



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Facultad de Estudios Superiores  
CUAUTITLAN



PROGRAMACION EN BASIC PARA EL DISEÑO DE UN  
IMPULSOR PARA UN TURBOCOMPRESOR RADIAL

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

*T E S I S*

Que para obtener el título de  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

presentan

*OLMOS DAZA EFRAIN  
REYES NOYA GUSTAVO*

Asesor: M.I. DANIEL HERNANDEZ PECINA

Cuautitlán Izcalli, Edo. Méx.

Abril 1992



Universidad Nacional  
Autónoma de México



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

**INDICE**

<b>CAPITULO</b>	<b>TEMA</b>	<b>PAG.</b>
<b>CAPITULO UNO</b>	<b>INTRODUCCION</b>	<b>I</b>
<b>CAPITULO DOS</b>	<b>PRINCIPIOS BASICOS DE FUNCIONAMIENTO DEL TURBOCOMPRESOR</b>	
<b>2.1</b>	<b>Definición, clasificación, descripción y nomenclatura.</b>	<b>1</b>
<b>2.2</b>	<b>Relación de compresión de un escalonamiento adiabático.</b>	<b>12</b>
<b>2.3</b>	<b>Diagramas T - S, P - V de la compresión adiabática y de la compresión refrigerada.</b>	<b>18</b>
<b>2.4</b>	<b>El turbocompresor refrigerado de múltiples escalonamientos.</b>	<b>23</b>
<b>CAPITULO TRES</b>	<b>SELECCION DE ANGULOS DE SALIDA DE LOS ALABES</b>	<b>34</b>
<b>CAPITULO CUATRO</b>	<b>FACTOR DE DISMINUCION DE TRABAJO</b>	<b>41</b>

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM****INDICE**

<b>CAPITULO</b>	<b>TEMA</b>	<b>PAG.</b>
<b>CAPITULO CINCO</b>	<b>PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE UN TURBOCOMPRESOR RADIAL</b>	<b>46</b>
5.1	Selección del número de revoluciones.	47
5.2	Determinación del número de escalonamientos.	48
5.3	Cálculo de las dimensiones principales.	50
5.4	Número y trazado de los álabes.	56
5.5	Cálculo de la corona directriz sin álabes.	58
5.6	Cálculo de la corona directriz con álabes.	59
<b>CAPITULO SEIS</b>	<b>PROGRAMA EN BASIC PARA EL CALCULO DEL IMPULSOR</b>	
6.1	Memoria de cálculo.	61
6.2	Manual del usuario.	72
6.3	Listados de programas.	86
<b>CAPITULO SIETE</b>	<b>DISPOSITIVOS AUXILIARES</b>	
7.1	Sellos mecánicos.	94
7.2	Rodamientos.	98
7.3	Sistemas de lubricación.	101
7.4	Esfuerzos en el eje.	107
7.5	Materiales utilizados.	112
<b>CAPITULO OCHO</b>	<b>CONCLUSIONES</b>	<b>120</b>
<b>CAPITULO NUEVE</b>	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>122</b>

I. INTRODUCCION.

Los turbocompresores son máquinas para comprimir gases en que la relación de compresión es mayor a 3 (es decir que la presión de salida es tres veces mayor que la de entrada); y como consecuencia tienen incorporada refrigeración a menos que el diseño de aplicación no lo requiera (como sucede en los compresores de turbinas de gas); aunque este límite en la relación de compresión varía por no ser universal.

La compresión de los gases y muy especialmente la del aire, es un proceso industrial muy frecuente. Si los caudales del aire o del gas son relativamente elevados y las presiones no excesivas, el turbocompresor aventaja al compresor alternativo y rotativo de desplazamiento positivo.

Para poder conocer el funcionamiento de este tipo de máquinas, éste trabajo esta encaminado a dar a conocer la descripción, su principio de funcionamiento basado en el diseño del elemento productor de energía, es decir el impulsor de la máquina; para ello se describirán los tipos y características de los impulsores más usuales, el principio de funcionamiento esta basado en la ecuación de Euler que da a conocer la variación de la energía específica intercambiada entre el impulsor y el fluido, para ello estudiaremos la nomenclatura y el manejo de los triángulos de velocidad en los cuales ocurre esta variación de energía, en primer lugar debido a la fuerza centrífuga que origina un incremento de presión y secundariamente a un efecto de difusión, es decir a un retraso de la corriente.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN UNAM

Para poder realizar el diseño de este impulsor primero se dará a conocer la relación de compresión de un escalonamiento adiabático, dando a conocer también la relación de compresión en el sistema difusor ya que ambos van relacionados y es aquí donde se empezarán a utilizar ampliamente los términos en los cuales se describe la ecuación de Euler. También se analizarán por medio de diagramas de temperatura contra entropía, y presión contra volumen la compresión refrigerada, todo ello con el fin de poder evaluar el trabajo realizado por el compresor, y una vez obtenido éste trabajo, se podrá conocer el rendimiento o eficiencia de la máquina.

También trataremos los tipos de refrigeración (ya que no siempre se utilizan los turbocompresores de un solo escalonamiento), y conoceremos su efecto producido por la multiplicidad de los escalonamientos apoyados en gran medida por la ecuación de Euler y la velocidad periférica a la salida del rodete, incluyendo diagramas de temperatura contra entropía que muestran las curvas de este tipo de procesos típicos de refrigeración.

Conociendo los principios de refrigeración tanto interior como exterior, conoceremos el efecto que se produce o deriva en la disminución del trabajo, incluyendo la selección de las presiones del sistema refrigerante para poder obtener una mejor eficiencia del sistema.

Para poder obtener un buen diseño se requerirá conocer como se obtiene el ángulo de salida de los álabes del impulsor ya que ello influye en la comunicación de la energía al fluido, así como del grado de reacción de la máquina definido por los saltos de presión entre la corona móvil y el escalonamiento, los tipos de energía que son función

## **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

de este ángulo son: la específica comunicada al fluido por el rodete, la dinámica y la energía de presión del rodete.

Por otra parte, se analizará en que consiste el factor de disminución de trabajo ya que produce un efecto de deslizamiento, debido a un torbellino relativo en sentido opuesto al giro del rodete, este deslizamiento es muy importante para poder realizar un buen diseño, ya que modifica las condiciones del ángulo de salida del rodete, así como de los escalonamientos del turbocompresor.

Una vez conocidas estas propiedades teóricas y prácticas que se involucran en el diseño del impulsor, se dará a conocer un procedimiento de cálculo para el impulsor de un turbocompresor radial, el cual incluye la selección del número de revoluciones, el número de escalonamientos, las dimensiones principales de impulsor, el número y trazado de los alabes para poder guiar mejor la salida del fluido.

Todo ello con el fin de poder realizar un programa por computadora en el cual se pueda obtener una evaluación de la máquina en una forma más rápida; para su diseño es necesario dar a conocer algunos datos iniciales como: caudal volumétrico, el estado del gas, es decir las condiciones de entrada y salida en cuanto a su presión y temperatura o su relación de compresión, así como del gas a comprimir para poder conocer sus características termodinámicas, en particular  $R$  y  $\gamma$ , es decir su constante universal y su peso específico.

Como se menciona anteriormente este programa nos ayudará a conocer rápidamente si es factible o no la construcción del compresor y si el tipo de gas es el adecuado.

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Además se incluire un análisis mecánico del turbocompresor, que involucrará una estimación del cálculo del par transmitido por el eje, así como de su potencia de accionamiento, esfuerzos y dimensionamiento del eje, tipos de rodamiento o chumaceras y los diversos sellos mecánicos que podrán ajustarse al diseño.

**II. PRINCIPIOS BASICOS DE FUNCIONAMIENTO DEL TURBOCOMPRESOR.**

**2.1 Definición, Clasificación, Descripción y Nomenclatura.**

**Definición:**

Una turbomáquina térmica es aquella máquina de fluido cuyo funcionamiento es la ecuación de Euler, y cuyo estudio y diseño se hace teniendo en cuenta la variación del volumen específico a través de la máquina. Las máquinas de fluido son aquellas que absorben energía de un fluido y restituyen generalmente energía mecánica en el eje, o bien absorben energía mecánica en el eje y restituyen energía a un fluido. Las turbomáquinas se llaman también máquinas de corriente ó máquinas dinámicas. En ellas, el intercambio de energía es debido a la variación del momento cinético del fluido en su paso por el órgano intercambiador de energía dotado de movimiento rotativo, que se llama rodete.

**Clasificación:**

Las turbomáquinas térmicas generadoras sirven para comprimir gas y se denominan en general turbocompresores; se pueden dividir en dos grupos: Soplantes y Turbocompresores.

Los soplantes o turbosoplantes son máquinas para comprimir gases en donde la relación de compresión es mayor que 0.1 y menor de 2.5 a 3.0 y que no tienen refrigeración incorporada y son generalmente, no siempre de un escalonamiento.

## **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Los turbocompresores son máquinas para comprimir gases en que la relación de compresión es mayor de 3.0, y como consecuencia tienen incorporada refrigeración, a no ser que su diseño de aplicación no sea necesario como sucede en los turbocompresores de las turbinas de gas; es claro que el límite en la relación de compresión para esta clasificación es convencional y no universalmente empleado.

Los turbocompresores también se clasifican:

-Según la dirección del fluido, en turbocompresores:

- 1.- RADIALES
- 2.- DIAGONALES (Semiadales ó de flujo mixto).
- 3.- AXIALES

-Según el número de rodetes en:

- 1.- DE UN ESCALONAMIENTO
- 2.- DE VARIOS ESCALONAMIENTOS

-Según la relación de compresión en:

- 1.- SOPLANTES
- 2.- TURBOCOMPRESORES

-Según el número de flujos en el compresor en:

- 1.- DE ADMISION SENCILLA
- 2.- DE ADMISION DOBLE

**Descripción:**

**TURBOCOMPRESORES CENTRIFUGOS Y TURBOCOMPRESORES AXIALES**

La compresión de los gases y muy especialmente del aire, es un proceso industrial muy frecuente. Si los caudales del aire o gas son relativamente elevados y las presiones no excesivas, el turbocompresor aventaja al compresor alternativo y rotativo de desplazamiento positivo.

Estas son las ventajas de los turbocompresores en comparación con los compresores alternativos:

- Construcción compacta.
- Volumen de máquina reducido.
- Seguridad de funcionamiento.
- Entretimiento prácticamente nulo.
- Carencia de desgaste.
- Piezas de recambio superfluas.
- Escasa cimentación.
- Montaje sencillo.
- Marcha exenta de vibraciones.
- Regulación progresiva fácil.
- Carencia de vibraciones en los conductos de gas.
- Empleo para su accionamiento de motores eléctricos normales de rotor en corto circuito.
- Débil consumo de corriente eléctrica en el arranque.
- Carencia de problemas de mezcla del aceite de lubricación con el gas.

## **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Todas estas ventajas justifican la introducción del turbocompresor en la industria, desplazando al compresor alternativo, sobre todo cuando se requieren caudales volumétricos elevados.

Dentro de los turbocompresores; los turbocompresores centrífugos ó radiales tienen las siguientes ventajas sobre el turbocompresor axial:

- a) Mayor robustez y, por lo tanto, mayor seguridad en la explotación.
- b) Menor número de escalonamientos.
- c) Mayor facilidad de alojamiento de los interrefrigeradores en el turbocompresor refrigerado.
- d) Mayor estabilidad de funcionamiento, por lo que respecta al fenómeno de bombeo.

El turbocompresor axial ofrece por el contrario las siguientes ventajas con relación al turbocompresor radial:

- a) Mejor rendimiento.
- b) Para un mismo caudal y presión, mayor número de revoluciones.
- c) En general, el compresor axial tiene menor volumen, menos superficie frontal y menos peso para igualdad de gasto másico y de relación de compresión.

A continuación se mencionarán algunas de las aplicaciones de éste tipo de máquinas en la industria:

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

- a) Turbocompresores radiales para gas natural, en gaseoductos, en plantas de licuefacción, así como en sistemas de inyección para obtener un aumento de producción en los campos petrolíferos.
- b) Para el amoniaco, campo hasta hace unos años reservado al compresor alternativo, en las grandes centrales de refrigeración y en la fabricación de goma sintética por mencionar algunos otros.
- c) Para gases de síntesis tales como la mezcla nitrógeno-oxígeno para producir amoniaco, impulsión de gas para el proceso Solvay, circulación de los gases de síntesis en el proceso de obtención de productos básicos para materias artificiales.
- d) Turbosoplantes de circulación de gases en las centrales nucleares.
- e) En las turbinas de gas destinadas a autobuses y automoviles, en las que se requiere funcionamiento estable, en condiciones de servicio muy variables.

### DESCRIPCION DEL TURBOCOMPRESOR CENTRIFUGO O RADIAL

Los turbocompresores radiales son máquinas de números específicos o inferiores a los de los turbocompresores axiales. El turbocompresor radial de admisión sencilla puede diseñarse para caudales que oscilan de 0.1 a 50 m<sup>3</sup>/seg. y el de admisión doble para caudales que oscilan de 40 a 80 m<sup>3</sup>/seg.

Por el contrario los turbocompresores axiales exigen caudales superiores a los 4 m<sup>3</sup>/seg. y puede exceder facilmente los 100 m<sup>3</sup>/seg..

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

La posibilidad de conseguir un funcionamiento estable limita en ambos casos la relación total de compresión prácticamente realizable en un sólo cuerpo o carcasa.

Así con los turbocompresores radiales se pueden alcanzar relaciones de compresión de 10 a 12. Por el contrario con los Turbocompresores axiales no es fácil alcanzar en un sólo cuerpo una relación de compresión mayor de 6 a 8.

A continuación se describe al turbocompresor radial como tal:

- a) El gas entra al compresor por el dispositivo de admisión que debe garantizar una entrada uniforme del mismo en el rodete con un mínimo de pérdidas, éste dispositivo puede ser axial o acodado. La entrada en el rodete sin rotación ( $C_{1u} = 0$ ) es el caso más frecuente; otras veces se le comunica al gas una contrarotación ( $C_{1u} < 0$ ), o una rotación ( $C_{1u} > 0$ ), para lo cuál se establece una corona directriz fija antes del rodete dotada de álabes que establecen el ángulo de entrada más conveniente en cada caso. En algunos turbocompresores de precio elevado, pero de gran rendimiento a cargas intermedias, se establece un difusor, a base de una corona directriz de álabes orientables a la salida, que sirve además para regular el caudal.
- b) El rodete consta de un cierto número de álabes, que se fijan únicamente al cubo del rodete o bien se fijan en un sólo disco a un lado del mismo o a uno y otro lado del disco, o bien como en el rodete cerrado.

El rodete abierto tiene mal rendimiento y poca resistencia, pero es de fácil construcción permitiendo solamente velocidades periféricas muy pequeñas, por lo cual son cada vez menos empleados.

El tipo cerrado, tiene buen rendimiento, pero es de difícil construcción y sólo permite velocidades periféricas moderadas.

El tipo semiabierto es hoy muy empleado.

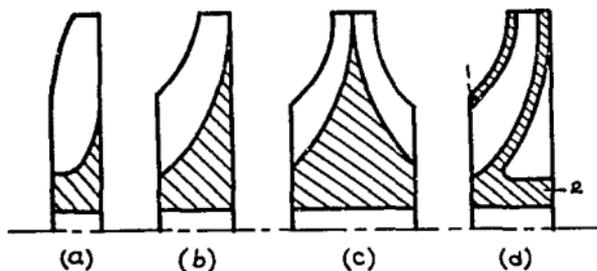
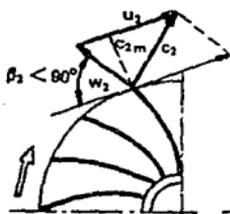


Fig. 1 Tipos de rodetes: a)abierto; b)semiabierto de simple aspiración; c)semiabierto de doble aspiración; d)cerrado.

