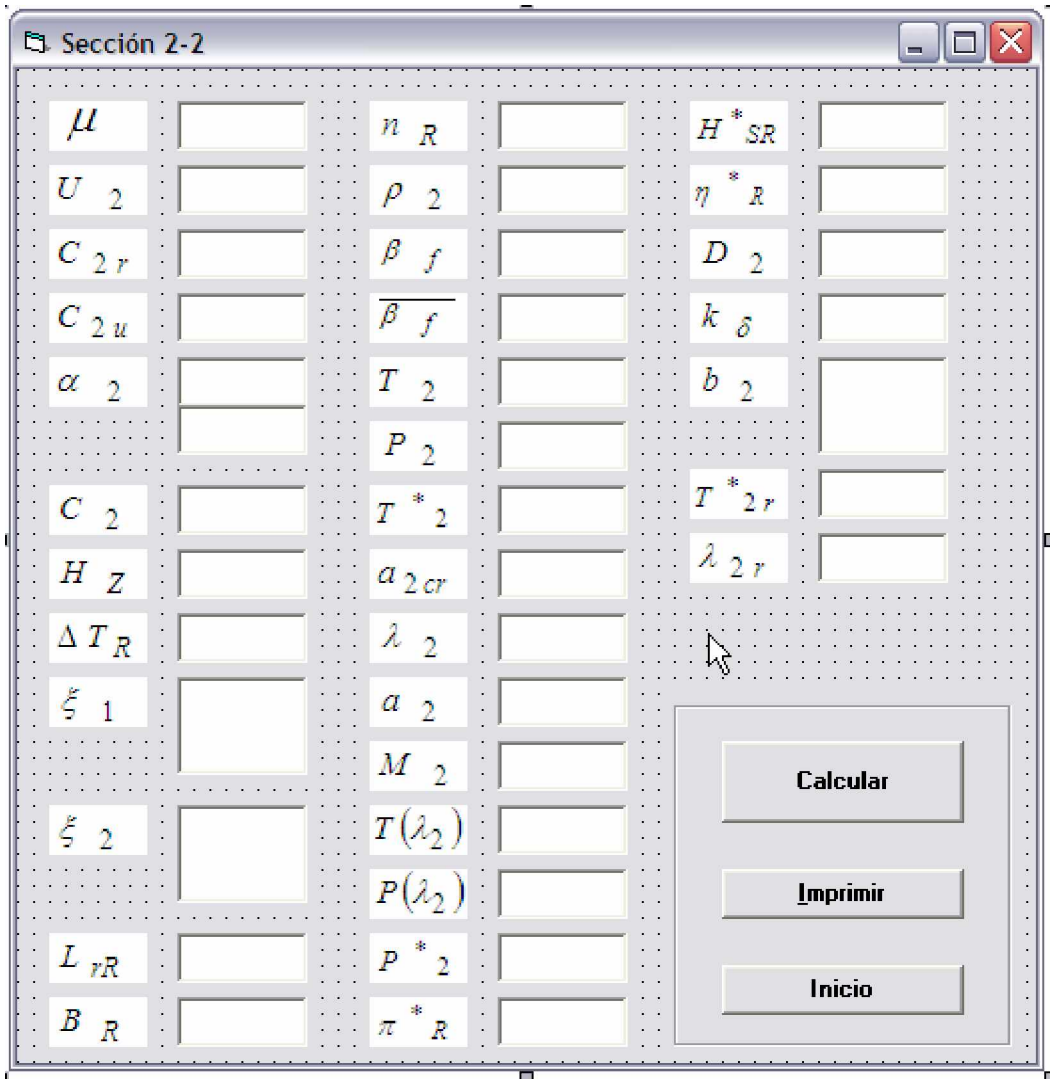

Fig. 4.3 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en el impulsor

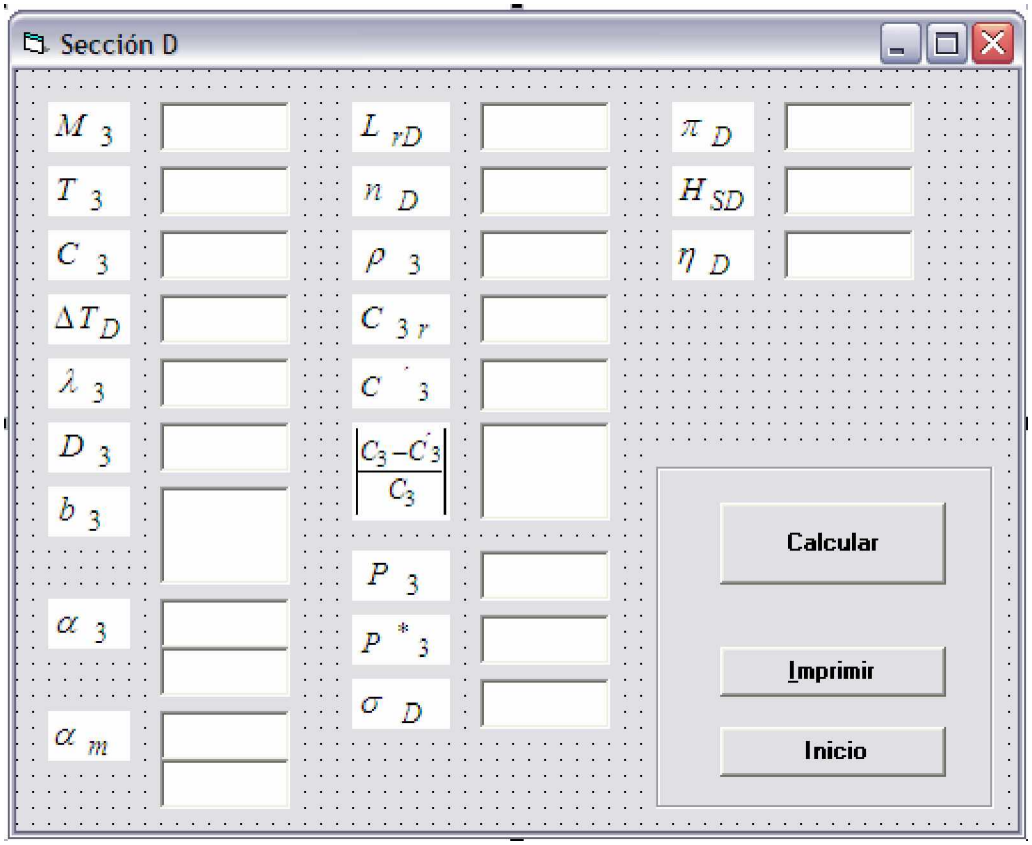

Fig. 4.4 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en el Difusor sin álabes

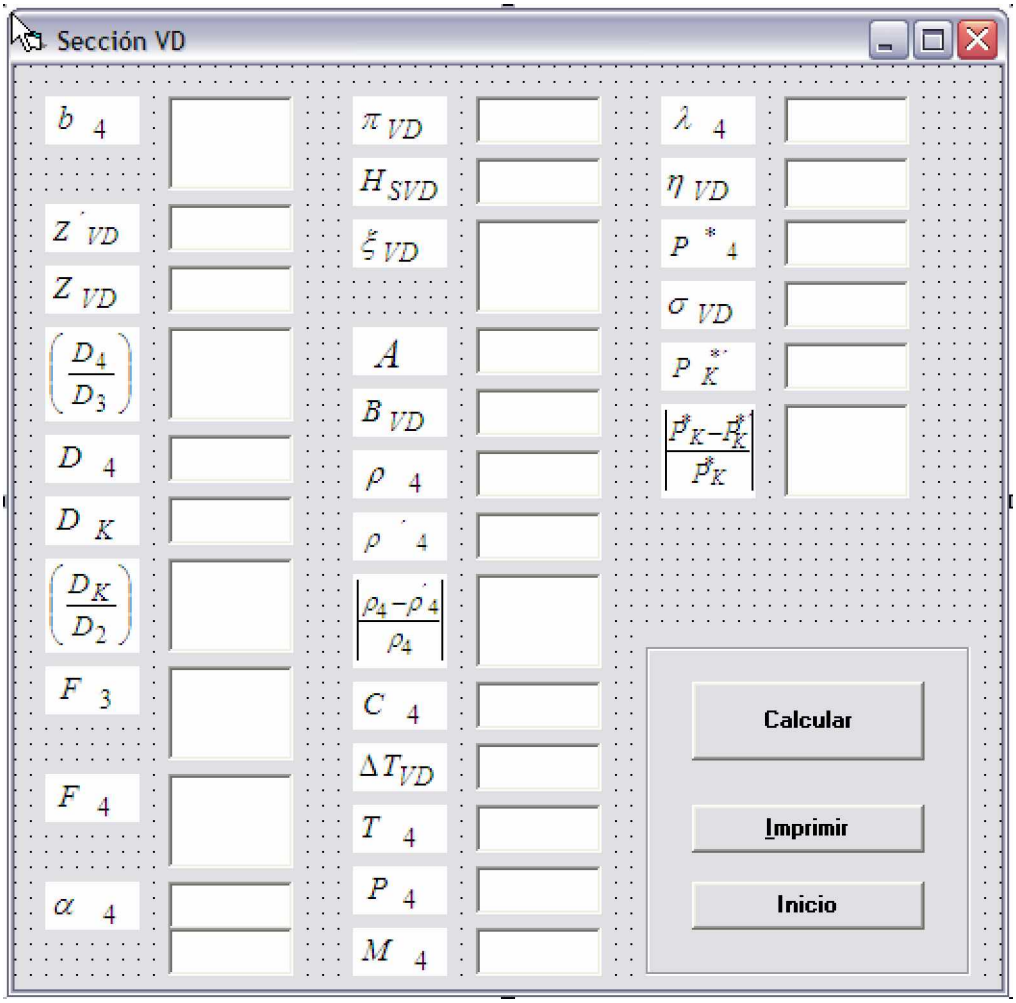

Fig. 4.5 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en el Difusor con álabes

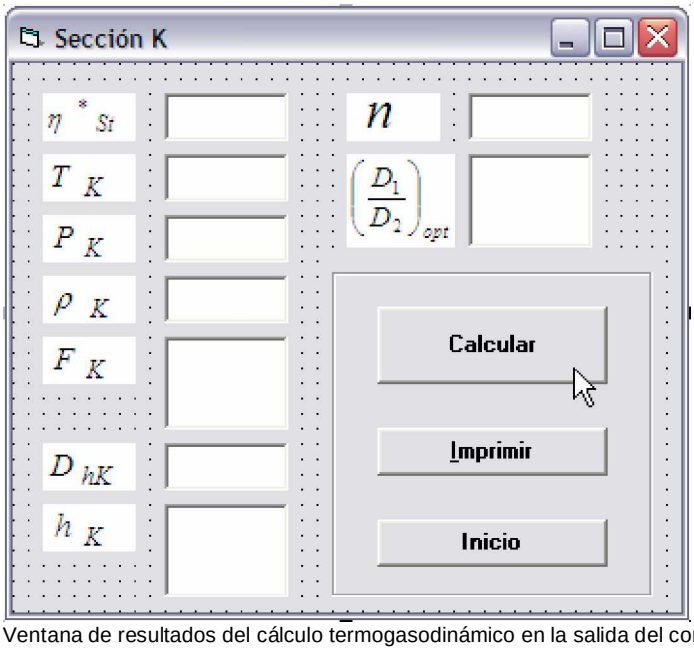

Fig. 4.6 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en la salida del compresor

4.2 PRUEBAS COMPUTACIONALES DEL PROGRAMA DESARROLLADO

Para realizar las pruebas pertinentes al programa desarrollado se variaron parámetros principales de operación del compresor centrifugo como se muestra en la Tabla 4.1, en la primer columna se calcula con una relación de presiones (π^*_C) y gasto másico (Ga) recomendado del fabricante con los cuales se realizara en calculo para todo el compresor en el siguiente capitulo. En las siguientes dos columnas el gasto másico lo mantenemos constante y la relación de presiones se varia dentro de los limites de operación de este compresor. En las ultimas dos columnas la relación de presiones permanece constante y el gasto másico lo variamos dentro de limites de operación.