El parámetro fundamental que caracteriza el álabe de un turbocompresor es el ángulo de salida  $\beta_2$  y, según éste ángulo, se clasifican los álabes en tres tipos (ver Fig. 2).

Alabes curvados hacia atrás.

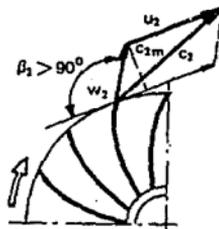
$$\beta_2 < 90 \text{ grados}$$



(a)

Alabes curvados hacia adelante.

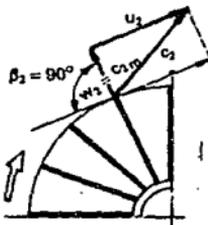
$$\beta_2 > 90 \text{ grados}$$



(b)

Alabes de salida radial.

$$\beta_2 = 90 \text{ grados}$$



(c)

Fig. 2 Rodete de un turbocompresor con álabes: a) curvados hacia atrás; b) curvados hacia adelante; c) de salida radial.

En estos triángulos se utiliza la notación internacional por ser la más utilizada en todos los países. En dichos triángulos:

$u_1$  : Velocidad tangencial del rotor a la entrada o velocidad periférica a la entrada.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

$C_1$  : Velocidad absoluta del fluido a la entrada.

$W_1$  : Velocidad relativa a la entrada (del fluido con respecto al álabe).

$C_{1m}$  : Componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada en dirección radial.

$C_{1u}$  : Componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada en dirección tangencial.

$\alpha_1$  : Angulo que forman las dos velocidades  $C_1$  y  $U_1$  .

$\beta_1$  : Angulo que forma  $W_1$  con  $-U_1$  .

y lo mismo en el triángulo de salida, sustituyendo el subíndice 1 por el 2.

Antiguamente todos los turbocompresores radiales se construían con los álabes curvados hacia atrás, la fijación de los álabes en éste caso, a causa del esfuerzo centrífugo exige una construcción del tipo cerrado, aún con éste tipo de construcción la velocidad periférica a la salida no puede exceder los 300 m/seg.

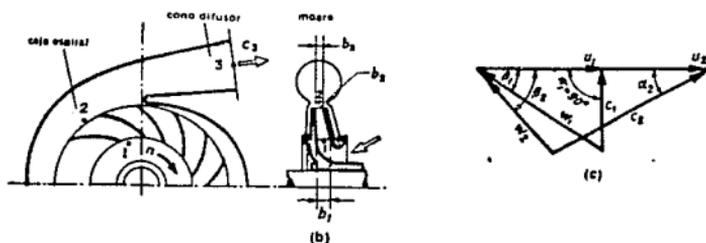


Fig. 3 Turbocompresor radial de álabes curvados hacia atrás: a) corte transversal; b) corte meridional; c) triángulos de velocidad.

Modernamente se emplea cada vez más la construcción del rodete con álabes de salida radial, curvados a la entrada, del tipo semiabierto de tal manera que el ángulo  $\beta_1$  de la velocidad relativa, sea exigido por una entrada radial de la corriente absoluta ( $\alpha_1 = 90$  grados). La construcción con salida radial reduce los esfuerzos centrífugos prácticamente a esfuerzos de tracción, de ahí que para la fijación de los álabes sólo se requiera un disco (rodete semiabierto). Con éste tipo de rodetes se obtienen velocidades periféricas elevadísimas superiores a los 450 m/seg., a continuación se presenta el triángulo de velocidades propio de éste rodete:

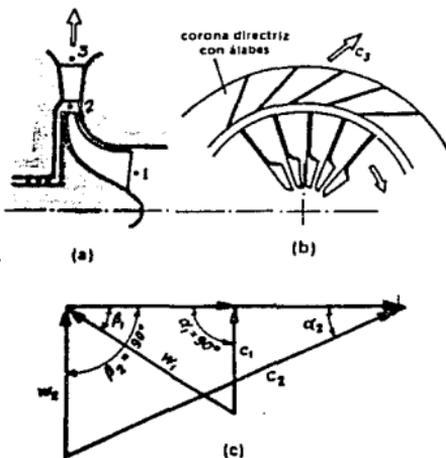


Fig. 4 Turbocompresor radial con álabes del rodete curvados a la entrada y salida radial de la corriente relativa.

Según la ecuación de Euler a saber:

$$\Delta Y_u = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2}$$

Donde:

$\Delta Y_u$  : Representa la variación de la energía específica intercambiada entre el rodete y el fluido.

Sus unidades son:  $Y_u [J/Kg.] = Y_u [m^2/S^2]$ .

En los turbocompresores axiales el incremento de presión producido en el rodete se debe solamente al retraso de la corriente, es decir, al término  $(W_1^2 - W_2^2)/2$ , ya que el otro término que figura en dicha ecuación  $(C_2^2 - C_1^2)/2$  representa tanto en el turbocompresor axial como en el radial el incremento de energía cinética en el rodete. En cambio en los turbocompresores radiales éste incremento se debe en primer lugar a la fuerza centrífuga que origina un incremento de presión expresado por el término  $(U_2^2 - U_1^2)/2$ , y luego secundariamente al retraso de la corriente (efecto de difusión), expresado por el término  $(W_2^2 - W_1^2)/2$ . Para mejorar el rendimiento muchas veces se prescinde de éste segundo término, mientras que en los compresores de álabes curvados hacia atrás suele buscarse también un pequeño retraso de la corriente.

- c) El sistema difusor consta de uno o varios órganos fijos cuya misión es recuperar una parte de la energía cinética a la salida del rodete o lo que es lo mismo conseguir con el

mejor rendimiento posible, a expensas de la energía cinética que crea el rodete, un incremento adicional de presión.

El sistema difusor suele constar al menos de una caja espiral a la cual se añade con frecuencia uno de los siguientes elementos: corona directriz y cono difusor o los dos simultáneamente.

Los compresores que poseen una corona directriz con álabes mejoran grandemente el rendimiento en la difusión. En diseños más sencillos se dispone de una corona directriz sin álabes, reduciéndose a veces la corona directriz a una caja de paredes paralelas. La sensibilidad de esta última corona sin álabes a los cambios de régimen es mucho menor, pero el rendimiento en el punto de diseño es también inferior.

## 2.2 Relación de Compresión de un Escalonamiento Adiabático.

La relación de compresión  $c_c$  obtenida en un escalonamiento que consta de rodete y difusor (o corona fija), será:

$$c_c = \frac{P_3}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} * \frac{P_3}{P_2}$$

Donde:

Subíndice: 1 : entrada en el rodete.

2 : salida del rodete y entrada en el difusor.

3 : salida del difusor.

a). Relación de compresión en el rodete.

1. COMPRESION ISENTROPICA.

La energía específica aplicada será:

$$Q_{12} = h_{2s} - h_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + W_{12} ; Q_{12} = 0. \dots(1)$$

(Compresor adiabático, o sea no refrigerado, y radiación al exterior nula).

El trabajo específico comunicado al fluido en un proceso reversible está basado en : (por la ecuación de Euler)

$$W_{12} = W_u = U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u} \dots\dots\dots(2)$$

En la ecuación de Euler, para los turbocompresores,  $U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} > 0$  es la energía específica comunicada al fluido, siendo (idealmente)

$U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u}$  igual al trabajo mecánico que es negativo por ser el trabajo ejercido en el fluido. Este evoluciona isentrópicamente al ser la compresión ideal, alcanzando la presión  $P_{2s}$  que posteriormente se calculará.

En muchos gases, el aire por ejemplo, cumplen muy aproximadamente con la ecuación de los gases perfectos, por lo cual:

$$h_1 = \bar{C}_p T_1 \dots\dots(3)$$

y 
$$h_{2s} = \bar{C}_p T_{2s} \dots\dots(4)$$

Donde:

$\bar{C}_p$ : Calor específico medio del gas entre las temperaturas consideradas.

$T_{2s}$ : Temperatura final de la compresión isentrópica.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

sustituyendo (2),(3) y (4) en (1) se tendrá:

$$0 = \bar{C}_P T_{2S} - \bar{C}_P T_1 + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} + \left[ U_1 C_{1U} - U_2 C_{2U} \right]$$

por lo que:

$$T_{2S} = T_1 + \frac{1}{2\bar{C}_P} \left[ 2 \left[ U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U} \right] - \left[ C_2^2 - C_1^2 \right] \right] \dots (5)$$

Además en la compresión isentrópica se tiene:

$$\frac{T_{2S}}{T_1} = \left( \frac{P_{2S}}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \dots (6)$$

Llevando (6) a (5) se obtiene; la presión final  $P_{2S}$  de la compresión adiabático-isentrópico ó adiabático-reversible, es decir:

$$P_{2S} = P_1 \left[ 1 + \frac{1}{2\bar{C}_P * T_1} \left\{ 2 \left[ U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U} \right] - \left[ C_2^2 - C_1^2 \right] \right\} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \dots (7)$$

ecuación importante que relaciona los parámetros termodinámicos con las dimensiones del rodete, con su número de revoluciones y con la forma de los álabes. Está última se refleja en  $C_{1U}$  y  $C_{2U}$  que dependen de ella.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

### 2. COMPRESION REAL.

En el rotor real adiabático ( $Q_{12} = 0$ ) la compresión, aunque no es isentrópica, se comprueba experimentalmente que sigue una ley aproximadamente politrópica, y por tanto:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n}$$

Donde:

$T_2$  : Temperatura final real de la compresión.

$n$  : Exponente de la ecuación politrópica que suele oscilar en los compresores de 1.5 a 1.62.

El rendimiento interno de la compresión en el rodete se definirá así en función de la entalpías:

$$\eta_i = \frac{h_{2sTOT} - h_{1TOT}}{h_{2TOT} - h_{1TOT}} \approx \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \approx \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1}$$

De lo cual se obtiene:

$$T_2 - T_1 = \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_i}$$

Tomando en cuenta esta última ecuación, la ecuación número (5) se transforma en :

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{2\eta_c \bar{C}_p} * \left[ 2 \left( U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \right) - \left( C_2^2 - C_1^2 \right) \right]$$

en virtud de la ecuación (7) se tendrá finalmente la relación de compresión en el rodete:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left\{ 1 + \frac{1}{2\bar{C}_p \eta_c T_1} \left[ 2 \left( U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \right) - \left( C_2^2 - C_1^2 \right) \right] \right\}^{n/(n-1)} \dots \dots \dots (8)$$

b). Relación de compresión en el sistema difusor.

Aplicaremos ahora el primer principio entre los puntos 2 y 3 (fig.

3). Entre estos dos puntos no se ejerce trabajo alguno sobre el fluido,  $W = 0$ .

En la compresión (difusión) adiabático-isentrópica se tendrá:

$$\bar{C}_p * T_2 + \frac{C_2^2}{2} = \bar{C}_p * T_{3S} + \frac{C_3^2}{2}$$

de donde:

$$\frac{T_{3S}}{T_2} = 1 + \frac{C_2^2}{2\bar{C}_p T_2} \left\{ 1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right\}$$

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

en virtud de la ecuación (6) aplicada entre los puntos 3<sub>g</sub> y 2:

$$\frac{P_{3g}}{P_2} = \left[ 1 + \frac{C_2^2}{2T_2 \bar{C}_p} \left( 1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right) \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \dots\dots\dots(9)$$

En la difusión real politrópica un razonamiento análogo al utilizado en la deducción de la ecuación (8), nos conduce a la expresión siguiente para la relación de compresión real en el difusor:

$$\frac{P_3}{P_2} = \left[ 1 + \frac{C_2^2}{2C_p \eta_i T_2} \left( 1 - \frac{C_3^2}{C_2^2} \right) \right]^{n/(n-1)} \dots\dots\dots(10)$$

Donde:

$\eta_i$  : Rendimiento interno del difusor que en la primera aproximación podemos suponer igual al del rodete y al de todo el escalonamiento.

El rendimiento interno de los compresores estacionarios suele oscilar entre 0.75 a 0.9 .

2.3 Diagramas T - S, P - V de la compresión adiabática y de la compresión refrigerada.

Rendimiento Adiabático e Isotérmico.

Designando con los subíndices 1 y 3 la entrada y la salida del escalonamiento, y siendo el trabajo específico de la compresión adiabático-isentrópico (si se supone, como ocurre casi siempre, que:

$$\frac{C_p^2}{2} \approx \frac{C_v^2}{2} >$$

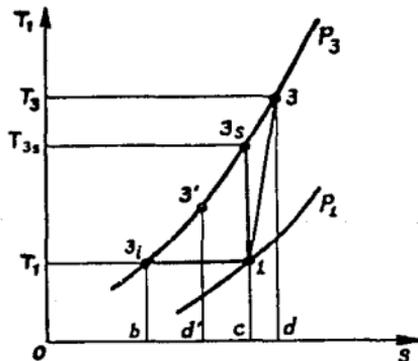


Fig. 5 Proceso de compresión adiabático-isentrópico, adiabático -no isentrópico y refrigerada en el plano T-S.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

$$W_s = h_{3s} - h_1 = \bar{C}_p (T_{3s} - T_1) \quad \delta$$

$$W_s = -\Delta h = - (h_{3s} - h_1) < 0.$$

Del plano T-S : Fig.(5)

$$W = \text{área } c-1-3s-3i-b.$$

En efecto, por tratarse de un gas perfecto (aire):

$$h_{3s} - h_1 = h_{3s} - h_{3i} = \int_{3i}^{3s} (T_{ds} + V_{dp}) = \int_{3i}^{3s} T_{ds} = \text{área } c-1-3s-3i-b.$$

porque en el proceso 3i - 3s ,  $dp = 0$ .

La compresión adiabática real es aproximadamente politrópica, siendo la temperatura real  $T_3 > T_{3s}$ , y el trabajo de compresión, que es:

$$W_{\text{polit.}} = h_3 - h_1 = \bar{C}_p (T_3 - T_1) = \bar{C}_p T_1 \left[ \left( \frac{P_3}{P_1} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right] \dots\dots(11)$$

En virtud de la ecuación (7) se representará en el mismo plano por:

$$W_{\text{polit.}} = \text{área } d-3-3i-b. \quad \text{siendo} \quad W_{\text{polit.}} > W_s$$

En un compresor refrigerado la compresión real podría realizarse según la isentrópica 1 - 3s, con tal de que se cediera al refrigerante una

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

cantidad de calor equivalente al área d-3-i-c ó bien según una politrópica 1-3' en la que por estar a la izquierda de la isentrópica  $n < \gamma$  estando representado el trabajo de compresión por :

$$W_{\text{polit.}}' = \text{área } c-1-3'-3i-b < W_g.$$

lo cuál manifiesta claramente la ventaja de la refrigeración en los compresores.

En el límite, en el compresor ideal refrigerado la compresión hasta el final  $P_3$  sería isotérmica según la línea i - 3i y el trabajo de compresión sería el mínimo y vendría representado en el plano T-S Fig.(5) por:

$$W_{\text{isotérmico}} = \text{área } c-1-3i-b.$$

En la figura (6) se han representado los mismos procesos de compresión en el plano P-V:

compresión adiabático-isentrópica [ 1-3s ; según la ec.  $PV^\gamma = \text{cte.}$  ],

adiabático-politrópica [ 1-3 ; según  $PV^n = \text{cte. } n > \gamma$  ],

isotérmica [ 1-3i ; según  $PV = \text{cte.}$  ], y

politrópica ó compresión real con refrigeración [ 1-3' ; según  $PV^n = \text{cte. } n < \gamma$  ].