Los resultados mostrados en la Tabla 4.1 solo contemplan algunos valores ya que su intención es ver si el programa se comporta de manera adecuada cuando variamos parámetros de funcionamiento principales.

Tabla 4.1 Resultados de las pruebas computacionales desarrolladas al programa "CompCent"

Parámetro	π*C=8.4 Ga=3.045	π*C=7 Ga=3.045	π*C=10 Ga=3.045	Ga=2 π*C=8.4	Ga=4 π*C=8.4
π*TSR	1.5799	1.5799	1.5799	1.5799	1.5799
π*ST	5.3167	4.4306	6.3295	5.3167	5.3167
λ(C1a)	0.5301	0.5301	0.5301	0.5301	0.5301
λ1wt	0.8835	0.8835	0.8835	0.8835	0.8835
U2	573.643	573.643	573.643	573.643	573.643
λ1m	0.6865	0.6865	0.6865	0.6865	0.6865
Mw1t	0.8647	0.8647	0.8647	0.8647	0.8647
Mw1m	0.6853	0.6853	0.6853	0.6853	0.6853
μ	0.8861	0.8861	0.8861	0.8861	0.8861
α2	16.48	16.48	16.48	16.48	16.48
ξ1	0.0099	0.0099	0.0099	0.0099	0.0099
βf	1.4125	1.4125	1.4125	1.4137	1.4127
βf^	0.0462	0.0462	0.0462	0.0471	0.0464
λ2	1.1868	1.1868	1.1868	1.1868	1.1868
M2	1.2384	1.2384	1.2384	1.2384	1.2384
π*R	6.49	6.49	6.49	6.49	6.49
η*R	0.8941	0.8941	0.8941	0.8941	0.8941
b2	0.00923	0.00923	0.00923	0.0076	0.0105
λ2r	0.3803	0.3803	0.3803	0.3803	0.3803
M3	0.8379	0.8379	0.8379	0.8379	0.8379
λ3	0.8597	0.8597	0.8597	0.8597	0.8597

|C3-C3´/C3|	0.1785	0.1785	0.1785	0.1921	0.1713
πD	1.4383	1.4383	1.4383	1.4409	1.4368
ηD	0.7508	0.7508	0.7508	0.7547	0.7485
Dk/D2	1.6870	1.6870	1.6870	1.6893	1.6864
|ρ4-ρ4´/ρ4|	0.1718	0.1718	0.1718	0.1718	0.1718
M4	0.2367	0.2367	0.2367	0.2367	0.2367
λ4	0.2579	0.2579	0.2579	0.2579	0.2579
πVD	1.4582	1.4582	1.4582	1.4582	1.4582
ηVD	0.8905	0.8905	0.8905	0.8905	0.8905
|Pk-P*k´/P*k|	0.0328	0.2394	0.1324	0.0347	0.0317
η*ST	0.7745	0.6709	0.8787	0.7745	0.7745
Dhk	0.4236	0.4236	0.4236	0.3436	0.4853
(D1/D2)opt	0.6853	0.6853	0.6853	0.6853	0.6853

CONCLUSIONES

De este capitulo concluye que el algoritmo de calculo desarrollado capitulo tiene un gran alcance, ya que puede ser utilizado para el cálculo de las secciones principales del compresor centrífugo. En este algoritmo se consideran parámetros que caracterizan pérdidas de energía mecánica y de fluido. Estos parámetros se adicionaron para tener valores más cercanos a los valores reales de operación.

La interfase desarrollada para el programa “CompCent” es de fácil manejo. Las pruebas desarrolladas al programa mostraron que estos valores pueden ser confiables, ya que con la variación de la relación de presiones (π^*_C) y gasto másico (Ga), se obtuvo un comportamiento coherente con la teoría de funcionamiento de estas turbomáquinas.

CAPITULO 5

5 CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

Este capitulo es el punto fundamental de todo el trabajo ya que lo que tratamos de hacer es el desarrollo Termogasodinámico del compresor centrifugo.

Para la realización de este calculo se emplearon valores obtenidos mediante el calculo del motor turboeje visto en capitulo 1, algunos datos obtenidos de tablas del fabricante. Además se propusieron algunos valores como son relaciones de diámetros y velocidades absolutas en los difusores, desde el punto de vista del Director de Tesis que tiene la experiencia en esta línea de investigación.

Datos de Entrada:

($C_u r$ =const; H_T=const)

U1t =370 [m/s]

$\bar{d}_1$ =0.625

$\overline{\overline{H}}_{Th}$ =0.84

T^*_0 =288.15 [K]

Cp =1005 [J/kg.K]

η^*_{TSR}=0.9

π^*_C=8.4

P^*_0=98285 [Pa]

C_0=185 [m/s]

k =1.4

R =287 [J/kg.K]

$C_{1a} = C_{1am}$=177 [m/s]

k_G =1.02

Ga =3.045 [kg/s]

m = 0.0404 $[(kg.K)/J]^{0.5}$

β_{2bl} =90°

C_k=80 [m/s]

Z=32

$\left(\frac{D_{1t}}{D_2}\right)$= 0.645

A_{2r} =0.85

α_f =0.05345

$\left(\frac{D_3}{D_2}\right)=1.2$

ξ_D =0.0075

θ =10 [deg]

$\left(\frac{F_4}{F_3}\right)=2.2$

$\left(\frac{D_4}{D_3}\right)'=1.3$

$\left(\frac{C_4}{C_3}\right)'=0.3$

5.1 RESULTADOS DEL CÁLCULO TERMOGASODINÁMICO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

Con ayuda del programa "CompCent" se obtuvieron los siguientes resultados. La Tabla 5.1 muestra los valores derivados del cálculo en la sección 1-1 o admisión. En la Tabla 5.2 tenemos resultados de la sección 2-2 relacionada con el impulsor. La Tabla 5.3 se pueden observar los valores calculados para el difusor sin alabes. En la Tabla 5.4 tenemos los valores para el difusor con alabes y en la Tabla 5.5 se tienen los valores obtenidos para la sección de salida del compresor centrifugo transónico.

Tabla 5.1 Resultados del Cálculo Termogasodinámico en la Admisión

SECCIÓN 1-1	
U1m=	308.525
H TTSR=	44920.31
C1um=	145.596
C1ut=	121.406
T1m*=T1*=	332.846
π TSR*=	1.5799
π St*=	5.3167
P1m*=	155280.471

Pk*=	825579.68
α0cr=	310.615
λ0=	0.5955
α1crm=	333.838
λ(C1a)=	0.5301
λ1wt=	0.8835
α1t=	0.9695
	55.54
C1t=	214.648
H Sst*=	204672.202
r1m^=	0.8338
α1m=	0.8824
	50.55
C1m=	229.195
λ1m=	0.6865
T(λ1m)=	0.9214
T1m=	306.684
P(λ1m)=	0.7508
P1m=	116584.578
ρ1m=	1.3245
q(λ1m)=	0.8824
F1=	0.0132
D1t=	0.1664
D1h=	0.104
W1t=	305.168
W1m=	240.571
β1t=	0.6187
	35.44
β1m=	0.8267
	47.36
Δβm=	42.64
T1t*=	332.846
T1t=	309.923
a1t=	352.883
a1m=	351.035
Mw1t=	0.8647
Mw1m=	0.6853

Tabla 5.2 Resultados del Cálculo Termogasodinámico en el Impulsor

SECCIÓN 2-2	
μ=	0.8861
U2=	573.643
C2r=	150.45
C2u=	508.305
α2=	0.2877
	16.48
C2=	530.102
Hz=	264254.192
ΔTR=	149.268
ξ1=	0.0099
ξ2=	0.0049
LrR=	543.667
BR=	3.0767
nR=	1.48153
ρ2=	3.0179
βf=	1.4125
βf^=	0.0462
T2=	455.952
P2=	394945.669
T2*=	595.757
a2cr=	446.631
λ2=	1.1868
a2=	428.02
M2=	1.2384
T(λ2)=	0.7652
P(λ2)=	0.3919
P2*=	1007771.62
πR*=	6.49
H SR*=	236283.662
ηR*=	0.8941
D2=	0.2579
kδ=	1.0629
b2=	0.00923
T2r*=	467.212
λ2r=	0.3803

Tabla 5.3 Resultados del Cálculo Termogasodinámico en el Difusor sin Álabes

SECCIÓN D	
M3=	0.8379
T3=	522.403
C3=	383.981
ΔTD=	66.451
λ3=	0.8597
D3=	0.3094
b3=	0.00923
α3=	0.2877
	16.48
αm=	0.2877
	16.48
LrD=	15783.574
nD=	2.6723
ρ3=	3.7889
C3r=	89.502
C3´=	315.428
|C3-C3´/C3|	0.1785
P3=	568068.492
P3*=	899752.211
σD=	0.8928
πD=	1.4383
H SD=	50144.238
ηD=	0.7508

Tabla 5.4 Resultados del Cálculo Termogasodinámico del Difusor con Álabes

SECCION VD	
b4=	0.00923
Z´VD=	16.130
Z VD=	16
(D4/D3)	1.3021
D4=	0.4028
Dk=	0.4351
Dk/D2=	1.6870

F3=	0.00254
F4=	0.00560
α4=	0.5
	28.64
πVD=	1.4582
H SVD=	59743.572
ξVD=	0.0944
A=	0.1037
BVD=	3.1370
ρ4=	4.899
ρ´4=	5.7407
|ρ4-ρ´4/ρ4|	0.1718
C4=	115.194
ΔTVD=	66.752
T4=	589.155
P4=	828375.209
M4=	0.2367
λ4=	0.2579
ηVD=	0.8905
P4*=	861322.208
σVD=	0.9572
Pk*´=	852708.986
|Pk*-Pk*´/Pk*|	0.0328

Tabla 5.5 Resultados del Cálculo Termogasodinámico en la sección de salida

SECCION K	
ηst*=	0.7745
T k=	592.572
P k=	836859.872
ρ k=	4.9207
F k=	0.00773
D hK=	0.4236
h k=	0.00575
n=	42480.706
(D1/D2)opt=	0.6853

5.2 DISTRIBUCIÓN DE PARÁMETROS A LO LARGO DEL DUCTO DEL COMPRESOR CENTRÍFUGO

Con los resultados obtenidos del compresor centrifugo transónico, se construyó el grafico mostrado en la Fig. 5.1, en el cual podemos observar la variación de los parámetros más importantes a lo largo del compresor, como son presiones totales, presiones estáticas, temperaturas totales, temperaturas estáticas y velocidad absoluta.