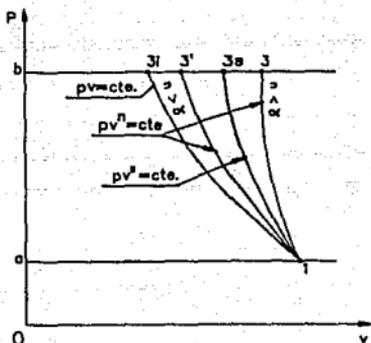


Fig. 6 Procesos de compresión diversos en el plano P-V.

El trabajo  $\left[-\int v dp\right]$  en este último caso es menor que en el compresor adiabático-isentrópico, y por tanto menor cuanto la refrigeración sea más intensa. La compresión ideal es la isotérmica, en la cual el trabajo absorbido por la compresión sea mínimo.

Aunque la compresión refrigerada no suele ser siempre la más económica, si se considera el rendimiento global de un ciclo. En efecto, el incremento de entalpía es mayor en el compresor no refrigerado, y si el aire comprimido ha de entrar a continuación, por ejemplo en la cámara de combustión en un Turbogenerador, éste incremento adicional de entalpía supone un ahorro de combustible.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

### Rendimiento Adiabático.

El rendimiento adiabático de un escalonamiento de un turbocompresor o de la unidad completa esta expresado por la siguiente ecuación:

$$\eta_{ic} = \frac{\epsilon^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\epsilon^{(n-1)/n} - 1}$$

donde :

$\epsilon$  : Relación de compresión.

### Rendimiento Isotérmico.

Este sirve para valorar la eficiencia de los diferentes tipos de refrigeración y se define como:

$$\eta_{is} = \frac{W_{is}}{W_{polit.}}$$

donde:

$W_{is}$  : Trabajo ideal de la compresión isotérmica.

$W_{polit.}$  : Trabajo real (politrópico) absorbido por el compresor refrigerado.

## 2.4 El turbocompresor refrigerado de múltiples escalonamientos.

La ecuación (8), deducida teniendo en cuenta la ecuación de Euler, demuestra que la velocidad periférica a la salida del rodete  $U_2$  es un factor decisivo en la presión final  $P_2$  alcanzable en un escalonamiento.

Como siempre, la resistencia del rodete a los esfuerzos centrífugos limita esta velocidad y consiguientemente la presión máxima alcanzable en un escalonamiento de turbocompresor centrífugo, que suele estar comprendida en los diseños normales entre 1.2 y 1.5.

La velocidad máxima  $U_2$  en los rodetes de fundición de hierro está limitada a unos 40 m/seg.; mientras que en los rodetes de acero puede llegar hasta 300 m/seg.. En construcciones especiales con aceros aleados se llega hasta 500 m/seg. Colocando cuantos rodetes sean precisos en serie, como los dos representados en la fig. (7). La relación de compresión total del compresor es igual a la  $n$ -ésima potencia de dicha relación de compresión siendo  $n$  el número de escalonamientos.

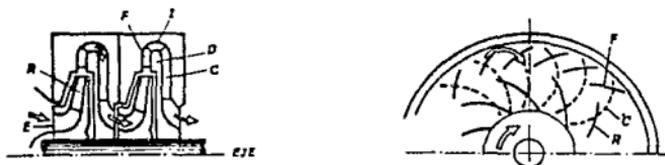


Fig. 7 Turbocompresor radial de varios escalonamientos en: a) corte meridional; b) corte transversal.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

En la fig. (7) , E es la entrada en el rodete; R los álabes móviles del rodete, F la corona directriz con álabes fijos que a expensas de la energía cinética del gas incrementan la presión del mismo, rodeando el diafragma D de separación de los escalonamientos se encuentra el conducto inversor sin álabes I de donde pasa a la corona directriz de flujo centrífugo C, que constituyen el elemento característico de los compresores de varios escalonamientos. Estos álabes sirven para conducir el gas a la entrada del rodete con la misma velocidad aproximadamente en módulo y dirección que tenía a la entrada del primer rodete (generalmente la entrada en todos los rodetes es sin rotación,  $C_{1u} = 0$  ).

Si la relación de compresión es pequeña suelen construirse todos los rodetes iguales y con el mismo diámetro exterior. Entonces el salto entálpico en todos los rodetes es igual, pero la relación de compresión no, debido al aumento de temperatura en la compresión. Al compresor refrigerado después de cada escalonamiento se le conoce comercialmente con el nombre de compresor isotérmico. Los compresores de varios escalonamientos suelen ser refrigerados. La refrigeración de un compresor puede ser interna o externa. La refrigeración interna (continua) en teoría es más eficiente. En ella se provee el estator del compresor con un cierto número de camisas por donde circula el agua de refrigeración. Cada escalonamiento puede ir provisto de dos camisas, como se representa en la figura (8), entrando el agua de refrigeración por debajo, desviándose a la mitad por los tubos exteriores dibujados en la figura, para no atravesar la junta

horizontal del compresor, y saliendo el agua caliente por la parte superior. Esta refrigeración se completa por una circulación de agua por el interior de los diafragmas que separarán los escalonamientos entre sí.

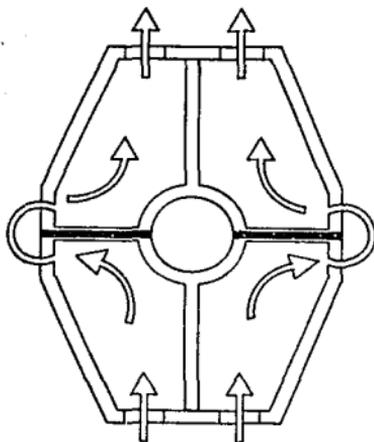


Fig. 8 Refrigeración interna de un turbocompresor centrífugo (Corte transversal).

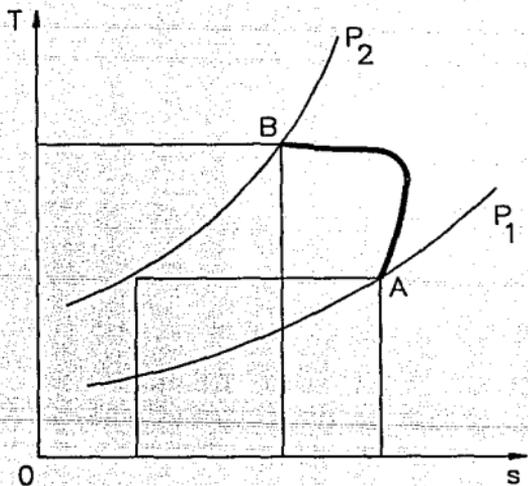


Fig. 9 Curva de refrigeración interna en el plano T - S.

El diagrama representa la curva de proceso típica de una refrigeración interna en el plano T-S al comienzo de la compresión la curva es una politrópica con  $n > \gamma$ , porque al ser la transmisión de calor pequeña a causa de la pequeña diferencia de temperaturas entre el agua y el refrigerante allí existente, la compresión es prácticamente adiabático-irreversible; después la refrigeración se acerca más a una isotérmica, hasta el último trazo de la curva, que representa el proceso en el último escalonamiento del compresor, en el cual la refrigeración que se realiza por un sólo lado es menos eficiente. En los turbocompresores modernos al aumentar U disminuye el número de escalonamientos y con él la superficie disponible para una refrigeración eficiente. Por eso modernamente se prefiere la refrigeración externa.

En la refrigeración externa los escalonamientos se dividen en grupos. El gas a la salida de un grupo pasa por un refrigerador de tipo tubular, que permite aumentar grandemente la superficie de refrigeración. A continuación para el gas al segundo grupo de escalonamientos, y así sucesivamente.

El diagrama T-S de la refrigeración exterior puede verse en la figura (10) que se refiere a un compresor dividido en tres grupos de escalonamientos, con refrigeración exterior después de cada grupo, excepto el último. Este diagrama corresponde a la compresión real. La curva del proceso de compresión en cada grupo es una politrópica con  $n > \gamma$ .

El proceso ideal en cada refrigerador es isobárico pero en el proceso real representado en la figura hay una pérdida de presión, siendo la

presión  $P_E$  a la entrada del segundo grupo, menor que  $P_F$  a la salida del primero. Este tipo de refrigeración es tanto más eficiente cuanto mayor es el número de refrigeradores.

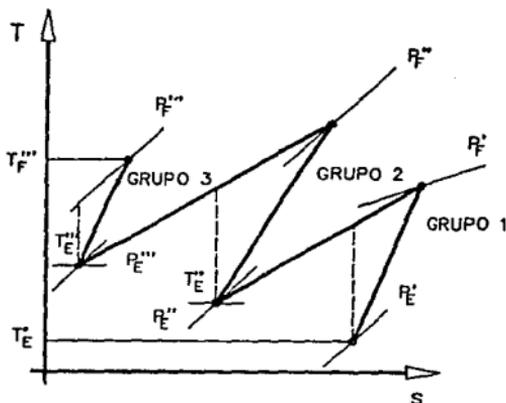


Fig. 10 Refrigeración interior después del primero y segundo grupo de un turbocompresor dividido en tres grupos de escalonamientos.

Actualmente se construyen compresores de gran potencia con un refrigerador exterior en cada escalonamiento. El rendimiento de estos compresores isotérmicos es muy elevado, pero su construcción es difícil y su precio muy elevado.

Disminución del trabajo adiabático-isentrópico con la refrigeración exterior

Comparemos ahora por medio de la figura (11) el trabajo ideal del turbocompresor adiabático con el trabajo ideal del mismo compresor de tres etapas de compresión pero con refrigeración intermedia. Suponemos que dentro de cada etapa la compresión es adiabático-isentrópica. Despreciando también las pérdidas de presión en los interrefrigeradores representando los procesos adiabático-isentrópico en cada escalonamiento con y sin refrigeración y los puntos finales de la expansión real después de cada escalonamiento con y sin refrigeración.

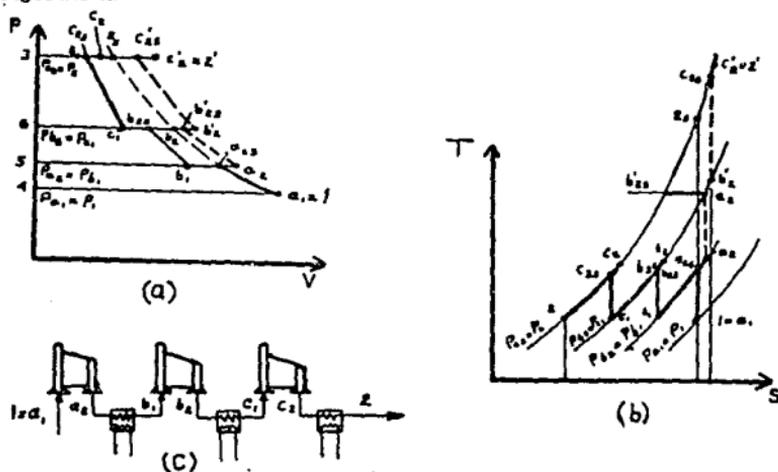


Fig. 11 Refrigeración externa: a) en el plano P-V; b) en el plano T-S; c) esquema de la instalación.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

En la figura (11 (a)) se representan los procesos en el plano P-V.

En la figura (11 (b)) se representan los procesos en el plano T-S.

En la figura (11 (c)) puede verse el esquema de la instalación. En esta figura se ha utilizado la siguiente notación: 1 y 2 representan los estados del gas a la entrada y salida de cada compresor, y a,b,c representan los estados correspondientes a cada uno de los grupos o cuerpos que se ven en la figura (11 (c)), además se designa con (') el final de una compresión sin refrigeración. Así por ejemplo, el punto  $b_2$  representa el estado final real del gas a la salida del segundo grupo, en el caso de que el gas no pase por refrigerador alguno.

El trabajo de la compresión adiabático-isentrópica del compresor como unidad completa está representado en la figura (11 (a)) por el área:

1-2s-3-4-1.

A causa de las pérdidas internas en cada grupo, la suma de los trabajos de compresión adiabático-isentrópica, de cada uno de los grupos en ausencia de refrigeración será: área 1-a<sub>2s</sub>-a<sub>2</sub>-b'<sub>2s</sub>-b'<sub>2</sub>-c'<sub>2s</sub>-3-4-1.

Este trabajo es mayor que el anterior debido al factor de recalentamiento.

En la compresión con refrigeración exterior intermedia el trabajo adiabático-isentrópico de compresión en el primer grupo es el mismo, pero en el refrigerador intermedio la temperatura desciende a presión constante desde la temperatura real  $T_{a2}$  a la salida de este grupo hasta la temperatura  $T_{b1}$  (al mismo tiempo desciende el volumen específico en razón directa de la temperatura absoluta).

Por tanto, el gas se halla a la entrada del segundo escalonamiento en

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

el estado  $b_1$  ; siendo el trabajo adiabático-isentrópico de compresión del segundo escalonamiento igual en el plano P-V al área:

$$b_1 - b_{2s} - 6 - 5 - b_1.$$

El estado real al final de la compresión es  $b_2$ , cuya temperatura es superior a la del punto  $b_{2s}$ , final de la compresión adiabático-isentrópica, a causa de las pérdidas; y así sucesivamente. Se ha supuesto que un refrigerador final situado después del último escalonamiento lleva al gas al punto 2, que representa el estado del gas a la salida del compresor. Se tendrá por tanto fig. (11 (a)):

a): Suma de los trabajos adiabático-isentrópico de compresión de todos los escalonamientos con refrigeración intermedia: área 1 -  $a_{2s}$  -

$$b_1 - b_{2s} - c_1 - c_{2s} - 3 - 4 - 1.$$

b): Disminución de está suma (ahorro de trabajo) con relación a la compresión adiabática-isentrópica sin refrigeración: área  $a_{2s}$  -  $2s$  -

$$c_{2s} - c_1 - b_{2s} - b_1 - a_{2s}.$$

c): Disminución de la misma suma (ahorro de trabajo) en relación a la suma de los trabajos adiabático-isentrópico de cada grupo sin refrigeración:

$$\text{área } a_2 - b'_{2s} - b'_2 - c'_{2s} - c'_1 - b_{2s} - b_1 - a_2.$$

TRABAJO INTERNO DE UN COMPRESOR CON REFRIGERACION EXTERIOR.

(En el siguiente desarrollo se supone que la diferencia de energías cinéticas específicas del fluido antes y después de cada grupo es despreciable).

Designando con  $Y_{sa}$ ,  $Y_{sb}$ ,  $Y_{sc}$  los saltos adiabático-isentrópico de cada uno de los grupos del compresor refrigerado externamente (por ejemplo

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

$Y_{sb} = h_{b2s} - h_{b1}$  el del segundo escalonamiento; y así los otros dos) y llamando  $\eta_{ia}$ ,  $\eta_{ib}$ ,  $\eta_{ic}$  a los rendimientos internos (o adiabáticos) del primero, segundo y tercer grupo, el trabajo interno de la compresión con refrigeración  $W_{ir}$  (despreciando las pérdidas de presión en los refrigeradores) será:

$$W_{ir} = \frac{Y_{sa}}{\eta_{ia}} + \frac{Y_{sb}}{\eta_{ib}} + \frac{Y_{sc}}{\eta_{ic}} = \frac{1}{\eta_{ia}} * \frac{\gamma}{\gamma-1} R_i T_{a1} \left[ \left( \frac{P_{a2}}{P_{a1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] +$$

$$\frac{1}{\eta_{ib}} * \frac{\gamma}{\gamma-1} R_i T_{b1} \left[ \left( \frac{P_{b2}}{P_{b1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] + \frac{1}{\eta_{ic}} * \frac{\gamma}{\gamma-1} R_i T_{c1} \left[ \left( \frac{P_{c2}}{P_{c1}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right].$$

expresión que se extiende fácilmente a cualquier número de interrefrigeradores.

SELECCION DE LAS PRESIONES EN LOS REFRIGERADORES.

Supongamos un turbocompresor con "n" refrigeradores dispuestos a la salida de cada grupo de escalonamientos excepto del último, y por lo tanto un turbocompresor con n + 1 cuerpos o grupos de escalonamientos.

El estado inicial del gas viene determinado por la presión  $P_E$  y la temperatura  $T_E$  y la presión final del compresor  $P_F$ . Despreciando las pérdidas de presión de los refrigeradores, supongamos que en todos ellos se enfría el gas hasta la mínima  $T_E$  y denominaremos

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

$P', P'',$  etc. la presión final después del grupo de escalonamientos primero, segundo, etc.. El trabajo absorbido por el primer grupo será según la ecuación (11):

$$W_p' = \bar{C}_p T_1 \left[ \left( \frac{P}{P_E} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right]$$

y si suponemos que el coeficiente de la politrópica es el mismo para todos los grupos, el trabajo total absorbido por el compresor será:

$$W_p = \bar{C}_p T_1 \left[ \left( \frac{p'}{P_E} \right)^{(n-1)/n} + \left( \frac{p''}{p'} \right)^{(n-1)/n} + \dots + \left( \frac{P_F}{p^{(n)}} \right)^{(n-1)/n} - n - 1 \right]$$

Este trabajo depende pues por las presiones  $p', p'', \dots$  de los refrigeradores. Ahora bien, siendo el producto de los términos encerrados en el corchete constante e igual a:

$$\left( \frac{P_F}{P_E} \right)^{(n-1)/n}$$

Su suma será mínima y el trabajo total de la compresión será también mínimo cuando:

$$\frac{p'}{P_E} = \frac{p''}{p'} = \dots = \frac{P_F}{p^{(n)}} = \left( \frac{P_F}{P_E} \right)^{1/(n+1)}$$

es decir, el trabajo de la compresión, es mínimo cuando la relación de compresión de todos los grupos es igual.

III. SELECCION DEL ANGULO DE SALIDA DE LOS ALABES  $\beta_2$   
 EN UN RODETE DE BAJA PRESION.

Despreciando la disminución de volumen específico (el error cometido será tanto mayor si la relación de compresión del escalonamiento es mayor) que se produce en un escalonamiento, no teniendo en cuenta pérdida alguna, suponiendo entrada radial ( $C_{1u} = 0$ ) y aplicando la teoría unidimensional, es posible estudiar muy fácilmente la variación de las características de un escalonamiento radial en función del ángulo  $\beta_2$  y deducir conclusiones de tipo cualitativo que pueden ayudar en la selección del ángulo  $\beta_2$ .

Del análisis que sigue se verá la función primordial que el ángulo  $\beta_2$  juega en la cantidad y calidad de la energía transmitida al fluido de una Turbo Máquina Generadora.

El despreciar la variación del volumen específico convierte al turbocompresor en este análisis es una Turbo Máquina Hidráulica generadora, o sea una bomba o un ventilador.

El error que con esta hipótesis se comete puede ser grande pero las conclusiones de tipo cualitativo no dejan de tener interés. La energía transmitida al fluido en un escalonamiento será: (Según la ecuación de Euler para Turbocompresores, la energía específica comunicada al fluido por el rodete).

$$Y_u = U_2 C_{2u} \dots\dots (12)$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

Del triángulo de velocidades de salida se deduce:

$$C_{2u} = U_2 - \left[ C_{2m} \right] \left[ \text{Ctg } \beta_2 \right] \dots\dots (13)$$

sustituyendo (13) en (12) se tiene :

$$Y_u = U_2^2 \left[ 1 - \frac{C_{2m}}{U_2} \cdot \text{Ctg } \beta_2 \right] \dots\dots (14)$$

Por otra parte, teniendo en cuenta la segunda expresión de la ecuación de Euler :

$$\Delta Y_u = \frac{C^2 - C_1^2}{2} + \frac{U^2 - U_1^2}{2} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2}$$

y suponiendo para simplificar que:

$C_{1m} = C_{2m}$ , la energía dinámica del rodete vendrá expresada por:

$$Y_{din.} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2} = \frac{C_{2m}^2 + C_{2u}^2 - C_{1m}^2}{2} = \frac{C_{2u}^2}{2}$$

e introduciendo la ecuación (13):

$$Y_{din.} = \frac{U_2^2}{2} \left[ 1 - \frac{C_{2m}}{U_2} \cdot \text{Ctg } \beta_2 \right]^2 \dots\dots (15)$$

El grado de reacción  $\sigma$  se podrá expresar así, pero primero veremos como se puede definir teniendo en cuenta que existen dos tipos, el grado de reacción teórico dado por :

$$\sigma = \frac{\text{Salto de presión en la corona móvil}}{\text{Salto de presión en el escalonamiento}}$$

y el grado de reacción real, solo que el teórico es el más empleado en la práctica.

Donde :

$$\text{Salto de presión de la corona móvil} = \Delta h_{sm} = h_1 - h_2$$

$$\text{Salto de presión en el escalonamiento} = \Delta h_s = h_0 - h_2$$

o en otros términos, el grado de reacción podrá expresarse así :

$$\sigma = 1 - \frac{Y_{din.}}{Y_u} = 1 - \frac{(U_2^2/2)(1 - (C_{2m}/U_2) * Ct_g \beta_2)^2}{U_2^2 * (1 - (C_{2m}/U_2) * Ct_g \beta_2)}$$

Según las ecuaciones (14) y (15):

$$\sigma = 1 - \frac{1}{2} * \left[ 1 - \frac{C_{2m}}{U_2} * Ct_g \beta_2 \right] = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} * \frac{C_{2m}}{U_2} * Ct_g \beta_2 \dots (16)$$

La  $Y_{din.}$  ( $m^2/s^2$ , S.I.), representa la presión dinámica que comunica el rodete al fluido o energía cinética por unidad de masa; la diferencia  $Y_u - Y_{din.}$  representa la energía de presión estática por unidad de masa. De esta manera :

$$\frac{Y_u - Y_{din.}}{Y_u} = 1 - \frac{Y_{din.}}{Y_u}$$

en el grado de reacción.



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

Sus consecuencias son:

1.- Según la ecuación (14) al disminuir  $\beta_2$  disminuye  $Y_u$  hasta hacerse cero para:

$$\text{tg } \beta_2 \text{ min.} = - \frac{C_{2m}}{U_2} \dots\dots\dots(18)$$

una disminución ulterior de  $\beta_2$  convertiría al turbocompresor en turbogenerador ya que  $Y_u$  cambiaría de signo.

2.- Según la ecuación (16) el grado de reacción por el contrario, disminuye al aumentar  $\beta_2$  hasta hacerse cero para:

$$\text{tg } \beta_2 \text{ max.} = - \frac{C_{2m}}{U_2} ; \quad \left[ \beta_2 \text{ max.} = 180 \text{ grados} - \beta_2 \text{ min.} \right]$$

Teóricamente puede concebirse un turbocompresor con  $\sigma < 0$  ; pero siendo la finalidad del compresor producir un aumento de presión, el rodete produciría solo energía dinámica e incluso transformaría una parte de la energía de presión a la entrada en energía dinámica. A continuación el sistema difusor tendría la misión de transformar toda esa energía dinámica en energía de presión. Este turbocompresor tendría un rendimiento inaceptable, por lo cual justamente se establece el límite máximo de  $\beta_2$  por la última ecuación obtenida de la ecuación (17) mediante la condición  $\sigma = 0$ .

Los resultados se observan en la tabla siguiente, que se obtienen fácilmente con ayuda de las ecuaciones (14) a (17):

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAH

$\beta_2$	$Y_u$	$Y_{din.}$	$Y_p$	$\sigma$
$\beta_{2 \text{ min.}}$	0	0	0	1
$\beta_{2 \text{ mln.}} < \beta_2 < 90^\circ$	Aumenta con $\beta_2$	Aumenta con $\beta_2$	Aumenta con $\beta_2$	$1 > \sigma > \frac{1}{2}$
$\beta_2 = 90^\circ$	$U_2^2$	$\frac{1}{2} U_2^2$	$\frac{1}{2} U_2^2$	$\frac{1}{2}$
$90^\circ < \beta_2 < \beta_{2 \text{ max.}}$	Aumenta con $\beta_2$	Aumenta con $\beta_2$	Disminuye con $\beta_2$	$\frac{1}{2} > \sigma > 0$
$\beta_{2 \text{ max.}}$	$2U_2^2$	0	$2U_2^2$	0

Todos los escalonamientos que estamos comparando tienen el mismo tamaño es decir  $dz = \text{cte.}$  Cuanto mayor sea el ángulo  $\beta_2$ , mayor será la energía comunicada al fluido en cada rodete  $Y_u$ , menor el número de escalonamientos necesarios, y más bajo el costo del turbocompresor; pero al aumentar  $\beta_2$  disminuye el grado de reacción, y siendo el proceso en el difusor de bajo rendimiento, empeorará en general el rendimiento del turbocompresor y la economía de la explotación. De aquí resulta que la máquina más barata es la más cara en la explotación.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

La práctica demuestra que los mejores rendimientos se obtienen con ángulos  $\beta_2$  comprendidos entre  $25^\circ$  y  $50^\circ$ .

Según la ecuación (18) y teniendo en cuenta que:

$$C_{1m} = C_{2m} ; t_{\epsilon} \beta_1 = C_1/U_1 \quad (\text{Entrada radial}).$$

Se tendrá:

$$t_{\epsilon} \beta_{2min.} = \frac{C_{1m}}{U_1 (d_2/d_1)} = \frac{d_1}{d_2} t_{\epsilon} \beta_1$$

luego el límite inferior del ángulo  $\beta_2$  depende para un ángulo determinado  $\beta_1$  de la relación de diámetros y aumenta al aumentar  $(d_1/d_2)$  tendiendo hacia el límite:  $\beta_{2min.} = \beta_1$  para  $(d_1/d_2)$  tendiendo a 1. Por esta razón los álabes de los rodetes llamados SIROCO se construyen siempre con álabes curvados hacia adelante. Este tipo de rodetes se utiliza más en los ventiladores que en los turbocompresores.

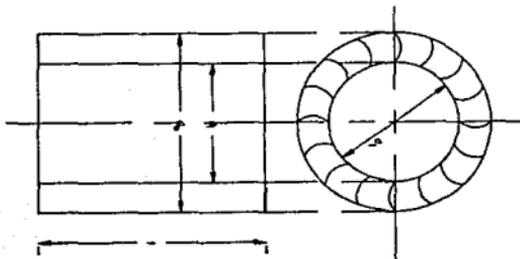


Fig. 13 Rodete SIROCO.

#### IV. FACTOR DE DISMINUCION DE TRABAJO.

En el diseño de un turbocompresor es preciso calcular a partir de los datos iniciales el Salto Periférico en el rodete, expresado por la ecuación de Euler que se precisa para conseguir la relación de presiones deseada. La determinación de éste salto es necesaria, porque en la ecuación de Euler se encuentra por decirlo así en germen el diseño del rodete.

El procedimiento a seguir sería el siguiente:

- a) Se lee en el diagrama  $H - S$  el salto adiabático-isentrópico y
- b) Se divide dicho salto por el rendimiento interno para obtener la energía comunicada al fluido en el rodete. Ahora bien si la teoría unidimensional fuera cierta, el salto así obtenido sería el expresado por la ecuación de Euler. Ahora bien paradójicamente, el rodete calculado de ésta manera no alcanza en el banco de pruebas la presión deseada, esto es porque la teoría unidimensional no es más que una aproximación de la realidad. Dicha teoría supone un número infinito de álabes, cuando en realidad en el rodete el número de álabes es necesariamente finito.

A continuación se observará como se comporta el rodete con número finito de álabes.

Aunque lógicamente la velocidad relativa a la salida del rodete debería ser  $W_2$  bajo un ángulo  $\beta_2$  igual al ángulo material del álabe a la salida, la teoría y la experiencia demuestra que la velocidad relativa efectiva a la salida del rodete es  $W_2'$ , bajo un ángulo  $\beta_2' < \beta_2$ , siendo éste último el ángulo del álabe.

Este hecho encuentra su explicación en la teoría del fluido ideal irrotacional, en el cuál se origina un torbellino relativo, cuya explicación a su vez es la siguiente: En el rodete real con número finito de álabes la corriente no es perfectamente guiada por los álabes; sino que la corriente relativa de desplazamiento del gas en el rodete se superpone un torbellino potencial representado en la siguiente figura por curvas cerradas o un giro relativo de la corriente en el espacio comprendido entre cada dos álabes consecutivos.

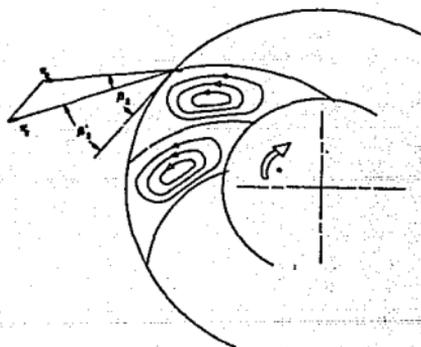


Fig. 14 Torbellino potencial en el rodete de un turbocompresor centrífugo.

Al calcular el rodete se suele postular inicialmente un fluido ideal e irrotacional (solo en un fluido ideal se puede crear una compresión

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

isentrópica). En este movimiento del fluido ideal, según la teoría potencial las partículas del fluido en su movimiento absoluto no pueden girar. Debido a esto, al girar el rodete se engendra, como se ha dicho, el torbellino relativo en sentido opuesto al del giro del rodete. Este torbellino relativo sumado al desplazamiento relativo inclina al vector  $W_2$  en la perifería del rodete y hace disminuir el ángulo efectivo de la corriente hasta el valor  $\beta_2'$ . Es decir, la corriente sufre un deslizamiento. De ahí el nombre de factor de deslizamiento con que a veces se designa al factor de corrección  $E_z$  que tiene en cuenta este fenómeno.

Se ha encontrado por medio de la siguiente ecuación la forma de calcular tal deslizamiento la cual es:

$$E_z = 1 - \frac{\pi \text{ Sen } \beta_2}{Z} \dots\dots\dots(19)$$

donde:

Z : Número de alabes del rodete.

El deslizamiento aumenta pues al aumentar  $\beta_2$  o disminuir Z. Siguiendo la terminología alemana a éste coeficiente se le denomina FACTOR DE DISMINUCION DE TRABAJO. En efecto como se ve en la siguiente figura vectorialmente:

$$W_2 = W_2 + \Delta W_u$$

Donde:

$\Delta W_u$  : Incremento de componente periférica de la velocidad relativa debida al torbellino relativo. Por tanto:

$$C_{2u} < C_{2u}$$

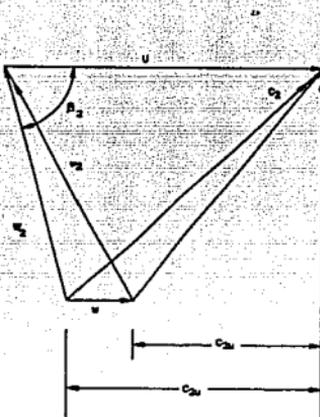


Fig. 15 Triángulo de salida de un turbocompresor centrífugo para un número infinito y finito de álabes.

Luego la energía teórica (suponiendo entrada radial  $C_{1u} = 0$ ), con número finito de álabes, que llamaremos  $Y_t$ , será  $Y_t = U_2 C_{2u}$ ; mientras que con número infinito de álabes será  $Y_t = U_2 C_{2u}$ . Siendo  $C_{2u} < C_{2u}$ , se tendrá  $Y_t < Y_t$  y según ello se determinará  $E_z$ :

$$E_z = Y_t / Y_t.$$

Donde  $E_z$  viene determinado por la ecuación (19). En la fórmulas que preceden se ha designado con el subíndice las magnitudes correspondientes al número infinito de álabes.