Las dimensiones radiales del compresor centrífugo calculado se pueden observar en la Fig. 5.2, las dimensiones axiales vistas en el dibujo no tienen relación directa con el calculo debido a que en el algoritmo de calculo no se contemplan.

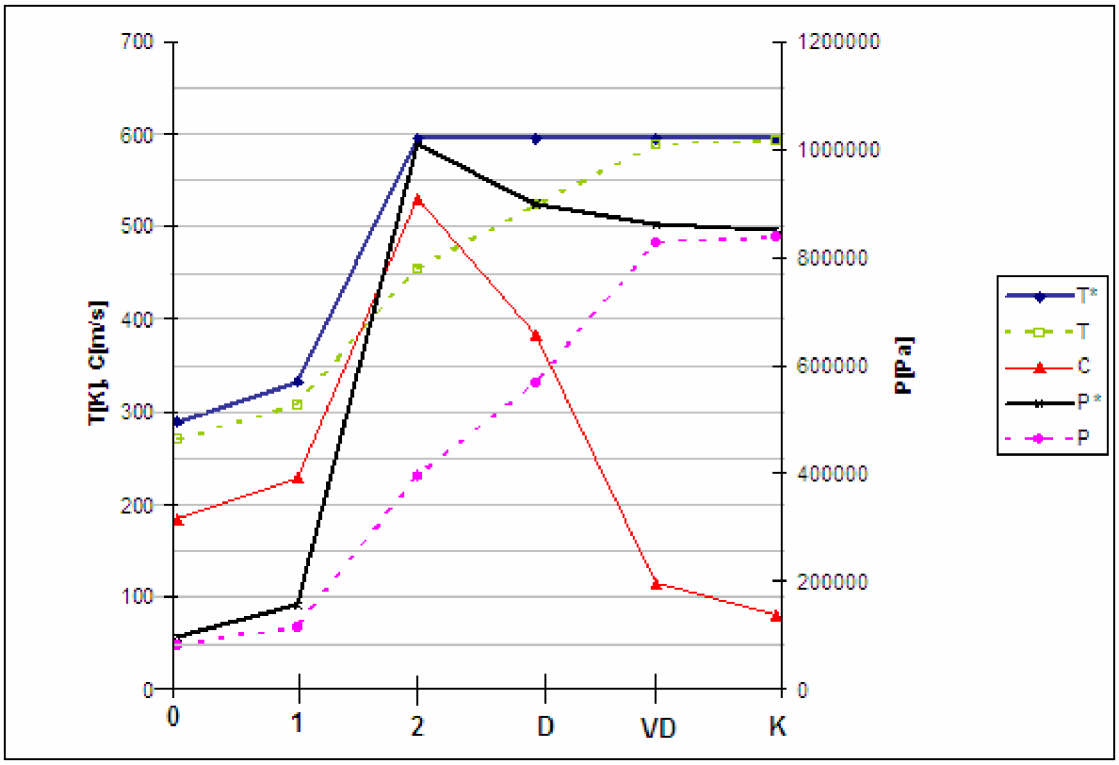

Fig. 5.1 Variación de parámetros a lo largo del compresor centrifugo.

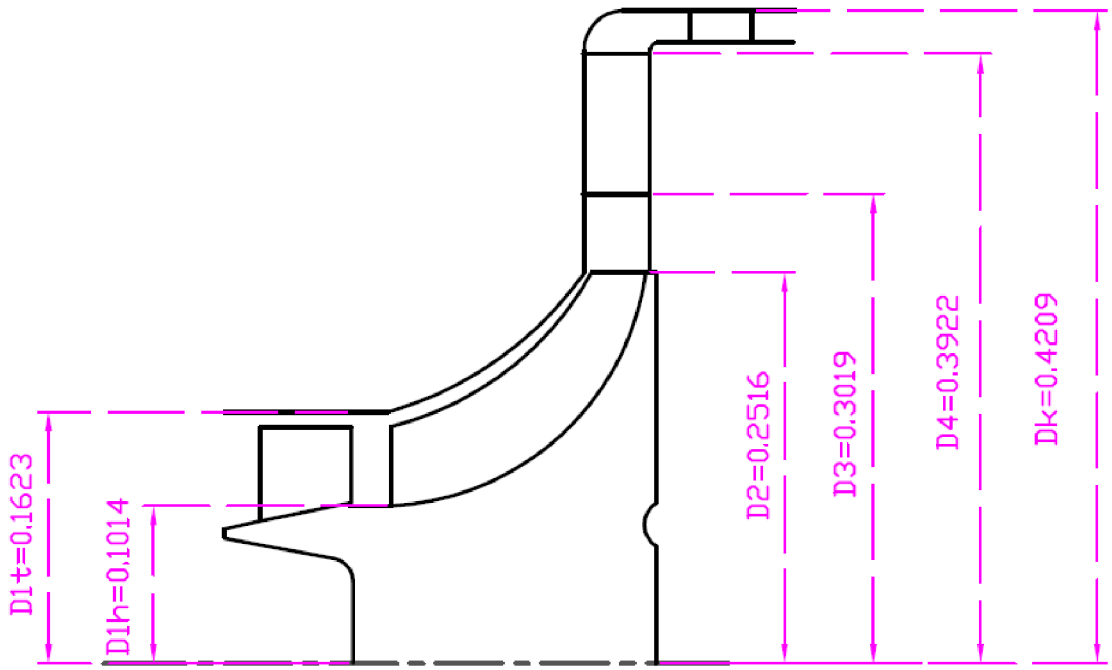

Fig. 5.2 Dimensiones radiales principales del compresor centrífugo [m].

5.3 COMPARACIÓN DE LOS CÁLCULOS DEL COMPRESOR AXIAL Y CENTRÍFUGO PARA EL MOTOR.

El compresor centrífugo tiene las siguientes ventajas sobre el compresor axial:

a) Mayor relación de presiones en una sola etapa.

b) Mayor zona de funcionamiento estable, por lo que respecta al fenómeno de bombeo

c) Menor dimensión axial.

El compresor axial ofrece las siguientes ventajas con relación al compresor centrífugo:

a) Mejor rendimiento

b) Mayor relación de presiones por todo el compresor.

c) El compresor axial tiene menor volumen, menor superficie frontal, y menor peso para igualdad de gasto másico y de relación de compresión.

d) Simple construcción.

Si la relación de compresión es pequeña, ésta se puede lograr con un compresor centrifugo de un solo escalonamiento, con lo cual el peso y volumen de la máquina será menor que si se empleara un compresor axial, que necesariamente tendría que ser de varios escalonamientos.

La relación de compresión por escalonamiento es:

- Escalonamiento compresor centrifugo: máxima realizable de, 3 ą 5; valores típicos de, 1.5 ą 2.5

- Escalonamiento compresor axial: máxima realizable de, 1.2 ą 2 (2 solamente para compresores supersónicos.

CONCLUSIONES

Al termino de este capitulo se obtuvieron valores que caracterizan el funcionamiento de todo el compresor centrifugo, en cada etapa conocimos los parámetros termogasodinámicos y geométricos mas relevantes.

Con los parámetros totales y estáticos de presiones, temperaturas y velocidad absoluta obtenidos se pudo describir de manera clara en un grafico la variación de estos parámetros a lo largo del compresor centrífugo.

Con la ayuda de los diámetros calculados para cada sección se pudo dimensionar el compresor centrífugo.

Con los valores calculados del compresor axial en el segundo capitulo y los valores obtenidos en este capitulo se pudo comparar el funcionamiento de estas turbomáquinas.

CONCLUSIONES GENERALES

CONCLUSIONES GENERALES

En este trabajo la planta de potencia con la cual se trabajo fue un motor turboeje para helicóptero. Este es uno de los motores mas empleados en helicópteros y por ello el uso del compresor centrifugo el cual ofrece un margen de operación estable mayor. Sin embargo, esto no significa que no se pueda emplear en otras configuraciones.

Al termino de este trabajo se concluye que el tipo de compresor centrifugo calculado, ofrece una misma relación de presiones y gasto másico con una sola etapa que el compresor axial que utiliza once etapas para este mismo propósito, por lo tanto, la mejor opción en este caso es el compresor centrífugo.

El algoritmo de cálculo desarrollado en este trabajo puede ser utilizado de manera efectiva para conocer los parámetros termogasodinámicos y geométricos mas importantes que nos ayudan a dimensionar al compresor como diámetros de las secciones radiales, ángulos de los álabes del impulsor y difusor, así como también parámetros termogasodinamicos como la relación de presiones con parámetros totales, temperaturas totales, temperaturas estáticas, presiones totales, presiones estáticas en cada sección del compresor.

Para la obtención de estos parámetros se utilizan coeficientes que caracterizan las perdidas de energía mecánica como por ejemplo, el coeficiente de recuperación de la presión total, coeficiente de perdidas hidráulicas, también parámetros de flujo como la separación de capa limite que no son muy utilizados para este tipo de cálculos.

RECOMENDACIONES PARA TRABAJOS FUTUROS

El empleo de este tipo de compresores principalmente es en helicópteros debido a su mayor margen de operación en zona estable.

Actualmente existen métodos y tecnologías efectivas para la proyección del compresor centrífugo, sin embargo no toman en cuenta problemas específicos utilizados en este trabajo como por ejemplo la separación de capa limite, perdidas adicionales entre otras.

Por lo tanto al término del trabajo se hacen las siguientes recomendaciones:

Este algoritmo de cálculo se realizó para un compresor centrífugo de una sola etapa, teóricamente se podría proyectar para varias etapas pero debido a las altas pérdidas que se generarían en el compresor centrífugo no es recomendable en la práctica.

En el programa desarrollado se omitieron algunas iteraciones, ya que los resultados que obtuvimos se encontraban dentro de los límites de operación establecidos en el algoritmo. Sin embargo si los resultados no corresponden a los límites se requiere hacer las iteraciones.

BIBLIOGRAFIA

Bathi, William, **Fundamentos de Turbinas de Gas**, Mc Graw Hill, 1989

Coria, F.R., **Energía y Maquinas Térmicas**, Limusa, 1983

Dixon, S.L. Fluid Mechanics **Thermodynamics of Turbomachinery**, Pergamon, 1975

El-Wakil, M.M., **Powerplant Technology**, Mc Graw Hill, 1984

Giacosa, Dante, **Motores Endotérmicos,** (Madrid, México, 1980)

Gostelow, J.P., **Cascade Aerodynamics**, Pergamon Press, 1984

Greene, R.W., **Compresores**, McGraw-Hill, 1992

H. Cohen, G.F.C. Rogers, H.I.H. Saravanamuttoo, **Teoría de las Turbomáquinas**, Marcombo, 1983

Haywood, R.W., **Ciclos Termodinámicos de Potencia y Refrigeración** Ed. Limusa, 1999

Jack D. Mattingly, **Elements of Gas Turbine Propulsion,** American Institute of Aeronautics & Ast, 1995

Mataix, Claudio, **Turbomáquinas Térmicas: Turbinas de Vapor, Turbinas de Gas, Turbocompresores**, Limusa, 2000

Manoharan Thiagarajan, **A Design Study of Single-Rotor Turbomachinery Cycles,** Virginia Polytechnic Institute, Blacksburg, Virginia 2004.