Eck ha desarrollado una fórmula que concuerda más con la experiencia introduciendo el influjo de la fuerza centrífuga mediante la relación  $(d_1/d_2)$  de diámetros, a saber:

$$E_z = \frac{1}{1 + (\pi \text{ Sen } \beta_2 / 2Z(1 - d_1/d_2))} \dots\dots\dots (20)$$

Está ecuación se representa gráficamente en la siguiente figura por medio de curvas muy útiles para el diseño.

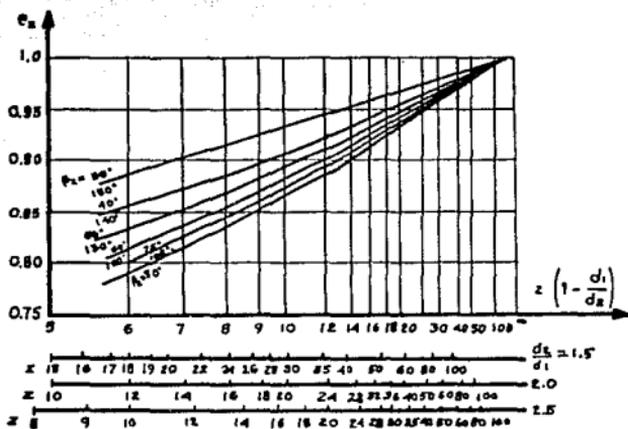


Fig. 16 Abaco para calcular el coeficiente  $E_z$ , expresión gráfica de la ecuación (20).

V. PROCEDIMIENTO DE CALCULO DE UN TURBOCOMPRESOR RADIAL

El cálculo de un compresor radial es análogo al de las bombas hidráulicas radiales; pero en los turbocompresores, como en toda máquina térmica, el volumen específico del gas no permanece constante, sino que disminuye en el proceso de compresión, lo cual constituye un factor esencial en el dimensionado de la máquina.

Los datos iniciales, que se requieren para realizar el proyecto de un turbocompresor radial son los siguientes:

- a) Caudal másico  $G$  o volumétrico  $Q$ ; este último, en el estado que tiene el gas en la admisión (porque  $Q$  es variable).
- b) Estado inicial del gas, determinado generalmente por su presión  $p_E$  y su temperatura  $t_E$ .
- c) Presión final  $p_F$  o equivalente, relación de compresión  $z_c = (p_F/p_E)$ .
- d) Gas a comprimir, cuyas características termodinámicas, en particular  $R$  y  $\gamma$ , deberán ser conocidas.

Además en casos particulares, se fijan otros datos iniciales, que no pueden por tanto variarse en el diseño, tales como el número de revoluciones, diseño del área frontal mínima, turbocompresor adiabático o refrigerado, con refrigeración interna o (más frecuentemente) externa, etc.

En la decisión de si el compresor habrá o no de ser refrigerado intervienen los siguientes factores:

- a) Evaluación económica del ahorro de energía que se obtendrá con la refrigeración, y el mayor capital invertido en una máquina más costosa.

## **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

- b) Conveniencia o no de la refrigeración según el fin a que se destine el aire comprimido.
- c) Materiales que se emplearán en la construcción del rotor, junto con el número de revoluciones del mismo.
- d) Gastos de entretenimiento, así como interrupciones de servicio, que son mayores en el compresor refrigerado, a causa de la limpieza de las camisas de agua y de los refrigeradores intermedios, si se ha de mantener un rendimiento isotérmico elevado.

Todos estos factores están entre sí relacionados y una buena evaluación habra de tenerlos en cuenta simultáneamente.

### **5.1 Selección del número de revoluciones, n.**

El número de revoluciones depende del tipo de accionamiento del turbocompresor. Con frecuencia éste es un motor eléctrico asíncrono. Entonces el número de revoluciones más frecuente es de 2950 rpm (motor de un par de polos) o, menos frecuentemente, 1430 rpm (motor de dos pares de polos), teniendo en cuenta el deslizamiento en carga nominal. A veces, se intercala una transmisión, y se escoge un número de revoluciones mayor; existiendo entonces un margen grande en la selección de este número. Con frecuencia se utiliza como motor de accionamiento la turbina de vapor, con o sin transmisión reductora; en el primer caso cuando se requieren velocidades del compresor de 2500 a 3500 rpm, y en el segundo cuando se requieren velocidades mucho mayores. El accionamiento por turbina de vapor tiene la ventaja de una amplitud grande en la selección del número de revoluciones, así como de una regulación del caudal por variación de este número, regulación

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

que es siempre, la que conserva mejor rendimiento a cargas intermedias.

Los modernos turborreactores equipados con compresor centrífugo giran a velocidades que oscilan entre 11000 y 34000 rpm aproximadamente.

El número de revoluciones en los turbocompresores, lo mismo que en las restantes turbomáquinas, influye decisivamente en las dimensiones de la máquina. Al aumentar las rpm disminuye el tamaño a igual potencia.

### 5.2 Determinación del número de escalonamientos.

Una vez fijado el número de revoluciones puede ya pasarse a la determinación del número de escalonamientos del compresor.

En grupos estacionarios no suele pasarse de una relación de compresión  $\epsilon_c = 2$  a 2.5. Forzando más el diseño se puede llegar hasta  $\epsilon_c = 4$  a 4.5.

Para relaciones de compresión mayores se requiere la construcción de varios escalonamientos en serie, cuyos rodetes se fijan a un mismo eje. Entonces se verifica que:

$$\epsilon_c = \epsilon_1 \cdot \epsilon_{11} \cdot \dots \cdot \epsilon_n$$

donde  $\epsilon_1, \epsilon_{11}, \dots, \epsilon_n$ ; son las relaciones de compresión de cada escalonamiento.

Si las relaciones de compresión de todos los escalonamientos son iguales se tendrá:

$$\epsilon_{ce} = \sqrt[n]{\epsilon_c}$$

donde:  $\epsilon_{ce}$  : es la relación de compresión de un escalonamiento. Una vez fijado el número de revoluciones, con él y con los datos iniciales se puede calcular el valor de  $\eta_q$  por la siguiente ecuación:

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

$$\eta_q = 5.543 n Q^{1/2} \Delta Y_s^{-3/4}$$

donde  $\eta_q$  : es el número específico de revoluciones en función del caudal volumétrico.,

ya que  $Q_1 = Q_E$  es conocido e  $Y_e$  se calcula fácilmente con los datos iniciales para la unidad completa. Calculando  $\eta_q$ , se calcula el valor de  $\sigma$ , mediante la ecuación siguiente:  $\sigma = \eta_q / 158.13$ , también para todo el compresor.

Con el valor de  $\sigma$  hayado puede ya leerse la figura (17), que nos da una estimación del número de escalonamientos. Los valores del número de escalonamientos  $Z$  de esta figura son valores medios razonables, confirmados por la experiencia y no representan un número mínimo de escalonamientos que en ningún caso sea imposible reducir.

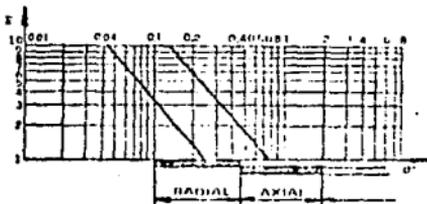


Fig. 17 Estimación del número de escalonamientos de un turbocompresor.

5.3 Cálculo de las dimensiones principales.

Las dimensiones principales, que determinan la forma del rodete Figura (18), son:

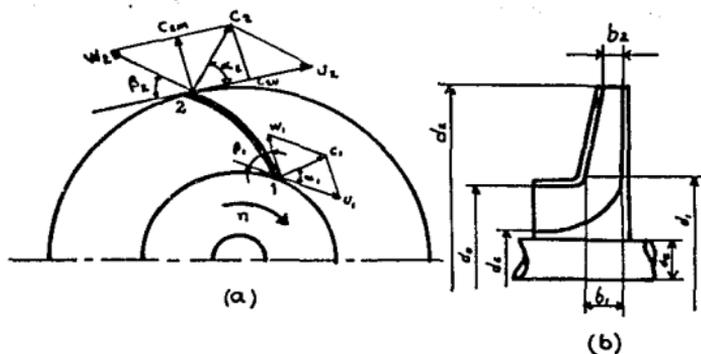


Fig. 18 Dimensiones principales de un rodete de turbocompresor radial: a) corte transversal; b) corte meridional.

Diámetro del eje,  $d_e$ ; además a la entrada del rodete,  $d_1$ ,  $b_1$  y  $\beta_1$ ; y a la salida del mismo,  $d_2$ ,  $b_2$  y  $\beta_2$ . Finalmente el diámetro del cubo  $d_c$  y el diámetro de la boca del rodete  $d_o$ .

a) Criterios previos para la estimación de  $U_{max}$  y  $\beta_2$ .

La velocidad periférica máxima de un turbocompresor tiene lugar a la salida del rodete del primer escalonamiento. Esta velocidad viene limitada por el esfuerzo centrífugo máximo que puede soportar el rodete según los materiales y el tipo de construcción del rotor elegidos. En los compresores estacionarios no suele excederse la velocidad de 300 m/s.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

Los tipos de rodete de la figura (2) que se mencionaron anteriormente corresponden a ángulos  $\beta_2$  menor, mayor o igual a  $90^\circ$  respectivamente.

Para facilitar la comparación de los tres tipos, supondremos que en los tres casos no varían las condiciones de entrada en el rodete, es decir, supondremos que no varían  $d_1$ ,  $b_1$ ,  $\beta_1$ ,  $C_1 = C_{1m}$  (entrada radial), y que son iguales también el diámetro exterior  $d_2$ ,  $n$  rpm,  $b_2$  y  $C_{2m}$ . En la misma figura se han dibujado los triángulos de velocidad a la salida de los tres rodetes. Se observa:

1). La energía cinética a la salida del rodete es máxima con álabes curvados hacia adelante Fig. (2,b), mínima con álabes curvados hacia atrás Fig. (2,a), e intermedia con álabes de salida radial Fig. (2,c). Lo mismo sucede con la componente  $C_{2u}$ . Luego para un mismo tamaño el tipo b es el que proporciona el mayor trabajo.

2). La energía cinética que hay que transformar en presión en el difusor por el contrario es máxima en el tipo b, mínima en el tipo a e intermedia en el c. Según esto, como el rendimiento del difusor es bajo, el menor rendimiento corresponderá al tipo b.

3). El tipo b además es el menos estable, es decir, su curva característica de gran pendiente reduce la zona de utilización posible del compresor que es aquella en que no se produce el fenómeno de bombeo. Por eso el empleo del tipo b se limita a aquellos casos en que se necesitan grandes cantidades de gas con presiones estáticas pequeñas, por ejemplo en la refrigeración por aire y en la ventilación. En esta clase de aplicaciones el grado de reacción pequeño no es un inconveniente.

#### FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

4). El tipo c ha sido muy utilizado en los turbocompresores de los motores turbogeneradores, debido a sus buenas características junto con la mayor facilidad de fabricación por mecanizado del rodete, forjado de una pieza. El forjado de una pieza con álabes curvados hacia adelante o hacia atrás resulta más complicado.

El rodete del tipo c permite, como ya dijimos anteriormente, velocidades periféricas incluso superiores a los 450 m/s. Se utiliza por tanto cuando hace falta gran caudal, disminución de esfuerzos y peso reducido, como en los turbosobrealimentadores de los motores alternativos y en los turborreactores. El rodete de tipo a es por el contrario el preferido en las aplicaciones estacionarias a causa de su mayor rendimiento y su línea característica más estable.

#### b) Estimación simultánea de $\beta_2$ , $U_2$ y $d_1/d_2$ .

Eckert, a base de deducciones teóricas y experimentales a preparado un diagrama reproducido en la figura (19) que permite la selección de las dimensiones principales del rodete o el ángulo  $\beta_2$  y la velocidad periférica  $U_2$ . La velocidad periférica  $U_2$  determina el tamaño del rodete (o lo que es lo mismo el diámetro exterior del mismo  $d_2$ ) una vez fijada el número de revoluciones. Además, mediante el gráfico auxiliar, trazado al pie de la misma figura, puede determinarse la relación de diámetros  $d_1/d_2$ . Para el trazado de este diagrama se ha supuesto  $\beta_1 = 30^\circ$  (véase a continuación d). triángulo de entrada) y el factor de deslizamiento  $e_z = 0.875$ . En el mismo diagrama figuran las curvas de rendimiento interno del escalonamiento.

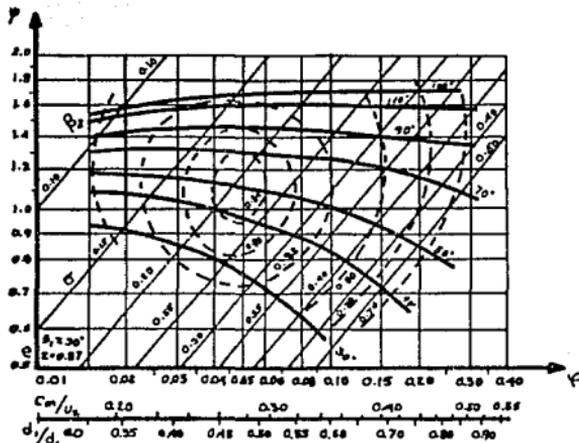


Fig. 19 Diagrama de Eckert para la estimación de las dimensiones principales de un turbocompresor radial.

Para utilizar el diagrama de la figura (19) se procederá de la manera siguiente:

1.- A partir de los datos iniciales, y de la estimación ya realizada del número de escalonamientos se calcula el número específico de revoluciones  $\sigma_e$  del escalonamiento (distinto del calculado anteriormente que se refería a todo el compresor). Este número caracteriza el escalonamiento de manera que fijado  $\sigma_e$  queda determinada la forma del rodete, siempre que se escoja ésta para el óptimo rendimiento.

2.- Para el  $\sigma$  calculado se tenderá normalmente a realizar el mejor rendimiento posible. Esto determina, gracias a las curvas de rendimiento trazadas los coeficientes de caudal  $\psi$  y de presión  $\psi$ .

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

3.- Se lee en el gráfico el ángulo  $\beta_2$ .

4.- Con el coeficiente  $\psi$  se calcula  $U_2$ .

5.- Con el coeficiente  $\psi$  hallado se lee en el diagrama auxiliar del pie de la figura la relación de diámetros  $d_1/d_2$ .

c) Triángulo de salida del rodete.

La componente meridional de la velocidad absoluta suele estar comprendida entre los límites siguientes:  $C_{2m} = (0.22 \text{ a } 0.32)U_2$ . De esta manera con  $U_2$ ,  $\beta_2$  y  $C_{2m}$  queda determinado el triángulo de salida.

En los turbocompresores ligeros de los motores turbogeneradores el ángulo  $\alpha_2$  suele estar comprendido entre los  $14^\circ$  y  $16^\circ$ .

d) Triángulo de entrada en el rodete.

En el triángulo de entrada conocemos hasta ahora  $U_1 = U_2(d_1/d_2)$ .

Experimentalmente se ha comprobado que el ángulo  $\beta_1$  óptimo es aproximadamente  $30^\circ$ .

El ángulo  $\alpha_1$  suele ser de  $90^\circ$  en todas las turbomáquinas generadoras.

En este caso el triángulo de entrada queda determinado. Si  $\alpha_1 \neq 90^\circ$  puede determinarse el triángulo de entrada mediante la condición frecuentemente realizada de que  $C_{1m} = C_{2m}$ .

e) Anchos a la entrada y salida  $b_1$  y  $b_2$  (Véase figura (3)).

Considerando el caso de entrada radial, en virtud de la ecuación de continuidad se tendrá:

$$\tau_1 \cdot b_1 \cdot d_1 \cdot \pi \cdot C_{1m} = Q_1 + q$$

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

donde:

$Q_1$  : Caudal en volumen a la entrada del escalonamiento.

$q$  : Caudal intersticial.

de donde:

$$b_1 = (Q_1 / \eta_{vol.}) * (1 / \pi d_1 C_{am} \tau_1) \dots \dots \dots (21)$$

el espesor del álabe es:

$$t = \text{Sen } \beta (\pi d (r-1)) / -z$$

donde:

$\eta_{vol.} = Q / (Q + q)$  - Rendimiento volumétrico que al llegar a este lugar deberá estimarse. A causa de las pérdidas intersticiales el caudal que bombea el compresor suele ser un 1.5 a 2.5 % más elevado que el caudal útil.

De igual forma se calcula para la salida.

En la ecuación (21)  $\tau_1$  es el factor de estrechamiento a la entrada debido al espesor de los álaves ( $0.8 < \tau_1 < 0.95$ ) y  $\tau_2$  el factor de ensanchamiento a la salida ( $0.9 < \tau_2 < 0.95$ ). Inmediatamente antes de entrar en los álaves el área libre para el flujo es mayor que inmediatamente después, y lo contrario ocurre a la salida.  $\tau_1$  y  $\tau_2$  deberán asimismo estimarse.

f) Diámetro del eje  $d_e$ , diámetro del cubo  $d_c$  y diámetro de la boca del rodete  $d_o$  (Véase Figura (18)).

El diámetro del eje se calcula según enseña la resistencia de materiales teniendo en cuenta el material y el momento máximo de torsión admisible, según la fórmula siguiente:

$$d_e = \sqrt[3]{16M / \pi * \tau}$$

donde:

M : Par transmitido por el eje.

$\tau$  : Esfuerzo de torsión máximo admisible.

El diámetro del cubo en los compresores radiales suele hacerse algo mayor (25 a 50 mm) que el diámetro del eje.

El diámetro de la boca del rodete  $d_e$ , se hace ligeramente menor que el diámetro de entrada del rodete, con el objeto de conseguir una entrada suave.

#### 5.4 Número de álabes.

El número de álabes está íntimamente relacionado por una parte con el rendimiento, y por otra con la altura teórica que puede conseguirse con una geometría y un tamaño de rodete determinado. En cuanto a lo primero, al aumentar el número de álabes aumenta el rozamiento de superficie porque aumenta la superficie mojada; pero simultaneamente disminuye el rozamiento de forma porque la corriente va mejor guiada. El número de álabes óptimos será el que reduzca a un mínimo la suma de estos dos tipos de pérdidas. La figura (20) representa el número óptimo de álabes de un compresor radial en función del ángulo medio  $(\beta_1 + \beta_2)/2$  y de la relación de diámetros  $d_2/d_1$ . Esta figura puede servir para seleccionar dicho número óptimo. Finalmente, como comprobación para el grafico anterior, existe una fórmula basada en multitud de diseños satisfactorios, para obtener el número de álabes de una manera más simple :

$$z = \beta_2 / 3$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

El influjo del número de álabes en la altura teórica se manifiesta en el factor de deslizamiento determinado por las ecuaciones (19) y (20).

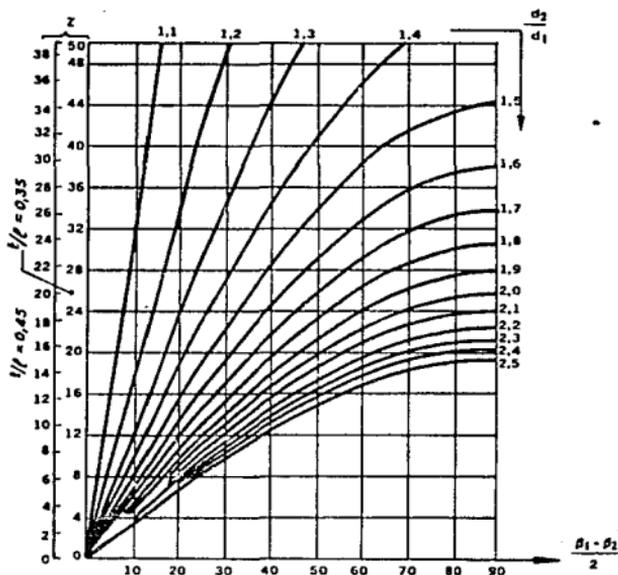


Fig. 20 Número de álabes  $Z$  de un turbocompresor radial en función del ángulo medio de los álabes.

5.5 Cálculo de la corona directriz sin álabes.

Se emplea en los turbocompresores estacionarios y en los turbocompresores de un solo escalonamiento (turbosoplantes), y que puede verse en la figura (21).

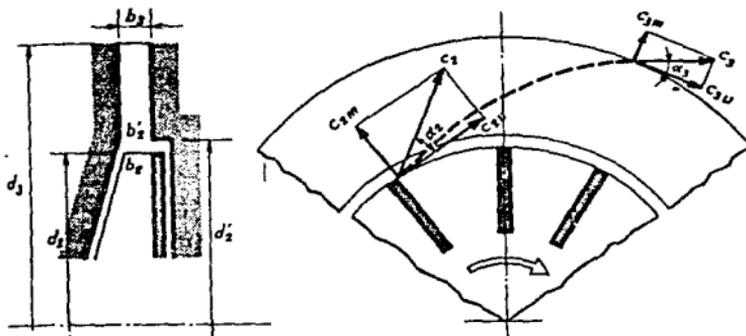


Fig. 21 Corona directriz sin álabes.

Las ecuaciones (9) y (10) donde 2' (en las ecuaciones citadas subíndice 2) representa la entrada y 3 la salida de la corona directriz, nos dan la presión  $P_3$  alcanzada a la salida de la corona directriz en una compresión ideal e irreversible respectivamente.

El proceso en el difusor puede suponerse politrópico con un exponente  $n = 1.45$  a  $1.7$ .

Los valores siguientes están comprobados por la experiencia :

$$b_1 = b_2 = b_3$$

$$d_1 = (1.05 \text{ a } 1.17)d_2$$

$$d_2 = (1.05 \text{ a } 1.10)d_2$$

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

Si se considera el gas como un fluido ideal que se mueve en la corona directriz en régimen irrotacional, al ser circulación constante (según la teoría potencial del fluido ideal), se obtiene la siguiente ecuación fundamental en el diseño de los órganos estacionarios de las turbomáquinas:

$$dsC_{su} = dzC_{zu} = \text{cte.}$$

donde el punto 2 se toma a la salida misma del rodete.

Luego:

$$C_{su} = C_{zu} (dz/ds). \dots\dots\dots(23)$$

Por otra parte:

$$C_{sm} = Q_s / (\pi b_s ds) \dots\dots\dots(24)$$

Donde :  $Q_s$  : Caudal volumétrico en la sección 3.

y siendo:

$$\alpha_s = \text{arc tg } (C_{sm} / C_{su}).$$

Con las ecuaciones (23) y (24) puede hallarse  $\alpha_s$ , que es el ángulo de entrada de la corriente absoluta en la caja espiral que sigue a la corona directriz sin álabes.

### 5.6 Cálculo de la corona directriz con álabes.

La corona directriz con álabes, de la cual puede verse un esquema en la figura (22) es más costosa; pero tiene mejor rendimiento que la corona directriz sin álabes. Siempre que  $\alpha_z < 20^\circ$  conviene instalar álabes en la corona directriz. Orientativamente pueden utilizarse los siguientes valores experimentales para los anchos y diámetros de esta corona:

$$b_3 = b_4 = (1 \text{ a } 2)b_2$$

$$d_3 = 1.1 d_2.$$

$$d_4 = (1.45 \text{ a } 1.55)d_2$$

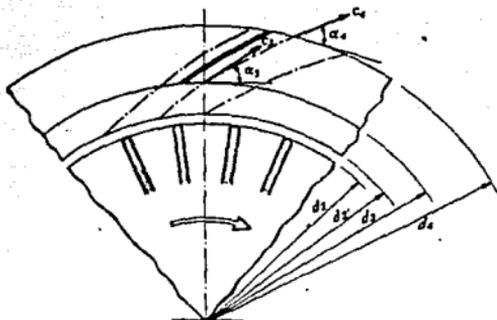


Fig. 22 Corona directriz con álabes.

El ángulo  $\alpha_3$  materializado en los álabes directrices a la entrada es igual a  $\alpha_2$ , ángulo de la velocidad absoluta a la salida del rodete. El ángulo de salida de los álabes directrices  $\alpha_4$  suele ser de  $30^\circ$  a  $40^\circ$ , el número de álabes de la corona directriz  $Z_d$  no debe ser ni igual ni múltiplo del número de álabes del rodete. En las construcciones ordinarias  $Z_d = 20$  a  $28$ . La forma de los álabes puede ser también un arco de círculo.

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

**VI. PROGRAMA EN BASIC PARA EL CALCULO DEL IMPULSOR.**

**6.1 Memoria de Cálculo.**

La siguiente memoria de cálculo corresponde al diseño de un turbocompresor radial de un solo escalonamiento.

Esta memoria es la base para la estructuración del programa desarrollado.

Tomando los datos iniciales siguientes:

Caudal volumetrico a la entrada =  $QO = 6000 \text{ m}^3/\text{hr.}$

Presión de entrada =  $PE = 1 \text{ bar.}$

Temperatura de entrada =  $TE = 15 \text{ }^\circ\text{C.}$

Velocidad =  $RPM = 15000 \text{ rpm.}$

Presión total a la salida =  $PF = 1.6 \text{ bar.}$

1.- Comenzaremos con una serie de cálculos considerados preliminares que a continuación se mencionan:

Cálculo del Salto Energético total en la máquina (YS) en KJ/Kg.

Considerando la temperatura de entrada de  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  en la tabla correspondiente a las características del aire se tiene que:

$HO = 15.07 \text{ KJ/Kg.}$  y  $E00 = 1.205$

donde: HO: Entalpía del aire

E00: Factor de corrección para relación de compresión.

La relación de compresión esta determinada por:

$$EC = PF/PE \quad \text{sustituyendo} \quad EC = 1.6/1 = 1.6$$

con los valores obtenidos de la tabla tenemos que la relación de compresión corregida E03, será:

$$E03 = EC * E00 ; \text{ sustituyendo}$$

$$E03 = 1.6 * 1.205 = 1.928$$

considerando el valor anterior en la tabla correspondiente a las características del aire se obtiene la entalpía total corregida que será:

$$H3S = 56.68 \text{ KJ/Kg.}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

por tanto:

$$YS = H3S - H0 \quad ; \text{ sustituyendo}$$

$$YS = 56.68 - 15.07 = 41.61 \text{ KJ/Kg.}$$

con estos datos podemos ya calcular el número específico de revoluciones del turbocompresor en función del caudal.

$$NER = 0.03513 * RPM * Q^{1/2} * YS^{-3/4} \quad ; \text{ sustituyendo}$$

$$NER = 0.03513 (15000) (6000)^{1/2} (41.61)^{-3/4} = 0.2334$$

$$NER = 0.2334$$

Para este valor y buscando un buen rendimiento se obtienen en la figura 19 los siguientes valores:

$$\beta_2 = 50^\circ \quad ; \quad \psi = 1.09 \quad ; \quad d_1/d_2 = 0.513 \quad ; \quad \rho = 0.0625 \quad ; \quad \beta_1 = 30^\circ$$

Calculando la velocidad periférica o tangencial a la salida del rodete que será:

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 * YS}{\psi}} \quad \text{sustituyendo}$$

$$U_2 = \sqrt{\frac{2 * (41.61 * 10^3)}{1.09}} = 276.3 \text{ m/seg.}$$

En función de esta velocidad podemos calcular los diámetros correspondientes al rodete.

Diámetro exterior del rodete:

$$d_2 = U_2 / \pi n \quad \text{sustituyendo}$$

$$d_2 = 276.3 / 3.1416 * 15000 = 0.3518 \text{ mts.}$$

Diámetro interior del rodete (usando lo obtenido en la gráfica):

$$d_1 = (d_1/d_2) * d_2 \quad \text{sustituyendo}$$

$$d_1 = 0.513 * 0.3518 = 0.1805 \text{ mts.}$$

El número de álabes óptimos se obtiene en función de la figura 20.

Para lo cual tenemos que el ángulo medio de los álabes es:

$$(\beta_1 + \beta_2)/2 = (30 + 50)/2 = 40^\circ \quad \text{y que } dz/d_1 = 1/0.513 = 1.949$$

por tanto se obtiene que:

$$\text{para } t/l = 0.45 \quad Z' = 13 \text{ álabes ;}$$

$$\text{y para } t/l = 0.35 \quad Z'' = 17 \text{ álabes ;}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

este procedimiento no se utiliza para estimar el número de álabes, sino el siguiente ya que esta basado en la experiencia de los constructores.

Por medio de la fórmula siguiente:  $ZE = \beta z/3$  sustituyendo.

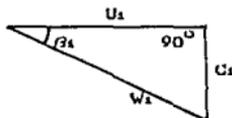
$$ZE = 50/3 = 16.66$$

por lo tanto comparando los procedimientos anteriores, el número de álabes requeridos será de 17.

$$\text{Número de álabes} = NA = 17 \text{ álabes.}$$

2.- Estimación de los triángulos de velocidad.

Triángulo de entrada



Para garantizar una entrada uniforme del fluido al rodete con un mínimo de pérdidas se establece una entrada sin rotación lo que implica  $C_{1u} = 0$  y por lo tanto  $\alpha_1 = 90^\circ$

$$U_1 = (\pi * n * d_1)/60$$

$$U_1/d_1 = (\pi * n)/60 = U_2/d_2$$

$$U_1 = (d_1/d_2) * U_2 \text{ sustituyendo}$$

$$U_1 = (0.1805/0.3518) * 276.3 = 141.7 \text{ m/seg.}$$

$$C_1 = C_{1m} = U_1 \text{ Tan } \beta_1 \text{ sustituyendo}$$

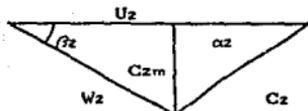
$$C_1 = 141.7 \text{ Tan } 30^\circ = 81.82 \text{ m/seg.}$$

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + C_1^2} \text{ sustituyendo}$$

$$W_1 = \sqrt{(141.7)^2 + (81.82)^2} = 163.6 \text{ m/seg.}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

Triángulo de salida



La componente meridional de la velocidad absoluta a la salida \$C\_{2m}\$ suele estar comprendida entre los límites siguientes:

$$C_{2m} = (0.22 \text{ a } 0.32) \cdot U_2 \quad \text{o aproximadamente} \quad C_{2m} = C_{2m}$$

$$C_{2m} = C_{2m} = 81.82 \text{ m/seg.}$$

\$C\_{2u}\$: este valor es aproximado, ya que el valor real considera el factor de deslizamiento \$e\_z\$.

$$C_{2u} = U_2 - X \quad : \quad \left\{ \begin{array}{l} \cot \beta_2 = X/C_{2m} \\ X = C_{2m} \cot \beta_2 \end{array} \right.$$

$$C_{2u} = U_2 - C_{2m} \cot \beta_2$$

$$C_{2u} = 276.3 - 81.82 \cot 50^\circ = 207.6 \text{ m/seg.}$$

Para obtener el factor de deslizamiento \$e\_z\$ utilizaremos la ecuación 20

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \operatorname{Sen} \beta_2}{2z(1-d_1/d_2)}} = \frac{1}{1 + \frac{\pi \operatorname{Sen} 50^\circ}{2(17)(1-(.513))}} = 0.872$$

Una vez calculado el valor del factor de deslizamiento se obtendrá el valor real de \$C\_{2u}\$.

$$C_{2u} = e_z \cdot C_{2u} = 0.872 \cdot 207.6 = 181.0 \text{ m/seg.}$$

Del triángulo de velocidades de salida:

$$C_z^2 = C_{2m}^2 + C_{2u}^2$$

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

$$C_z = \sqrt{(81.82)^2 + (181)^2} = 198.68 \text{ m/seg.}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAH

$$\text{Sen } \beta_2 = C_{2m}/W_2$$

$$W_2 = C_{2m}/\text{Sen } \beta_2 = 81.82/\text{Sen}(50^\circ) = 106.808 \text{ m/seg.}$$

$$\text{Sen } \alpha_2 = C_{2m}/C_2$$

$$\alpha_2 = \text{Sen}^{-1}(C_{2m}/C_2) = \text{Sen}^{-1}(81.82/198.6) = 24.3^\circ$$

3.- Trabajo Interno.