Meherwan, P. Boyce, **Gas Turbine Engineering Handbook**, Gulf Professional Publishing, 2002

Michael M. Cui**, Comparative Study of Unsteady Flows in a Transonic Centrifugal Compressor with Vaneless and Vaned Diffusers**, International Journal of Rotating Machinery 2005:1, 90–103

The Technical Publications Department, **The Jet Engine,** Rolls-Royce plc, 1986

Sawer, J.W, **Gas Turbine Engineering Handbook**, Turbomachinery International Publications, 1985

Severns, W.H, Delger, H.E., Miles, J.C., **Energía mediante vapor, aire o gas**, Reverte, 1992

Vitaliy Nezym, Francisco Javier Rivera Huerta, Jorge Alberto Sánchez Ramos, Carlos Guillermo García Mancilla, **Desarrollo de un Modelo Estadístico Usado para la Configuración de la Carcasa,** Segundo Congreso de Ingenierías Mecánica, Eléctrica, Electrónica y Mecatrónica, UAM AZCAPOTZALCO, México D.F. 2007.

Vivier, L., **Turbinas de Vapor y de Gas**, URMO, 1975

Walsh, P.P. and Fletcher, P., **Gas Turbine Performance**, Blackwell Science, 1998

Wilson, D.G., **Design of High Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines**, MIT Press, 1984

ANEXO A.

LISTA DE FIGURAS Y TABLAS DE LA TESIS

Capitulo 1. Plantas de Potencia

Tabla 1.1 Fuentes de energía térmica y energéticos para las PT
Tabla 1.2 Transformaciones de energía en las PT

Fig. 1.1 Planta básica de turbina de gas de circuito abierto
Fig. 1.2 Planta simple de turbina de gas de circuito cerrado
Fig. 1.3 Desempeño del ciclo simple con turbina de gas

Fig. 1.4 Desempeño del ciclo regenerativo
Fig. 1.5 Vista típica de turbina de gas con cámara de combustión

Fig. 1.6 Sección transversal de una turbina de gas aeroderivada
Fig. 1.7 Turbina de gas tipo industrial
Fig. 1.8 Corte de una turbina de gas pequeña de flujo radial

Fig. 1.9 Esquema de una microturbina
Fig. 1.10 Esquema típico de un turborreactor
Fig. 1.11 Esquema de un turboventilador

Fig. 1.12 Esquema de un turbohélice
Fig. 1.13 Esquema de un turboeje
Fig. 1.14 Vista del motor turboeje típico

Fig. 1.15 Esquema del motor turboeje con componentes principales
Tabla 1.3 Temperaturas y presiones totales a lo largo del ducto del motor turboeje
Fig. 1.16 Variación de los parámetros totales a lo largo del ducto del motor

Capitulo 2. Turbomáquinas Tipo Compresor

Fig. 2.1 Cortes de un compresor: a) Radial; b) Diagonal; c) Axial
Fig. 2.2 Curvas típicas de rendimiento en función del gasto másico de un compresor: a) centrífugo; b) axial
Fig. 2.3 Curvas características de un compresor: a) centrífugo; b) axial, con las curvas limites del bombeo
Fig. 2.4 Sección interior de una turbina axial
Fig. 2.5 Sistema de coordenadas para un compresor de flujo axial
Fig. 2.6 Variación de presión, temperatura y velocidad a través de un compresor de flujo axial
Fig. 2.7 Triángulos de velocidades típicos de un compresor axial
Fig. 2.8 Superposición de triángulos de velocidades
Fig. 2.9 Formas básicas del corte meridional de un compresor axial
Tabla 2.1 Resultados de velocidad axial, carga por etapa y rendimiento isentrópico
Tabla 2.2 Resultados de diámetros, rendimiento y números de mach
Tabla 2.3 Resultados de velocidades absolutas y velocidad circunferencial
Tabla 2.4 Resultados de carga, grado de reacción y ángulos de entrada y salida de flujo
Tabla 2.5 Resultados de relación de presiones, coeficientes de carga, capa límite y velocidades circunferenciales
Tabla 2.6 Parámetros totales y estáticos de presiones y temperaturas
Fig. 2.10 Distribución de parámetros a lo largo del compresor axial

Capitulo 3. Descripción de los Compresores Centrífugos

Fig. 3.1 Motor de aviación con compresor centrifugo
Fig. 3.2 Flujo entrando a los alabes del difusor
Fig. 3.3 Esquema de un compresor centrifugo
Fig. 3.4 Cambios de presión y velocidad a través de un compresor centrífugo
Fig. 3.5 Tipos de inductores
Fig. 3.6 Tipos de alabes en impulsores
Fig. 3.7 Carga y caudal característicos de varios ángulos de salida en alabes
Tabla 3.1 Ventajas y desventajas de varios rodetes
Fig. 3.8 Diagramas de velocidades a la entrada del inductor
Fig. 3.9 Efecto estimado del cambio de dirección
Fig. 3.10 Superficie de dos dimensiones para un análisis de flujo
Fig. 3.11 Mapa de flujo en un plano del impulsor
Fig. 3.12 Inductor de un compresor centrifugo
Fig. 3.13 Canal de flujo en el impulsor
Fig. 3.14 Clasificación geométrica de difusores
Fig. 3.15 Regiones de flujo en el difusor con alabes
Fig. 3.16 Patrones de flujo en volutas

Capitulo 4. Desarrollo de un Programa para el Calculo del Compresor Centrifugo

Fig. 4.1 Ventana para Introducción de los datos de entrada
Fig. 4.2 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en la admisión
Fig. 4.3 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en el impulsor
Fig. 4.4 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en el Difusor sin álabes
Fig. 4.5 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en el Difusor con álabes
Fig. 4.6 Ventana de resultados del cálculo termogasodinámico en la salida del compresor
Tabla 4.1 Resultados de las pruebas computacionales desarrolladas

Capitulo 5. Calculo Termogasodinámico del Compresor Centrifugo

Tabla 5.1 Resultados del cálculo en la admisión
Tabla 5.2 Resultados del cálculo en el impulsor
Tabla 5.3 Resultados en el difusor sin alabes
Tabla 5.4 Resultados del difusor con alabes
Tabla 5.5 Resultados de la sección de salida
Fig. 5.1 Variación de parámetros a lo largo del compresor centrifugo
Fig. 5.2 Dimensiones principales de las secciones radiales del compresor centrífugo

ANEXO B.

CODIGO DEL PROGRAMA DESARROLLADO

Declaración de Variables

```
Public frm1B3 As Integer
Public frm1B4 As Integer
Public frm1B5 As Integer
Public frm1B6 As Integer
Public frm1B7 As Integer
Public frm1B8 As Integer
Public frm1B9 As Integer
Public frm1B10 As Integer
Public frm1B11 As Integer
Public frm1B12 As Integer
Public frm1B13 As Integer
Public frm1B14 As Integer
Public frm1B15 As Integer
Public frm1B16 As Integer
Public frm1B17 As Integer
Public frm1B18 As Integer
Public frm1B19 As Integer
Public frm1B20 As Integer
Public frm1B21 As Integer
Public frm1B22 As Integer
Public frm1B23 As Integer
Public frm1B24 As Integer
Public frm1B25 As Integer
Public frm1B26 As Integer
Public frm1B27 As Integer
Public frm1B28 As Integer
Public frm1B29 As Integer
Public frm2D2 As Integer
Public frm2D3 As Integer
Public frm2D4 As Integer
Public frm2D5 As Integer
```

```
Public frm2D6 As Integer
Public frm2D7 As Integer
Public frm2D8 As Integer
Public frm2D9 As Integer
Public frm2D10 As Integer
Public frm2D11 As Integer
Public frm2D12 As Integer
Public frm2D13 As Integer
Public frm2D14 As Integer
Public frm2D15 As Integer
Public frm2D16 As Integer
Public frm2D17 As Integer
Public frm2D18 As Integer
Public frm2D19 As Integer
Public frm2D20 As Integer
Public frm2D21 As Integer
Public frm2D22 As Integer
Public frm2D23 As Integer
Public frm2D24 As Integer
Public frm2D25 As Integer
Public frm2D26 As Integer
Public frm2D27 As Integer
Public frm2D28 As Integer
Public frm2D29 As Integer
Public frm2D30 As Integer
Public frm2D31 As Integer
Public frm2D32 As Integer
Public frm2D33 As Integer
Public frm2D34 As Integer
Public frm2D35 As Integer
Public frm2D36 As Integer
Public frm2D37 As Integer
Public frm2D38 As Integer
Public frm2D39 As Integer
Public frm2D40 As Integer
Public frm2D41 As Integer
Public frm2D42 As Integer
Public frm2D43 As Integer
```

```
Public frm2D44 As Integer
Public frm2D45 As Integer
Public frm2D46 As Integer
Public frm2D47 As Integer
Public frm3F2 As Integer
Public frm3F3 As Integer
Public frm3F4 As Integer
Public frm3F5 As Integer
Public frm3F6 As Integer
Public frm3F7 As Integer
Public frm3F8 As Integer
Public frm3F9 As Integer
Public frm3F10 As Integer
Public frm3F11 As Integer
Public frm3F12 As Integer
Public frm3F13 As Integer
Public frm3F14 As Integer
Public frm3F15 As Integer
Public frm3F16 As Integer
Public frm3F17 As Integer
Public frm3F18 As Integer
Public frm3F19 As Integer
Public frm3F20 As Integer
Public frm3F21 As Integer
Public frm3F22 As Integer
Public frm3F23 As Integer
Public frm3F24 As Integer
Public frm3F25 As Integer
Public frm3F26 As Integer
Public frm3F27 As Integer
Public frm3F28 As Integer
Public frm3F29 As Integer
Public frm3F30 As Integer
Public frm3F31 As Integer
Public frm3F32 As Integer
Public frm3F33 As Integer
Public frm3F34 As Integer
Public frm3F35 As Integer
```

```
Public frm4H2 As Integer
Public frm4H3 As Integer
Public frm4H4 As Integer
Public frm4H5 As Integer
Public frm4H6 As Integer
Public frm4H7 As Integer
Public frm4H8 As Integer
Public frm4H9 As Integer
Public frm4H10 As Integer
Public frm4H11 As Integer
Public frm4H12 As Integer
Public frm4H13 As Integer
Public frm4H14 As Integer
Public frm4H15 As Integer
Public frm4H16 As Integer
Public frm4H17 As Integer
Public frm4H18 As Integer
Public frm4H19 As Integer
Public frm4H20 As Integer
Public frm4H21 As Integer
Public frm4H22 As Integer
Public frm4H23 As Integer
Public frm4H24 As Integer
Public frm5J2 As Integer
Public frm5J3 As Integer
Public frm5J4 As Integer
Public frm5J5 As Integer
Public frm5J6 As Integer
Public frm5J7 As Integer
Public frm5J8 As Integer
Public frm5J9 As Integer
Public frm5J10 As Integer
Public frm5J11 As Integer
Public frm5J12 As Integer
Public frm5J13 As Integer
Public frm5J14 As Integer
Public frm5J15 As Integer
Public frm5J16 As Integer
```