Que es la energía específica teórica ya que:

$$Y_u = - (U_1 C_{1u} - U_2 C_{2u})$$

pero por considerarse entrada radial implica que  $C_{1u} = 0$  por lo que el primer término de la ecuación es cero.

$$Y_1 = U_2 C_{2u} = 276.3 (181) = 50.01 \text{ KJ/Kg.}$$

las pérdidas (internas o hidráulicas) serán:

$$Y_i = Y_1 - Y_s$$

$$Y_i = 50.01 - 41.61 = 8.4 \text{ KJ/Kg.}$$

Con estos datos se puede conocer el estado termodinámico del aire:

$$P_k = P_{ET} = 1 \text{ bar.}$$

PET : Presión total a la entrada al compresor.

$$T_e = T_{ET} = 15^\circ\text{C} = 288.15 \text{ }^\circ\text{K}$$

TET : Temperatura total a la entrada del compresor.

por lo tanto:

$$V_{ET} = R T_{ET} / P_{ET}$$

donde:

VET : Volumen másico total a la entrada del compresor.

$$R = 286.9 \text{ (N-m)/Kg } ^\circ\text{K}$$

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2$$

$$V_{ET} = 286.9 (288.15) / 1 \times 10^5 = 0.8267 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

Si se desprecian las pérdidas entre la entrada del compresor y dentro del compresor antes del rodete, se tendrá:

$$P_{OT} = P_{ET} = 1 \text{ bar.} \quad ; \quad T_{OT} = T_{ET} = 288.15 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$V_{OT} = V_{ET} = 0.8267 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

Para evitar los desprendimientos de corriente a la entrada de los álabes se procura que la corriente se acelere suavemente desde la entrada del rodete. La práctica aconseja hacer:

$C_o = (0.85 \text{ a } 0.95)C_1$ , tomando un valor medio tenemos:

$$C_o = 0.9 C_1 = 0.9 (81.82) = 73.64 \text{ m/seg.}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

teniendo en cuenta todo lo anterior se podrá calcular la magnitud estática en cuanto al volumen específico del aire dentro del compresor antes del rodete, determinado por  $V_{01}$ , y considerando para el aire:

$$\gamma = 1.4 \quad ; \quad C_p = 1005 \text{ J/Kg } ^\circ\text{K}$$

se tendrá:

$$V_0 = \frac{V_{0T}}{\left[ 1 - (C_0/A_0)^2 \left( \frac{\gamma-1}{2} \right) \right]^{1/\gamma-1}}$$

donde:

$$A_0 = 20 \sqrt{V_{0T}}$$

$$V_0 = \frac{0.8267}{\left[ 1 - (73.64/20(\sqrt{288.15}))^2 \left( \frac{1.4-1}{2} \right) \right]^{1/1.4-1}}$$

$$V_0 = 0.8465 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

Ahora se obtendrá el valor de las magnitudes estáticas de la presión del aire dentro del compresor, antes del rodete determinado por  $P_0$  y la temperatura en igual sección determinada por  $T_0$ .

$$P_0 = P_{0T} (V_{0T} / V_0)^\gamma = 1 (0.8267 / 0.8465)^{1.4} = 0.9674 \text{ bar.}$$

$$T_0 = P_0 V_0 / R = 0.9674 (10^5) (0.8465) / 286.9 = 285.5 \text{ } ^\circ\text{K.}$$

Para estimar las condiciones del aire a la entrada y a la salida de los álabes es conveniente estimar las pérdidas internas en cada zona del compresor como se indica a continuación, donde el sistema difusor de una sola caja espiral (sin corona directriz previa) se diseñará para reducir a 1/4 la velocidad de salida del rodete con el fin de obtener una mejor estabilización del fluido en el difusor. Este valor será entonces  $RV = 0.25$  y que se ve reflejada en la velocidad  $C_0$  (antes de entrar al difusor).

Las pérdidas hasta la entrada de los álabes será:

$$V_{01} = K_1 \left( C_1^2 / 2 \right)$$

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Pérdidas en el rodete:

$$Y_{12} = K_2 \left( W_1^2 / 2 \right)$$

Pérdidas en el difusor:

$$Y_{23} = K_3 \left( C_2^2 - C_3^2 \right) / 2 \quad ; \quad C_3 = RV C_2$$

$$C_3 = 198.6 (0.25) = 49.65 \text{ m/seg.}$$

Para los coeficientes  $K_1$ ,  $K_2$  y  $K_3$  la experiencia recomienda los siguientes valores:

$$K_1 = 0.1 \text{ a } 0.5$$

$$K_2 = 0.2 \text{ a } 0.25$$

$$K_3 = 0.25$$

Nosotros adoptaremos los valores siguientes:

$$K_1 = 0.135 \quad ; \quad K_2 = 0.25 \quad ; \quad K_3 = 0.25$$

por lo tanto:

$$Y_{01} = 0.135 \left( (81.82)^2 / 2 \right) = 451.9 \text{ J/Kg.}$$

$$Y_{12} = 0.25 \left( (163.6)^2 / 2 \right) = 3346 \text{ J/Kg.}$$

$$Y_{23} = 0.25 \left( (198.6)^2 - (49.65)^2 \right) / 2 = 4622 \text{ J/Kg.}$$

Para verificar la realidad de estas pérdidas se tiene que:

$$Y_1 = Y_T = Y_S + Y_{01} + Y_{12} + Y_{23}$$

$$Y_1 = 50.01 \text{ KJ/Kg.} = 41610 + 451.9 + 3346 + 4622$$

$$50.01 \text{ KJ/Kg.} = 50029 \text{ J/Kg.}$$

Se observa entonces que coincide muy aproximadamente.

Calculando ahora las condiciones a la entrada del impulsor (o entrada de los álabes) en cuanto a presión, volumen y temperatura:

$$P_{1T} = P_0 \left( 1 + (C_0^2 + 2(Y_{01})) / (2C_p T_0) \right)^{\gamma / \gamma - 1}$$

$$P_{1T} = 0.9674 \left( 1 + ((73.64)^2 + 2(451.9)) / (2(1005)(285.4)) \right)^{1.4 / 1.4 - 1}$$

$$P_{1T} = 1.005 \text{ bar.}$$

$$T_{1T} = T_0 = 288.15 \text{ }^\circ\text{K.}$$

$$V_{1T} = R(T_{1T}) / P_{1T} = 286.9(288.15) / 1.005(10^5) = 0.8226 \text{ m}^3/\text{Kg.}$$

ahora se obtendrán sus respectivas magnitudes estáticas:

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

$$P_1 = 1.005 \left( 1 - (81.82)^2 / (2(1005)(288.15)) \right)^{1.4 / 1.4 - 1}$$

$$P_1 = 0.9649 \text{ bar.}$$

$$T_1 = T_{1T} (P_1 / P_{1T})^{(\gamma - 1) / \gamma} = 288.15 (0.9649 / 1.005)^{(1.4 - 1) / 1.4}$$

$$T_1 = 284.8 \text{ }^\circ\text{K.}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

$$V_1 = RT_1/P_1 = (286.9)(284.8)/0.9649(10^5) = 0.8468 \text{ m}^3/\text{Kg}.$$

Para obtener el estado del aire a la salida del rodete se deberá tener en cuenta el trabajo interno de éste.

Por lo tanto:

$$h_{2T} = h_{1T} + Y_1 \quad \text{ó} \quad T_{2T} = T_{1T} + Y_1 / C_p$$

Como se puede ver se tienen las condiciones de temperatura de la segunda ecuación:

$$T_{2T} = 288.15 + (50029/1005) = 337.9 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

$$P_{2T} = \frac{P_F}{\left[ 1 - (Y_{2s}/C_p T_{2T}) \right]^{Y/Y-1}}$$

$$P_{2T} = \frac{1.6}{\left[ 1 - (4622/1005(337.9)) \right]^{1.4/1.4-1}} = 1.679 \text{ bar}.$$

El término  $Y_{2s}$  asume las pérdidas entre la salida del rodete y la salida del compresor y  $P_F$  es la presión final dada al inicio como condición de diseño.

$$V_{2T} = RT_{2T}/P_{2T} = 286.9(337.9)/1.679(10^5) = 0.5774 \text{ m}^3/\text{Kg}.$$

ahora se obtendrán las magnitudes estáticas para la presión, volumen y temperatura a la salida del impulsor es decir a la salida de los álabes.

$$T_2 = T_{2T} - C_2^2/2C_p = 337.9 - (198.6)^2/2(1005) = 318.3 \text{ } ^\circ\text{K}.$$

$$P_2 = P_{2T} (T_2/T_{2T})^{Y/Y-1} = 1.679(318.3/337.9)^{1.4/1.4-1}$$

$$P_2 = 1.362 \text{ bar}.$$

$$V_2 = RT_2/P_2 = 286.9(318.3)/1.362(10^5) = 0.6705 \text{ m}^3/\text{Kg}.$$

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

### 4.- Rendimiento volumetrico.

Este dependera del cierre laberintico adoptado. Para nuestro diseño adoptaremos el primero de la figura 23, ya que es el más usado, el cuál tiene un coeficiente de caudal de 1.29 y adoptaremos para el cierre 4 elementos debido a la baja relación relación de compresión existente entre la entrada y salida de los álabes la cual es:

$$P_2/P_1 = 1.362/0.9649 = 1.412$$

de la figura se obtiene por consiguiente:

$$0.204 ; \text{ a la cual llamamos DT.}$$

$$DT = (g_i \sqrt{T_{2T}}) / CC A P_2 = 0.204 \dots\dots(1)$$

con unidades:

$$g_i = \text{Kg/seg.}$$

$$A = \text{cm}^2$$

$$P_2 = \text{Kp/cm}^2$$

$$T_{2T} = \text{°K}$$

obteniendo el caudal másico:

$$G = Q_T/V_T = 1.666/0.8267 = 2.016 \text{ Kg/seg.}$$

y el caudal volumetrico en el compresor antes del rodete será:

$$Q_0 = G V_0 = 2.016(0.8465) = 1.707 \text{ m}^3/\text{seg.} = 6145.2 \text{ m}^3/\text{hr.}$$

Para hallar la potencia de accionamiento se estimara una eficiencia total del compresor  $E_T = 80\%$ , la cual se comprobará después.

Entonces:

$$P_A = G V_0 / E_T = 2.016(41.61)/0.8 = 104.9 \text{ KW.}$$

Para el eje adoptaremos un esfuerzo de torsión máximo admisible de:

$$\tau = 19.6 \text{ MN/m}^2$$

para hallar el par transmitido por el eje el cual esta definido por :

$$M = P_A (60 \times 10^3) / 2 \pi n = 104.9(60 \times 10^3) / 2(\pi)(15000) = 66.78 \text{ Nm.}$$

por lo que el eje esta dado por:

$$d_e = \sqrt[3]{16 M / \pi \tau} = \sqrt[3]{16(66.78) / \pi(19.6 \times 10^6)} = 25.89 \text{ mm.}$$

el diámetro de la boca del rodete do sera:

$$d_o = \sqrt{(4Q_0/\pi C_0) + d_e^2} = \sqrt{(4(1.707) / \pi(73.64) + (0.02589)^2)}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

$$d_0 = 0.1737 \text{ m.}$$

El área A, transversal del intersticio sera:

$$A = \pi d_0 S$$

donde: S : longitud radial del intersticio.

Con el fin de obtener una buena seguridad de marcha se recomienda hacer S = 0.2 mm.

$$A = \pi (0.1737)(0.2 \times 10^{-3}) = 1.091 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 1.091 \text{ cm}^2$$

por lo que en la figura 23 de la ecuación (1) y convirtiendo Pz a Kp/cm<sup>2</sup> se obtendra el caudal intersticial g<sub>i</sub>.

$$P_z = 1.389 \text{ Kp/cm}^2$$

por lo tanto

$$g_i = 0.204 (1.29)(1.091)(1.389) / \sqrt{337.9} = 0.02169 \text{ Kg/seg.}$$

por lo que el rendimiento volumetrico sera:

$$E_v = G / G + g_i = 2.016 / 2.016 + 0.02169 = 0.9894 = 98.94 \%$$

5.- Cálculos Finales.

El ancho del rodete a la entrada de los álabes sera:

$$b_1 = (G_i / E_v) / \pi d_1 C_{1m} = (2.016(0.8468) / 0.9894) / \pi(0.1805)(81.82)$$

$$b_1 = 0.03719 \text{ m.} = 37.19 \text{ mm.}$$

El ancho del rodete a la salida sera:

$$b_2 = G_2 / \pi d_2 C_{2m} = 2.016(0.6705) / \pi(0.3518)(81.82) = 14.95 \text{ mm.}$$

El rendimiento interno del compresor, sin tener en cuenta las pérdidas intersticiales (análogo al rendimiento hidráulico en bombas) sera:

$$E_{ii} = Y_2 / Y_1 = 41.61 / 50.01 = 0.832 = 83.2 \%$$

Comprobando el valor estimado del rendimiento total dado al principio, suponiendo un rendimiento mecánico del 98 % se tiene:

$$E_T = E_{ii} * E_v * E_m = 0.8317(0.9894)(0.98) = 0.8064 = 80.64 \%$$

que coincide prácticamente con el valor estimado 80 %

El espesor del álabe sera:

$$t = \text{Sen } \beta (\pi d (r-1)) / -z$$

El espesor del álabe a la entrada sera:

$$t = \text{Sen } 30^\circ (\pi(0.1805)(0.8-1)) / -17 = 3.3 \text{ mm.}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

El espesor del álabe a la salida sera:

$$t = \text{Sen } 50^\circ (r(0.3518)(0.9-1)) / -17 = 4.97 \text{ mm.}$$

Los álbes se construiran por medio de un arco de circulo, el radio de éste arco es:

$$\rho = (R_2^2 - R_1^2) / 2(R_2 \text{ Cos}\beta_2 - R_1 \text{ Cos}\beta_1)$$

$$\rho = ((0.1759)^2 - (0.09025)^2) / 2(0.1759(0.64279) - 0.09025(0.86603))$$

$$\rho = 0.3265 \text{ m.}$$

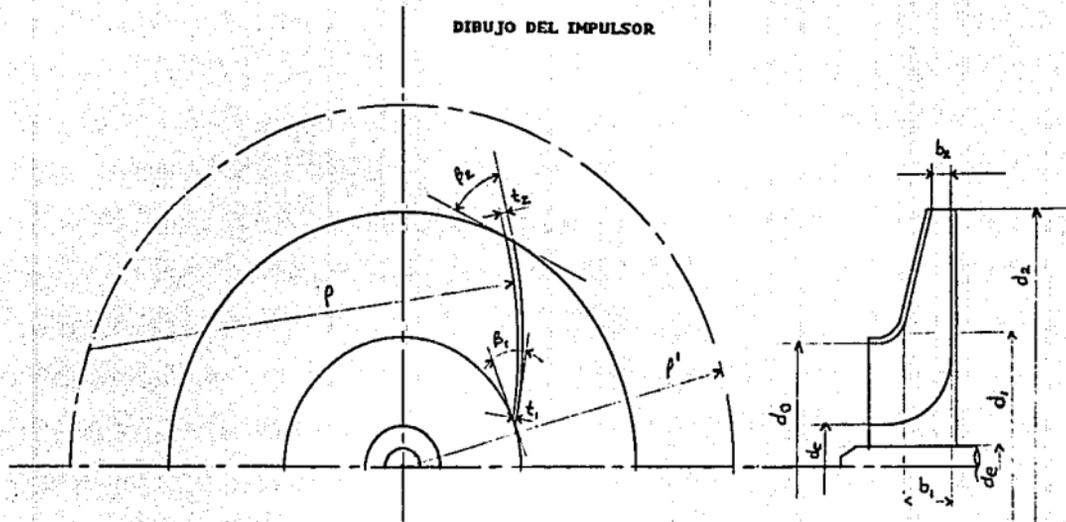
El lugar geometrico de los centros de todos los álbes se ubicará en una circunferencia de centro en el rodete y de radio  $\rho'$ .

$$\rho' = \sqrt{R_1^2 + \rho^2 - 2 R_1 \rho \text{ Cos}\beta_1}$$

$$\rho' = \sqrt{(0.09025)^2 + (0.3265)^2 - 2(0.09025)(0.3265)(0.86603)}$$

$$\rho' = 0.2524 \text{ m.}$$

DIBUJO DEL IMPULSOR



Escala 1:2

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

**6.2 MANUAL DEL USUARIO.**

El programa se desarrollo en lenguaje Basic que puede ser instalado en cualquier PC con sistema operativo MS-2.