Public frm5J17 As Integer
Public frm5J18 As Integer
Public frm5J19 As Integer
Public frm5J20 As Integer
Public frm5J21 As Integer
Public frm5J22 As Integer
Public frm5J23 As Integer
Public frm5J24 As Integer
Public frm5J25 As Integer
Public frm5J26 As Integer
Public frm5J27 As Integer
Public frm5J28 As Integer
Public frm5J29 As Integer
Public frm5J30 As Integer
Public frm5J31 As Integer
Public frm6L2 As Integer
Public frm6L3 As Integer
Public frm6L4 As Integer
Public frm6L5 As Integer
Public frm6L6 As Integer
Public frm6L7 As Integer
Public frm6L8 As Integer
Public frm6L9 As Integer
Public frm6L10 As Integer

**********Sección 1**********

D2 = Val(frm1.B3) * Sqr((1 + (Val(frm1.B4)) ^ 2) / 2)
D3 = Val(frm1.B5) * (Val(frm1.B4)) ^ 2 * (Val(frm1.B3)) ^ 2
D4 = Val(frm2.D3) / Val(frm2.D2)
D5 = Val(frm2.D3) / Val(frm1.B3)
D6 = Val(frm1.B6) + (Val(frm2.D3) / Val(frm1.B7))
D7 = (((Val(frm2.D3) * Val(frm1.B8)) / (Val(frm1.B7) * Val(frm1.B6)) + 1) ^ (Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1)))
D8 = Val(frm1.B9) / Val(frm2.D7)
D9 = Val(frm2.D7) * Val(frm1.B10)
D10 = Val(frm2.D8) * Val(frm2.D9)
D11 = Sqr(((2 * Val(frm1.B12)) / (Val(frm1.B12) + 1)) * Val(frm1.B13) * Val(frm1.B6))

D12 = Val(frm1.B11) / Val(frm2.D11)

D13 = Sqr(((2 * Val(frm1.B12)) / (Val(frm1.B12) + 1)) * Val(frm1.B13) * Val(frm2.D6))

D14 = Val(frm1.B14) / Val(frm2.D13)

D15 = Sqr(((Val(frm1.B14) ^ 2) + (Val(frm1.B3) - Val(frm2.D5)) ^ 2) / ((((2 * Val(frm1.B12)) / (Val(frm1.B12) + 1)) * Val(frm1.B13)) * ((Val(frm2.D6) + (Val(frm1.B3) ^ 2) / (2 * Val(frm1.B7))) - ((Val(frm2.D5) * Val(frm1.B3)) / Val(frm1.B7)))))

D16 = Atn(Val(frm1.B14) / Val(frm2.D5))

D17 = Val(frm2.D16) * 57.295779

D18 = Val(frm1.B14) / Sin(Val(frm2.D16))

D19 = Val(frm1.B7) * Val(frm2.D6) * (Val(frm2.D8) ^ ((Val(frm1.B12) - 1) / Val(frm1.B12)) - 1)

D20 = Val(frm1.B3) / Val(frm1.B21)

D21 = Sqr((1 + Val(frm1.B4) ^ 2) / 2)

D22 = Atn(Val(frm1.B14) / Val(frm2.D4))

D23 = Val(frm2.D22) * 57.295779

D24 = Val(frm1.B14) / Sin(Val(frm2.D22))

D25 = Val(frm2.D24) / Val(frm2.D13)

D26 = 1 - (((Val(frm1.B12) - 1) / (Val(frm1.B12) + 1)) * Val(frm2.D25) ^ 2)

D27 = Val(frm2.D6) * Val(frm2.D26)

D28 = Val(frm2.D26) ^ (Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1))

D29 = Val(frm2.D9) * Val(frm2.D28)

D30 = Val(frm2.D29) / (Val(frm1.B13) * Val(frm2.D27))

D31 = Val(frm2.D25) * (((Val(frm1.B12) + 1) / 2) * Val(frm2.D26)) ^ (1 / (Val(frm1.B12) - 1))

D32 = (Val(frm1.B15) * Val(frm1.B16) * Sqr(Val(frm2.D6))) / (Val(frm1.B17) * Val(frm2.D9) * Val(frm2.D31) * Sin(Val(frm2.D22)))

D33 = Sqr((4 * Val(frm2.D32)) / (3.1415926535898 * (1 - Val(frm1.B4) ^ 2)))

D34 = Val(frm2.D33) * Val(frm1.B4)

D35 = Sqr(Val(frm1.B14) ^ 2 + (Val(frm1.B3) - Val(frm2.D5)) ^ 2)

D36 = Sqr(Val(frm1.B14) ^ 2 + (Val(frm2.D2) - Val(frm2.D4)) ^ 2)

D37 = Atn((Val(frm1.B14) / Val(frm2.D35)) / Sqr(-(Val(frm1.B14) / Val(frm2.D35)) * (Val(frm1.B14) / Val(frm2.D35)) + 1))

D38 = Val(frm2.D37) * 57.295779

D39 = Atn((Val(frm1.B14) / Val(frm2.D36)) / Sqr(-(Val(frm1.B14) / Val(frm2.D36)) * (Val(frm1.B14) / Val(frm2.D36)) + 1))

D40 = Val(frm2.D39) * 57.295779

D41 = 90 - Val(frm2.D40)

D42 = Val(frm2.D6)

D43 = Val(frm2.D42) - (Val(frm2.D18) ^ 2 / (2 * Val(frm1.B7)))

D44 = Sqr(Val(frm1.B12) * Val(frm1.B13) * Val(frm2.D43))

D45 = Sqr(Val(frm1.B12) * Val(frm1.B13) * Val(frm2.D27))
D46 = Val(frm2.D35) / Val(frm2.D44)
D47 = Val(frm2.D36) / Val(frm2.D45)

frm2.cmd9.Enabled = True
frm2.cmd10.Enabled = True

**********Sección 2-2**********

F2 = 1 / (1 + ((1.2 * (1 + Sin(Val(frm1.B18) / 57.2957795130823))) / (Val(frm1.B20) * (1 - Val(frm1.B21) ^ 2))))
F3 = Val(frm1.B22) * Val(frm1.B14)
F4 = Val(frm3.F2) * (Val(frm2.D20) - (Val(frm3.F3) * (1 / Tan(Val(frm1.B18) / 57.2957795130823))))
F5 = Atn(Val(frm3.F3) / Val(frm3.F4))
F6 = Val(frm3.F5) * 57.295779
F7 = Sqr(Val(frm3.F3) ^ 2 + Val(frm3.F4) ^ 2)
F8 = (Val(frm3.F4) * Val(frm2.D20)) - (Val(frm2.D4) * Val(frm2.D2)) + (Val(frm1.B23) * Val(frm2.D20) ^ 2)
F9 = ((1 / Val(frm1.B7)) * ((Val(frm3.F8) - ((Val(frm3.F7) ^ 2 - Val(frm2.D24) ^ 2) / 2))))
F10 = (0.065 + (2 * (Val(frm2.D41) / 100) ^ 2)) / (50 * Sqr(Sin(Val(frm2.D39))))
F11 = 0.5 * Val(frm3.F10)
F12 = (Val(frm3.F10) * (Val(frm2.D35) ^ 2 / 2) + (Val(frm3.F11) * (Val(frm1.B14) ^ 2 / 2)))
F13 = (Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1)) - ((Val(frm3.F12) + (Val(frm1.B23) * Val(frm2.D20) ^ 2)) / (Val(frm1.B13) * Val(frm3.F9)))
F14 = Val(frm3.F13) / (1 - Val(frm3.F13))
F15 = Val(frm2.D30) * (1 + (Val(frm3.F9) / Val(frm2.D27))) ^ (Val(frm3.F13) - 1)
F16 = ((Val(frm1.B23) * Val(frm1.B16)) / (Val(frm3.F15) * Val(frm2.D20) * Val(frm2.D33) ^ 2)) * 1000 * Val(frm1.B21) ^ 2
F17 = (Val(frm3.F16) - 1.35) / 1.35
F18 = Val(frm2.D27) + Val(frm3.F9)
F19 = Val(frm2.D29) * (Val(frm3.F18) / Val(frm2.D27)) ^ Val(frm3.F13)
F20 = Val(frm3.F18) + (Val(frm3.F7) ^ 2 / (2 * Val(frm1.B7)))
F21 = Sqr(((2 * Val(frm1.B12)) / (Val(frm1.B12) + 1)) * Val(frm1.B13) * Val(frm3.F20))
F22 = Val(frm3.F7) / Val(frm3.F21)
F23 = Sqr(Val(frm1.B12) * Val(frm1.B13) * Val(frm3.F18))
F24 = Val(frm3.F7) / Val(frm3.F23)
F25 = 1 - (((Val(frm1.B12) - 1) / (Val(frm1.B12) + 1)) * Val(frm3.F22) ^ 2)
F26 = Val(frm3.F25) ^ (Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1))

F27 = Val(frm3.F19) / Val(frm3.F26)

F28 = Val(frm3.F27) / Val(frm2.D9)

F29 = Val(frm1.B7) * Val(frm2.D6) * (Val(frm3.F28) ^ ((Val(frm1.B12) - 1) / Val(frm1.B12)) - 1)

F30 = Val(frm3.F29) / Val(frm3.F8)

F31 = Val(frm2.D33) / Val(frm1.B21)

F32 = (3.1415926535898 * Val(frm3.F31)) / ((3.1415926535898 * Val(frm3.F31)) - (Val(frm1.B20) * 0.0015))

F33 = (1.05 * Val(frm3.F32) * Val(frm1.B16)) / (Val(frm3.F15) * Val(frm3.F3) * 3.1415926535898 * Val(frm3.F31))

F34 = Val(frm3.F20) - (Val(frm3.F4) ^ 2 / (2 * Val(frm1.B7)))

F35 = Val(frm3.F3) / Sqr(((2 * Val(frm1.B12)) / (Val(frm1.B12) + 1)) * Val(frm1.B13) * Val(frm3.F34))

frm3.cmd12.Enabled = True

frm3.cmd13.Enabled = True

**********D **********

H2 = 0.95 * Sqr((Val(frm3.F24) ^ 2 / (Val(frm1.B24) * (1 + (((Val(frm1.B12) - 1) / 2) * Val(frm3.F24) ^ 2)))) - ((Val(frm1.B12) - 1) / 2))

H3 = Val(frm3.F20) / ((1 + ((Val(frm1.B12) - 1) / 2) * Val(frm4.H2) ^ 2))

H4 = Sqr(2 * Val(frm1.B7) * (Val(frm3.F20) - Val(frm4.H3)))

H5 = (Val(frm3.F7) ^ 2 - Val(frm4.H4) ^ 2) / (2 * Val(frm1.B7))

H6 = Val(frm4.H4) / Val(frm3.F21)

H7 = Val(frm3.F31) * Val(frm1.B24)

H8 = Val(frm3.F33)

H9 = Val(frm3.F5)

H10 = Val(frm4.H9) * 57.295779

H11 = (Val(frm4.H9) + Val(frm3.F5)) / 2

H12 = Val(frm4.H11) * 57.295779

H13 = (Val(frm1.B25) * (Val(frm4.H7) - Val(frm3.F31)) * (Val(frm4.H4) ^ 2 + Val(frm3.F7) ^ 2)) / (4 * Val(frm3.F33) * Sin(Val(frm4.H11)))

H14 = ((Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1))) - ((Val(frm4.H13) / (Val(frm1.B13) * Val(frm4.H5))))

H15 = Val(frm3.F15) * (Val(frm4.H3) / Val(frm3.F18)) ^ (Val(frm4.H14) - 1)

H16 = Val(frm1.B16) / (3.1415926535898 * Val(frm4.H15) * Val(frm4.H7) * Val(frm4.H8))

H17 = Val(frm4.H16) / Sin(Val(frm4.H9))

H18 = Abs((Val(frm4.H4) - Val(frm4.H17)) / Val(frm4.H4))

H19 = Val(frm4.H15) * Val(frm1.B13) * Val(frm4.H3)

H20 = Val(frm4.H19) * (Val(frm3.F20) / Val(frm4.H3)) ^ (Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1))

H21 = Val(frm4.H20) / Val(frm3.F27)

H22 = Val(frm4.H19) / Val(frm3.F19)
H23 = Val(frm1.B7) * Val(frm3.F18) * (Val(frm4.H22) ^ (((Val(frm1.B12) - 1) / Val(frm1.B12))) - 1)
H24 = (2 * Val(frm4.H23)) / (Val(frm3.F7) ^ 2 - Val(frm4.H4) ^ 2)

frm4.cmd15.Enabled = True
frm4.cmd16.Enabled = True

**********VD**********
J2 = Val(frm4.H8)
J3 = (360 / Val(frm1.B26)) * Sin(Val(frm4.H9)) ^ 2 * ((Val(frm1.B27) ^ 2 - 1) / (Val(frm1.B28) ^ 2 - 1))
J4 = Round(Val(frm5.J3), 0)
J5 = Sqr(1 + ((360 / (Val(frm5.J4) * Val(frm1.B26))) * (Val(frm1.B27) ^ 2 - 1) * Sin(frm4.H9) ^ 2))
J6 = Val(frm4.H7) * Val(frm5.J5)
J7 = Val(frm5.J6) + (3.5 * Val(frm5.J2))
J8 = Val(frm5.J7) / Val(frm3.F31)
J9 = 3.1415926535898 * Val(frm4.H7) * Val(frm4.H8) * Sin(Val(frm4.H9))
J10 = Val(frm5.J9) * Val(frm1.B27)
J11 = Atn((Val(frm5.J10) / (3.1415926535898 * Val(frm5.J6) * Val(frm5.J2))) / Sqr(-(Val(frm5.J10) / (3.1415926535898 * Val(frm5.J6) * Val(frm5.J2))) * (Val(frm5.J10) / (3.1415926535898 * Val(frm5.J6) * Val(frm5.J2))) + 1))
J12 = Val(frm5.J11) * 57.295779
J13 = 8 * (Val(frm3.F31) / Val(frm4.H7)) * (1 - (Val(frm5.J9) / Val(frm5.J10))) ^ 2 * (Tan((Val(frm1.B26) / 57.295779) / 2)) ^ 1.25
J14 = Val(frm5.J13) / (1 - Val(frm1.B29) ^ 2)
J15 = (Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1)) * (1 - Val(frm5.J14))
J16 = Val(frm4.H15) * (1 + ((Val(frm1.B12) - 1) / 2) * Val(frm4.H2) ^ 2 * (1 - Val(frm1.B29) ^ 2)) ^ (Val(frm5.J15) - 1)
J17 = Val(frm4.H15) / (Val(frm1.B27) * Val(frm1.B29))
J18 = Abs((Val(frm5.J16) - Val(frm5.J17)) / Val(frm5.J16))
J19 = Val(frm4.H4) * Val(frm1.B29)
J20 = (Val(frm4.H4) ^ 2 - Val(frm5.J19) ^ 2) / (2 * Val(frm1.B7))
J21 = Val(frm4.H3) + Val(frm5.J20)
J22 = Val(frm4.H19) * (Val(frm5.J21) / Val(frm4.H3)) ^ Val(frm5.J15)
J23 = Val(frm5.J19) / Sqr(Val(frm1.B12) * Val(frm1.B13) * Val(frm5.J21))
J24 = Val(frm5.J19) / Val(frm3.F21)
J25 = Val(frm5.J22) / Val(frm4.H19)
J26 = Val(frm1.B7) * Val(frm4.H3) * (Val(frm5.J25) ^ ((Val(frm1.B12) - 1) / Val(frm1.B12)) - 1)
J27 = (2 * Val(frm5.J26)) / (Val(frm4.H4) ^ 2 - Val(frm5.J19) ^ 2)

J28 = Val(frm5.J22) * (Val(frm3.F20) / Val(frm5.J21)) ^ (Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1))

J29 = Val(frm5.J28) / Val(frm4.H20)

J30 = 0.99 * Val(frm5.J28)

J31 = Abs((Val(frm2.D10) - Val(frm5.J30)) / Val(frm2.D10))

frm5.cmd18.Enabled = True

frm5.cmd19.Enabled = True

**********K**********

L2 = Val(frm2.D19) / Val(frm3.F8)

L3 = Val(frm3.F20) - (Val(frm1.B19) ^ 2 / (2 * Val(frm1.B7)))

L4 = Val(frm5.J30) * (Val(frm6.L3) / Val(frm3.F20)) ^ (Val(frm1.B12) / (Val(frm1.B12) - 1))

L5 = Val(frm6.L4) / (Val(frm1.B13) * Val(frm6.L3))

L6 = Val(frm1.B16) / (Val(frm6.L5) * Val(frm1.B19))

L7 = Sqr(Val(frm5.J7) ^ 2 - ((4 * Val(frm6.L6)) / 3.1415926535898))

L8 = (Val(frm5.J7) - Val(frm6.L7)) / 2

L9 = (60 * Val(frm2.D20)) / (3.1415926535898 * Val(frm3.F31))

L10 = (Val(frm2.D24) / Val(frm2.D20)) * (Sqr(((1 / Tan((Val(frm2.D22))) / 2) ^ 2) + (2 * (1 + ((1 / Tan(Val(frm2.D22))) ^ 2) + (Val(frm3.F11) / Val(frm3.F10))))) - ((1 / Tan(Val(frm2.D22))) / 2))

frm6.cmd21.Enabled = True

frm6.cmd22.Enabled = True

ANEXO C

PUBLICACIONES.

Vitaliy Nezym, Francisco Javier Rivera Huerta, Jorge Alberto Sánchez Ramos, Carlos Guillermo García Mancilla, **Desarrollo de un Modelo Estadístico Usado para la Configuración de la Carcasa,** Segundo Congreso de Ingenierías Mecánica, Eléctrica, Electrónica y Mecatrónica, UAM AZCAPOTZALCO, México D.F. 2007.

2º CONGRESO DE INGENIERÍAS MECÁNICA, ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y MECATRÓNICA (CIMEEM 2007)

04 de mayo de 2007

Autor: **Dr. Vitaliy Nezym**

Serial: **107-MEC**

Por este conducto le informamos que su trabajo en extenso titulado:

Desarrollo de un modelo estadístico usado para la configuración de la carcasa

Ha sido **ACEPTADO** por el Comité Revisor para presentarse en el 2º Congreso de Ingenierías Mecánica, Eléctrica, Electrónica y Mecatrónica a celebrarse del 30 de mayo al 1º de junio de 2007.

Recomendaciones generales:

- Revisar ortografía.
- Apegarse al uso de unidades del Sistema Internacional.
- Respetar **estrictamente** el formato publicado en el sitio Web del congreso.
- Todas las referencias deben ser citadas, o en su defecto retiradas del trabajo.

En caso de recibir comentarios particulares del revisor, haga favor de contemplarlos y enviar su trabajo corregido a más tardar el próximo **miércoles 09 de Mayo de 2007**. No habrá prórroga en esta fecha a fin de incluir sus modificaciones en las memorias.

Finalmente, lo invitamos a que realice el pago de su inscripción de acuerdo a las instrucciones publicadas en el sitio Web **http://fenix.uam.mx/cimeem2007** para que su artículo sea incluido oportunamente en las Memorias del Congreso y en el programa final.

Sin otro particular, quedamos de Ud.

A T E N T A M E N T E

Comité Revisor del CIMEEM 2007

Desarrollo de un Modelo Estadístico Usado para la Configuración de la Carcasa

Dr. Vitaliy Nezym*, Francisco Javier Rivera Huerta**, Jorge Alberto Sánchez Ramos***, Carlos Guillermo García Mancilla****.

*Instituto Politécnico Nacional, SEPI ESIME Culhuacan, Av. Santa Ana No. 1000, Col. San Francisco Culhuacan, Del. Coyoacan, México D.F., C.P. 04430, México,Tel/Fax (55) 5656 2058, riverahuertafj@yahoo.com.mx
** Politécnico Nacional, SEPI ESIME Culhuacan, Av. Santa Ana No. 1000.
*** Politécnico Nacional, SEPI ESIME Culhuacan, Av. Santa Ana No. 1000.
**** Politécnico Nacional, SEPI ESIME Culhuacan, Av. Santa Ana No. 1000.

RESUMEN

La presencia de una cavidad anular puede compensar la influencia dañina en el espacio entre las puntas de los álabes del rotor y la carcasa. La comparación del hueco en varias configuraciones ha demostrado una tendencia positiva de la aplicación de la configuración triangular. En algunos casos tales huecos aumentan la eficiencia del compresor. Experimentos especiales han sido conducidos a alta-carga, para compresor axial de una sola etapa. Los resultados de esta investigación y de otras investigaciones conocidas se procesaron con la ayuda del Método de Manejo de Datos Grupales. Los modelos estadísticos desarrollados permiten evaluar la cavidad y la influencia de los parámetros principales sobre la eficiencia del compresor y el rango de funcionamiento estable.

Palabras Clave: Compresor; Desempeño; Configuración de la Carcasa, Tipos de cavidades, Modelo estadístico.

ABSTRACT

Presence of entire annular recess in abradable lining may compensate somewhat a harmful influence of tip clearance between rotor blade tips and casing baseline. Comparison of recess of various configurations has demonstrated a positive tendency of triangular configuration appliance. In some cases such recess increased compressor efficiency. Special experiments have been conducted at the high-loaded single-stage axial compressor. The results of this investigation and of other known researches were processed with the help of Group Method of Data Handling. The developed statistical models permit to evaluate the recess main parameters influence on a compressor efficiency and stable operation range.

Keywords: compressor, performance, casing treatment, recess, statistical model.

INTRODUCCIÓN

La perfección en el desempeño de un compresor de flujo axial está en constante evolución, en particular, debido al incremento de la eficiencia y el rango de operación estable del compresor. La configuración de la carcasa con varios tipos de ranuras, canales, cavidades, hendiduras, huecos sobre los álabes del rotor, como lo muestra la figura 1, (ver trabajos [1-6]).

Como una regla, la mayoría de huecos y ranuras (Fig. 1, a, b) proporcionan un margen estable en la presencia de alguna reducción de eficacia. Por otro lado, varios huecos y cavidades anulares de configuración rectangular y triangular con y sin penetración de la punta de los álabes del rotor en las cavidades (Fig. 1, c, d, e, f) tienen la perspectiva de un aumento en la eficiencia [7, 8]. Es aparentemente conveniente la aplicación de los últimos medios para mejorar la eficiencia de las etapas del compresor teniendo un suficiente rango de operación estable. Y en cualquier caso es importante que estas configuraciones de la carcasa sean construidas o contempladas por la simplicidad constructiva y tecnológica.

HUECOS ANULARES CONTINUOS

Una investigación experimental de huecos anulares continuos (EAR) de configuración rectangular y triangular (RC y TC) se ha llevado a cabo, en particular en el trabajo [9]. Del cual se ha concluido que la configuración triangular ("ranura inclinada") tenía el mejor desempeño, debido a la eliminación del parámetro delantero, paso inherente en la configuración

rectangular ("ranura cilíndrica"). El aumento de la cavidad en la punta produjo pérdidas significantes de la eficiencia y entrada en pérdida para ambos ya sea ausencia o presencia de ranuras en ambas configuraciones. Pero se encontró que una configuración triangular puede ser superior a una rectangular, cediendo una mejora de 0.6 en eficiencia sin afectar el margen de entrada en pérdida.

La última conclusión es especialmente importante, tal como una regla, configuraciones que mejoran el rango del funcionamiento estable no son suficientemente convenientes para incrementar la eficiencia y viceversa [2]. Y a pesar del progreso considerable entendiendo la operación de las configuraciones de la carcasa [10], Esto es útil para desarrollar nuevas propuestas. El diseño de una ranura triangular para aumentar la eficiencia en el compresor y extender su rango de funcionamiento estable es uno de ellas.

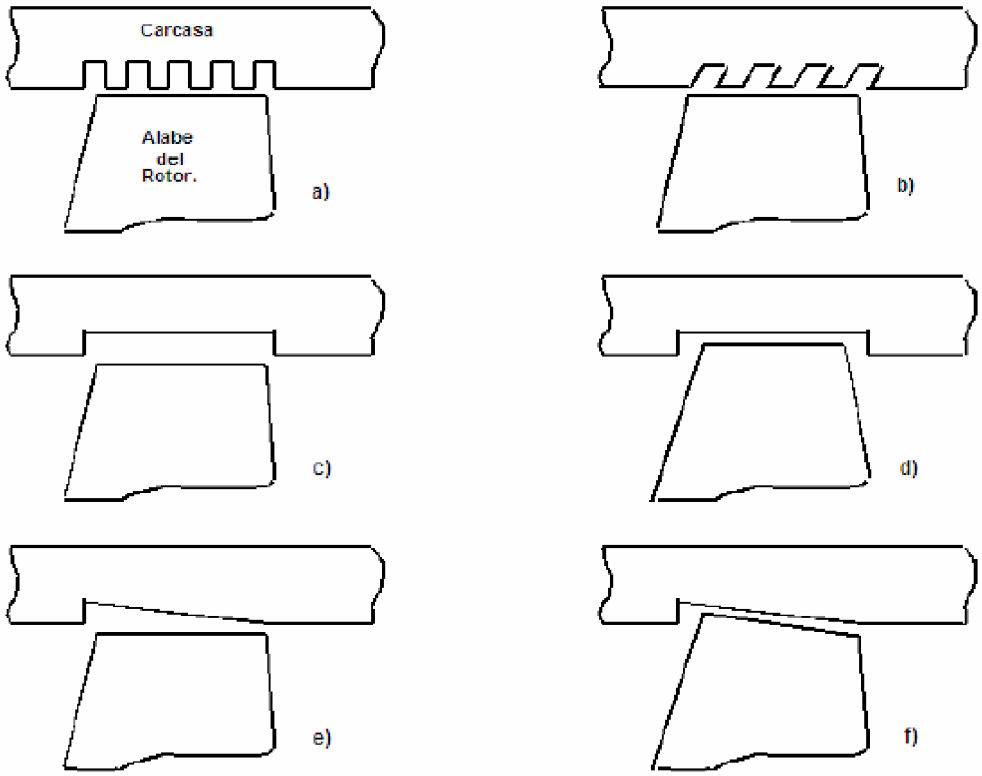

Fig.1 Formas Típicas de un Tratamiento de Carcasa

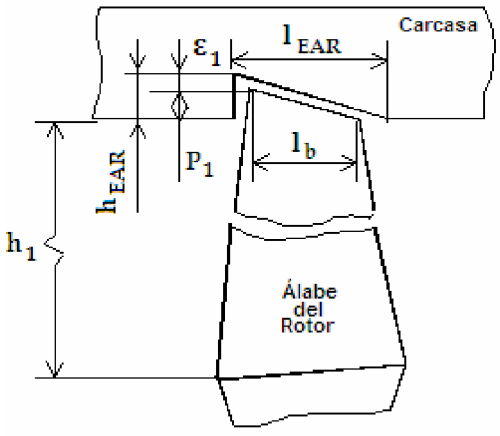

Fig.2 Hendidura anular en la configuración triangular

Una cavidad anular completa de configuración triangular se presenta en la figura 2. La base de estimación preliminar en esta cavidad puede caracterizarse por cuatro parámetros geométricos principales:

- La dimensión axial l_{EAR}, relacionado la proyección axial de la cuerda del álabe l_b y nombrada como l_{EAR}.

- Tres medidas radiales ε_1, p_1, h_{EAR}, relacionadas con la altura del álabe h_1 y nombradas como ε_1, p_1, h_{EAR}, respectivamente.

Para considerar dentro de las características de la etapa de carga un factor de difusión D_t (en la forma de

Lieblein) en la punta del álabe se utilizo (relacinado a 0.4 y marcado como $\overline{D}_t$)

Actualmente existen pocos resultados numéricos de pruebas experimentales de la aplicación EAR TC. Algunos de estos datos se presentan en la tabla 1.

Los experimentos en el trabajo [9] han sido llevados a cabo para cuatro etapas del compresor con una relación de entrada entre los radios de raíz y punta (hub/tip) de 0.7 y 0.85, con un claro en la punta del rotor de 1.4%, velocidad de giro en la punta de 71 $\frac{m}{s}$. La eficiencia y el punto de pérdida estaban dentro de ±0.15%.

Tabla 1. Parámetros principales de investigación en la henclidura de configuración triangular.

Label	D_t	l_{EAR} (mm)	ε_1 (mm)	p_1 (mm)	h_{EAR} (mm)	$\Delta\eta_{exp}$ (%)	$\overline{\Delta A}_{exp}$ (%)	Work
▲	0.41	114.0	3.17	3.12	3.12	0.6	0.4	[9]
▲	0.51	105.0	3.19	3.19	3.19	0.2	0.2	[9]
▲	0.51	127.5	6.36	6.36	6.36	-1.2	12.6	[9]
▲	0.51	127.5	3.28	3.28	6.36	-0.1	8.1	[9]
●	0.4084	4.5	1.6	0	1.6	0.1	2.9	[11]
●	0.4084	4.5	2.0	0	1.6	-0.9	2.3	[11]
●	0.4084	13.0	1.8	0	1.6	-1.3	0.8	[11]

Pruebas similares [11] se han llevado a cabo para compresores de una sola etapa y cargas elevadas con una relación entre los radios de raíz y punta (hub/tip) de 0.92, con un claro en la punta del rotor de 1.6%, velocidad de giro en la punta de 210 $\frac{m}{s}$. La exactitud de la eficiencia y la determinación del punto de entrada en pérdida fueron estimadas en ±0.3%

Los cambios relativos presentados en la eficacia experimental del rotor $\Delta\eta_{exp}$ y el rango de operación en pérdida $\overline{\Delta A}_{exp}$ fueron calculados mediante la siguiente expresión:

$$\Delta\eta_{exp} = \eta_{max\,EAR} - \eta_{max}, (\%) \quad (1)$$

$$\overline{\Delta A}_{exp} = \left(\frac{K - K_{EAR}}{K} \right) x\, 100, (\%) \quad (2)$$

Donde:

$\eta_{max\,EAR}$ y η_{max} Son las eficiencias máximas de un compresor con y sin ranuras respectivamente.

K Punto de máxima presión de levantamiento (identificada por un coeficiente proporcional al área de flujo río abajo y el coeficiente de presión máximo).

DESARROLLO DEL MODELO ESTADÍSTICO PARA EL USO DE DIFERENTES CONFIGURACIONES EN LA CARCASA.

Diferentes relaciones entre los parámetros que influyen y parámetros desarrollados han mostrado funciones no lineales. Los correspondientes coeficientes de correlación r son presentados en la tabla 2.

Para el desarrollo efectivo de un modelo estático que dependa de los cinco parámetros en cada función de

salida fue usado el Método de Manejo de Datos en Grupo (GMDH) [12,13]. Este método es usado solamente para tablas con un número limite de puntos experimentales. Esto permite combinar la influencia de todos los parámetros influyentes en toda la forma estructural.

Tabla 2. Coeficientes de correlación r para las relaciones entre (Fig. 3,4)

Change	$f(\overline{D}_t)$	$f(\overline{l}_{EAR})$	$f(\overline{\varepsilon}_1)$	$f(\overline{p}_1)$	$f(\overline{h}_{EAR})$
$\Delta\eta_{exp}$	0.0123	0.0448	0.5688	0.0440	0.5347
$\overline{\Delta A}_{exp}$	0.6093	0.3670	0.2523	0.6833	0.1563

Un sistema de modelado automático (ASM) basado en algoritmos del GMDH sirvió para construir un modelo efectivo. Este es un método original para la solución de problemas de identificación estructural paramétrica de modelos para datos experimentales en condiciones inciertas. Con tales tareas obtenemos un modelo matemático aproximado sin tomar en cuenta la ley de funcionamiento de objetos estudiados (procesos), información sobre la cual está contenida no explícitamente en la muestra (masiva) de datos existentes. El GMDH es distinto de otros métodos por la aplicación activa de principios del control activo de generación de variantes, soluciones no terminadas y entonces selección secuencial debido a los criterios exteriores para la construcción óptima de modelos complejos. El proceso del GMDH incluye la optimización del modelo estructural y de los parámetros con la ayuda de una búsqueda exhaustiva de variantes generadas por el modelo automáticamente en la categoría de funciones básicas y escoger los mejores modelos en cuanto a criterios externos basados en la división de la muestra.

Un ejemplo acertado de la aplicación del GMDH para el uso de distintas configuraciones en la carcasa es presentado en este trabajo [14].

La influencia de parámetros experimentales (argumentos) fueron designados como X_1 ($\overline{D}_t$), X_2 ($\overline{l}_{EAR}$), X_3 ($\overline{\varepsilon}_1$), X_4 ($\overline{p}_1$), X_5 ($\overline{h}_{EAR}$), los parámetros de salida del modelo (funciones) como Y_1 $_{mod}$ ($\Delta\eta_{mod}$) y $Y_{2\,mo}$
Como resultado del empleo de algoritmos del GMDH, fueron desarrolladas las siguientes formulas del modelo:

Para el cambio de la eficiencia:

$$Y_{1\,mod} = C_{01} + C_{11}(X_1) + C_{21}(X_3)^{-1}(X_5)^{-1} + C_{31}(X_1)(X_2)(X_3) + C_{41}(X_1)^{-1}(X_2)^{-1}(X_3)^{-1} + C_{51}(X_3)^{-3} + C_{61}(X_2)^2(X_3)(X_4) + C_{71}(X_2)^2(X_3)^{-2} + C_{81}(X_1)^{-2}(X_2) + {}^{-1}(X_3)^{-1} + + C_{91}(X_3)^{-4}(X_5) + C_{101}(X_3)^3, \quad (3)$$

Para el cambio relativo del rango de operación estable:

$$Y_{2\,mod} = C_{02} + C_{12}(X_5)^{-1} + C_{22}(X_5)(X_4) + C_{32}(X_2)(X_3) + C_{42}(X_5)(X_4)^2 + C_{52}(X_2)^{-2}(X_5)^2 + C_{62}(X_1)^{-2} + C_{72}(X_1)^2(X_3)^2(X_5)^{-1} + C_{82}(X_1)^4 + C_{92}(X_1)^3(X_3)^2(X_5)^{-2} + C_{102}(X_1)^2(X_3)^3(X_5)^{-1}, \quad (4)$$

Donde los valores calculados de $Y_{1\,mod}$, $Y_{2\,mod}$.- obtenidas debido al uso del modelo, C_i.- Constante.

El criterio externo de estabilidad fue utilizado en ambos casos.

Esto se observó de los valores del coeficiente de correlación (Tabla 2), ambos modelos tienen prácticamente polinomios lineales, prescritos por el GMDH procedimiento. Las relaciones $Y_{1\,exp}$ =f($Y_{1\,mod}$) y $Y_{2\,exp}$=f($Y_{2\,mod}$) son presentadas en las figuras (3,4).

El desarrollo de modelos nos da la posibilidad de evaluar cada argumento como la influencia en la función de salida mientras usamos la configuración de hendiduras rectangulares. Como resultado, la influencia más considerable sobre el compresor la tienen las hendiduras de longitud $\overline{l}_{EAR}$, y sobre el rango de operación estable en el compresor una profundidad $\overline{h}_{EAR}$.

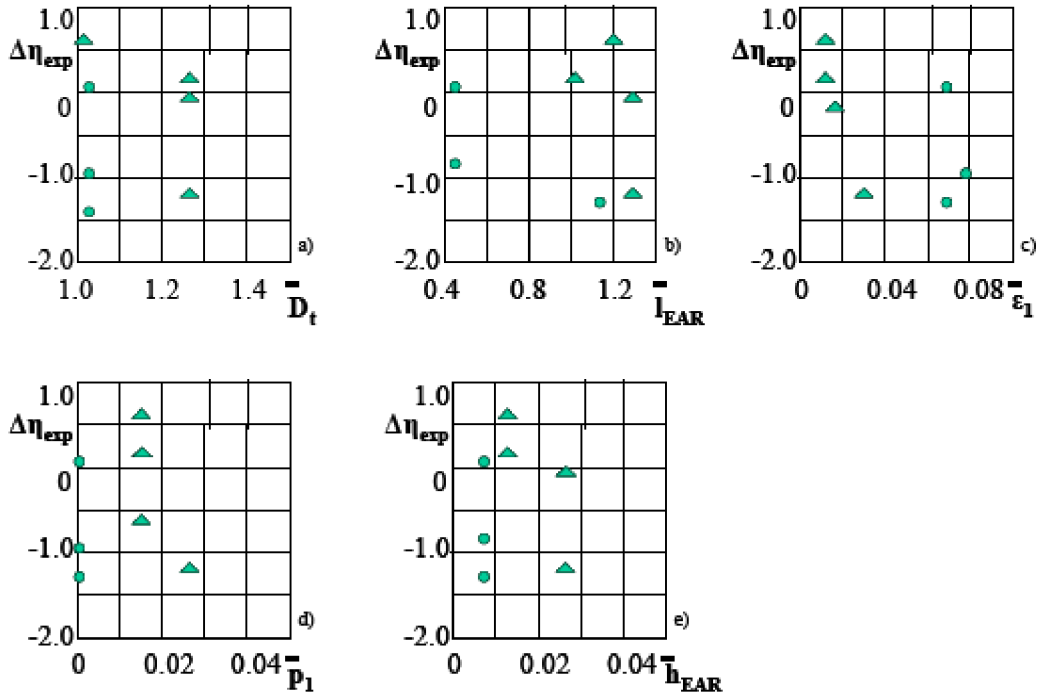

Fig.3 Relaciones entre los parámetros de la hendidura que influyen en el cambio de la eficiencia en el compresor.

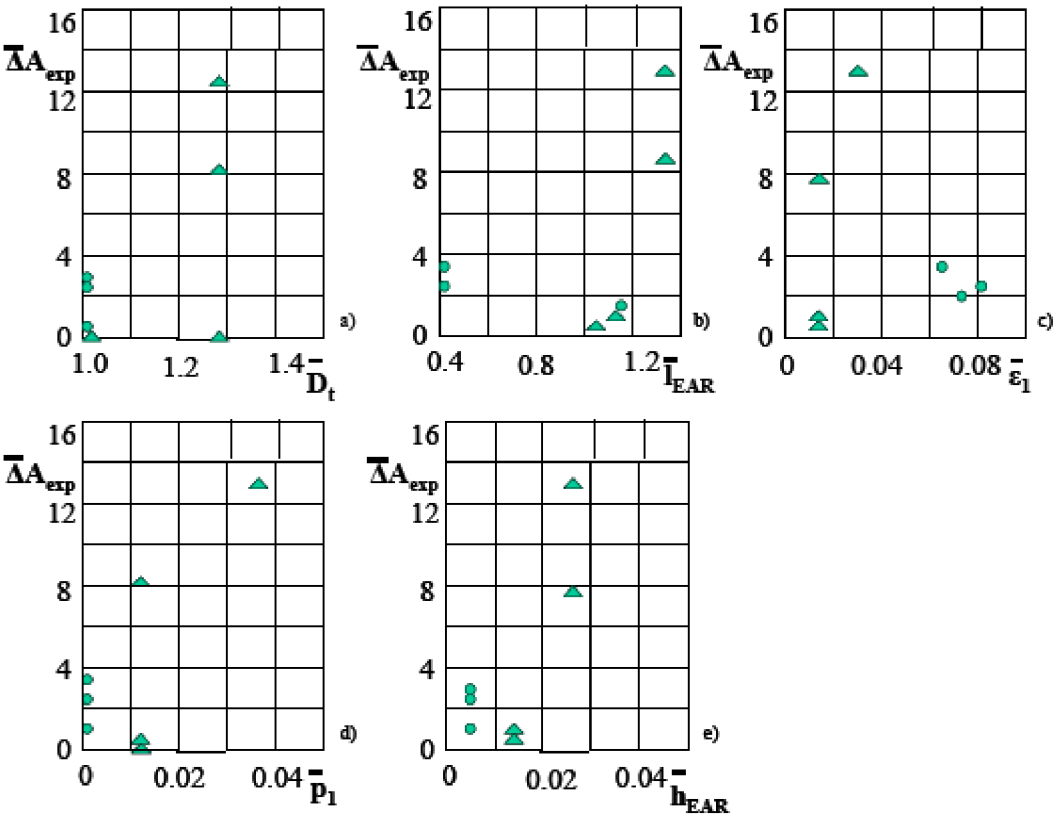

Fig.4 Relaciones entre los parámetros de la hendidura que influyen en el rango de operación estable en el compresor.

CONCLUSIONES.

(1) El uso de la configuración en la carcasa en forma de hendiduras triangulares promete un cierto aumento en la eficiencia para compresores con un rango de operación suficientemente estable.

(2) El modelo estático desarrollado permite evaluar los principales parámetros que influyen sobre el compresor debido a las hendiduras.

(3) Esto nos da como conclusión que la mayor eficiencia del compresor la obtenemos con la longitud de las hendiduras, y la estabilidad con la profundidad.

REFERENCIAS

[1] Takata, H., and Tsukuda, Y., 1977, "Stall Margin Improvement by Casing Treatment – its Mechanism and Effectiveness", ASME J. Eng. for Power, 99(1), pp. 121-133.

[2] Greitzer, E.M., Nikkanen, J.P., Haddad, D.E., Mazzawy, R.S., and Joslin, H.D., 1979, "A Fundamental Criterion for the Application of Rotor Casing Treatment", ASME J. Fluids Eng., 101(3), pp.237-243.

[3] Fujita, H., and Takata, H., 1984, "A Study on Configurations of Casing Treatment for Axial Flow Compressors", JSME Bulletin, 27(3), No. 230, pp. 1675-1681.

[4] Smith, G.D.J., and Cumpsty, N.A., 1984, "Flow Phenomena in Compressor Casing Treatment", ASME J. Eng. Gas Turbines and Power, 106(3), pp. 532-541.

[5] Wisler, D.C.,1985, "Aerodynamic Effects of Tip Clearance, Shrouds, Leakage Flow, Casing Treatment and Trenching in Compressor Design", Von Karman Institute Lecture Series VKI LS 1985-05 on the Tip Clearance Effects in Axial Turbomachinery.

[6] Crook, A.J., Greitzer, E.M., Tan, C.S., and Adamczyk, J.J., 1993, "Numerical Simulation of Compressor Endwall and Casing Treatment Flow Phenomena", ASME J. of Turbomach., 115(3), pp. 501-512.

[7] Robideau, B.A., and Njiler, J., 1980, "Blade Tip Seal for an Axial Flow Rotary Machine", US Patent 4 238 170.

[8] Nezym V. Yu. Development of Statistical Model for Casing Treatment Use. "International Journal of Turbo & Jet Engines", ISSN: 0334-0082, London, England, Vol.20, No. 4, 2003, pp. 267-274.

[9] Wisler, D.C., and Beacher, B.F., 1989, "Improved Compressor Performance Using Recessed Clearance (Trenches)", J. Propulsion, 5, pp. 469–475.

[10] Hall, E.J., Crook, A.J., and Delaney, R.H., 1994, "Aerodynamic Analysis of
Compressor Casing Treatment with a 3-D Navier-Stokes Solver", AIAA Paper 94-2796.

[11] Nezym V.Yu. Parametric Investigation of Casing Treatment Influence on Compressor Stable Operation. "Experimental Thermal and Fluid Science", ISSN 0894-1777, USA, Vol. 29, No. 2, 2004, pp. 209-215.

[12] Ivakhnenko, A.G., and Yurachkovsky, Yu. P., 1987, "Complicated Systems Modeling Using Empiric Data", Moscow: Radio i Svyaz, 120pp.

[13] Ivakhnenko, A.G., "Articles, papers, books and software on the Group Method of Data Handling (GMDH)", web-site: www.gmdh.net/articles.

[14] Nezym V.Yu. Development of New Casing Treatment Configuration. "JSME International Journal Series B-Fluids and Thermal Engineering", ISSN 1340-8054, Japan, Series B, Vol. 47, No. 4, 2004, pp. 804-812.