Para instalar este programa se deberá teclear BASIC.

Hecho lo anterior esperaremos unos segundos hasta que aparezca la siguiente pantalla de trabajo:

```
BASIC + 3.11
(C) Copyright Callbell-Soft 1986
Revision 2.01
Derechos Reservados (C) 1984
Computadoras Micron, S. A. de C. V.
61850 Bytes free 0
OK
```

1LIST 2RUN 3LOAD" 4SAVE" 5CONT 6,"LPT1 7TRON 8TROFF 9KEY 0SCREEN

**Pantalla (1)**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

A continuación se debe teclear RUN "UNAM" , a partir de este momento aparecerá en el monitor la siguiente pantalla de presentación:

LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
Y
LA FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
P R E S E N T A N :
LA TESIS:
PROGRAMACION EN BASIC PARA EL DISEÑO DE UN IMPULSOR PARA UN TURBOCOMPRESOR
REALIZADA POR:
EFRAIN OLMOS DAZA GUSTAVO REYES NOYA
ASESOR: ING. DANIEL HERNANDEZ PECINA

OPRIMA < RETURN > PARA CONTINUAR

Pantalla (2)

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

para continuar se debe apretar la tecliar ENTER, y aparecerá el menú principal de entrada bajo la siguiente pantalla:

DISEÑO DE IMPULSOR PARA UN TURBOCOMPRESOR

(1) DATOS DE ENTRADA

(2) RESULTADOS

(3) SALIDA DEL SISTEMA

DIGITA LA OPCION DESEADA ( )

**Pantalla (3)**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Si se va a utilizar el teclado númerico (lado derecho), debe estar encendida la luz de este, este bloque se activa y desactiva con la tecla Bloq. Num.

Para elegir la opción se debe teclear el número deseado, después oprimir la tecla ENTER.

**OPCION UNO DEL MENU PRINCIPAL**

**DATOS DE ENTRADA.**

Si usted elige la opción (1) del menú principal le aparecerá la siguiente pantalla:

D A T O S   D E   E N T R A D A		
CAUDAL A LA ENTRADA	6000	[ m <sup>3</sup> / Hora ]
PRESION A LA ENTRADA	1	[ BAR ]
TEMPERATURA A LA ENTRADA	15	[ ° C ]
REVOLUCIONES DEL MOTOR	15000	[ R.P.M. ]
PRESION TOTAL A LA SALIDA	1.6	[ BAR ]

DESEAS TRABAJAR CON ESTOS VALORES ( S / N )

**Pantalla (4)**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Estos son datos con los cuales el programa puede ser corrido, si se desea se puede trabajar con estos valores oprimiendo la tecla S (revisar que este encendida la luz del bloque de mayúsculas), seguida de la tecla ENTER, haciendo esto aparecerá nuevamente el menú principal (Pantalla (3)).

Si no desea trabajar con estos valores se debe oprimir la tecla N seguida de la tecla ENTER, haciendo esto aparece la siguiente pantalla de captura:

C A P T U R A	
CAUDAL VOLUMETRICO DE ENTRADA :	[ M <sup>3</sup> / Hora ]
PRESION DE ENTRADA :	[ BAR ]
TEMPERATURA DE ENTRADA :	[ ° C ]
REVOLUCIONES DEL MOTOR :	[ R.P.M. ]
PRESION A LA SALIDA :	[ BAR ]

ESTA CORRECTA LA CAPTURA ( S / N )

**Pantalla (5)**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

En esta pantalla se deben teclear los valores que usted desea para cada una de las variables, cuidando que estos valores sean en las unidades solicitadas en la pantalla.

Después de teclear cada valor de las variables se debe oprimir ENTER, al final de la captura aparecera la leyenda:

**ES CORRECTA LA CAPTURA (S/N)**

si se oprime la tecla S aparece la leyenda:

**LA BASE DE DATOS HA SIDO CAPTURADA**

y aparecerá nuevamente la pantalla (4)

si se oprime la tecla N los datos capturados anteriormente se borrarán automáticamente y se pueden volver a capturar los valores.

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

**OPCION DOS DEL MENU PRINCIPAL**

**RESULTADOS.**

Si usted elige la opción dos del menú principal, le aparecerá un submenú de RESULTADOS el cual es el siguiente:

R E S U L T A D O S	
(1)	CALCULOS PRELIMINARES
(2)	TRIANGULO DE VELOCIDAD
(3)	TRABAJO INTERNO
(4)	RENDIMIENTO VOLUMETRICO
(5)	CALCULOS FINALES
(6)	VARIABLES PARA DIBUJAR EL IMPULSOR
(7)	MENU PRINCIPAL (Cambiar Valores de Entrada)
(8)	SALIDA DEL SISTEMA

DIGITA LA OPCION DESEADA ( )

**Pantalla (6)**

Los resultados estan divididos en 6 partes que se pueden ver en la pantalla (6), cada uno de ellos representan resultados parciales del cálculo realizado (para poder ir revisando el comportamiento y si es conveniente o no cambiar los datos de entrada), finalizando con las dimensiones para el trazado del impulsor (propuestos en la opción (6) denominada variables para dibujar el impulsor).

ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Si usted desea imprimir los resultados vistos en pantalla, deberá oprimir la tecla Impr. Pant.

Para elegir la opción, se debe teclear el número deseado y después oprimir la tecla ENTER.

**OPCION UNO DEL SUBMENU RESULTADOS**

CALCULOS PRELIMINARES.

Si usted eligio la opción uno del submenú resultados le aparecerá la siguiente pantalla:

C A L C U L O S      P R E L I M I N A R E S

SALTO ENERGETICO TOTAL	41.96012 [KJ/KG]
RELACION DE COMPRESION	1.6
NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES DEL TC	.2320418
VELOCIDAD PERIFERICA A LA SALIDA DEL RODETE	277.2857 [M/S]
NUMERO DE ALABES DEL RODETE	17

OPRIME ( RETURN ) PARA CONTINUAR

Pantalla (7)

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

OPCION DOS DEL SUBMENU RESULTADOS

TRIANGULO DE VELOCIDAD.

Si usted elige la opción dos del submenú resultados le aparecerá la siguiente pantalla:

TRIANGULO DE VELOCIDAD			
U 1 =	141.5106	[M/S]	
B 1 =	30	[GRADOS]	
C1 = C1H = C2H =	81.69392	[M/S]	
W 1 =	163.3987	[M/S]	
U 2 =	277.2	[M/S]	
B 2 =	50	[GRADOS]	
C 2 =	199.4353	[M/S]	
W 2 =	106.6496	[M/S]	
PRESIONE < RETURN > PARA CONTINUAR			

Pantalla (8)

OPCION TRES DEL SUBMENU RESULTADOS

TRABAJO INTERNO.

Si usted elegio la opción tres del submenú resultados le aparecerá la siguiente pantalla:

TRABAJO INTERNO		
PERDIDAS (INTERNAS O HIDRAHULICAS)	0.462681	[KJ/Kg]
PERDIDAS EN EL RODETE	3333.361	[J/Kg]
PERDIDAS EN EL DIFUSOR	4659.417	[J/Kg]
TEMPERATURA 1	284.83	[° K]
TEMPERATURA 2	318.5212	[° K]
PRESION 1	.9653306	[BAR]
PRESION 2	1.359914	[BAR]
VOLUMEN 1	.8465257	[M3/Kg]
VOLUMEN 2	.6719819	[M3/Kg]

PRESIONE < RETURN > PARA CONTINUAR

Pantalla (9)

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

OPCION CUATRO DEL SUBMENU RESULTADOS

RENDIMIENTO VOLUMETRICO.

Si usted eligio la opción cuatro del submenú resultados le aparecerá la siguiente pantalla:

R E N D I M I E N T O      V O L U M E T R I C O		
CAUDAL MASICO	2.016048	[Kg/S]
ESFUERZO DE TORSION MAXIMO ADMISIBLE PAR TRANSMITIDO POR EL EJE DEL COMPRESOR	19.6	[MN/M3]
POTENCIA DE ACCIONAMIENTO	67.3171	[mN]
POTENCIA DE ACCIONAMIENTO	105.7417	[KW]
CAUDAL INTERSTICIAL	2.217616E-02	[Kg/S]
RENDIMIENTO VOLUMETRICO	.9891198	
PRESIONE < RETURN > PARA CONTINUAR		

Pantalla (10)

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

OPCION CINCO DEL SUBMENU RESULTADOS

CALCULOS FINALES.

SI usted elegio la opción cinco del submenú resultados le aparecerá la siguiente pantalla:

C A L C U L O S      F I N A L E S	
RENDIMIENTO HIDRAULICO	.8322095
RENDIMIENTO MECANICO	.98
RENDIMIENTO REAL	.8066756

OPRIMA (← RETURN →) PARA CONTINUAR

Pantalla (11)

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

OPCION SEIS DEL SUBMENU RESULTADOS

VARIABLES PARA DIBUJAR EL IMPULSOR.

Si usted eligio la opción seis del submenú resultados le aparecerá la siguiente pantalla:

VARIABLES PARA EL DIBUJO DEL IMPULSOR

DIAMETRO DE ENTRADA	.1802	[M]
DIAMETRO DE SALIDA	.353	[M]
ANGULO DE FUNCIONAMIENTO DE ENTRADA	30	[GRADOS]
ANGULO DE FUNCIONAMIENTO DE SALIDA	50	[GRADOS]
RADIO DE LOS ALABES	.325066	[M]
LUGAR GEOMETRICO DE LOS CENTROS DE TODOS LOS ALABES	.251109	[M]
ANCHO DE ENTRADA DE LOS ALABES	3.730807E-02	[M]
ANCHO DEL RODETE A LA SALIDA	1.495205E-02	[M]
ESPESOR DEL ALABE A LA ENTRADA	3.329873E-03	[M]
ESPESOR DEL ALABE A LA SALIDA	4.996976E-03	[M]
DIAMETRO DE LA BOCA DEL RODETE	.1815	[M]
DIAMETRO DEL EJE	.02595	[M]
DIAMETRO DEL CUBO DEL RODETE	.05595	[M]

OPRIMA < RETURN > PARA CONTINUAR

Pantalla (12)

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

**OPCION SIETE DEL SUBMENU RESULTADOS**

**MENU PRINCIPAL (Cambiar Valores de Entrada).**

Si usted eligio la opción siete del submenú resultados podrá regresar al menú principal (Pantalla (3)), esto puede ser con el fin de cambiar los datos de entrada o salir del sistema.

**OPCION OCHO DEL SUBMENU RESULTADOS**

**SALIDA DEL SISTEMA.**

Si usted eligio la opción ocho del submenú resultados podrá salir directamente del sistema operativo, si usted desea volver a entrar al paquete deberá seguir la primera instrucción de éste manual.

**OPCION TRES DEL MENU PRINCIPAL**

**SALIDA DEL SISTEMA.**

Si usted eligio la opción tres del menú principal podrá salir directamente del sistema operativo, si usted desea volver a entrar al paquete deberá seguir la primera instrucción de éste manual.

```

10 REM PRESENTACION (UNAM)
20 KEY OFF
30 CLS
40 PRINT CHR$(201);STRING$(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80.1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1.1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1.1:PRINT CHR$(204);STR
ING$(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 22,1.1:PRINT CHR$(200);STRING$(78,205);
50 PRINT CHR$(188)
60 LOCATE 3,12:PRINT "LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO "
70 LOCATE 6,12:PRINT "LA FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN"
80 LOCATE 5,5:PRINT " Y "
90 LOCATE 8,31:PRINT " P R E S E N T A N : "
100 LOCATE 10,8:PRINT "LA TESIS: "
110 LOCATE 12,20:PRINT "PROGRAMACION EN BASIC PARA EL DISERO DE UN IMPULSOR "
120 LOCATE 14,20:PRINT " PARA UN TURBOCOMPRESOR "
130 LOCATE 17,8:PRINT "REALIZADA POR: "
140 LOCATE 18,8:PRINT " EFRAIN OLMOS DAZA"
150 LOCATE 19,8:PRINT " GUSTAVO REYES NOYA"
160 LOCATE 21,38:PRINT " ASESOR: ING. DANIEL HERNANDEZ PECINA"
170 LOCATE 25,25:PRINT " OPRIMA < RETURN > PARA CONTINUAR "
180 LOCATE 25,25:INPUT " OPRIMA < RETURN > PARA CONTINUAR",S
190 IF S=0 THEN 210
200 IF S=1 THEN GOTO 170
210 RUN"CONCA"

```

```

10 REM DATOS DE ENTRADA (TIME)
20 OPEN "R",#2,"BASE1.DAT",64
30 CLS
40 PRINT CHR$(201);STRING$(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80.1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1.1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1.1:PRINT CHR$(204);STR
ING$(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 22,1.1:PRINT CHR$(200);STRING$(78,205);
50 PRINT CHR$(188)
60 LOCATE 4,20:PRINT " D A T O S D E E N T R A D A "
70 FIELD #2,6 AS Q0$,6 AS P0$,6 AS T0$,6 AS R0$,6 AS P0$
80 CONX#1
90 GET #2,CONX
100 LOCATE 10,10: PRINT " CAUDAL A LA ENTRADA " ";Q0$::PRINT " [
m*3 / Hora ]"
110 LOCATE 12,10: PRINT " PRESION A LA ENTRADA " ";P0$::PRINT " [
BAR ]"
120 LOCATE 14,10: PRINT " TEMPERATURA A LA ENTRADA " ";T0$::PRINT " [
g C ]"
130 LOCATE 16,10: PRINT " REVOLUCIONES DEL MOTOR " ";R0$::PRINT " [
R.P.M. ]"
140 LOCATE 18,10: PRINT " PRESION TOTAL A LA SALIDA " ";P0$::PRINT " [
BAR ]"
150 LOCATE 22,20:INPUT "DESEAS TRABAJAR CON ESTOS VALORES ( S / N ) ",X$
160 IF X$="S" THEN 220
170 IF X$="" THEN 150
180 IF X$="N" THEN 200
190 GOTO 150
200 RUN"DATE"
210 CLS
220 RUN"CONCA"
230 CLS

```

```

10 REM CONCATENACION DE ARCHIVOS (RESULT)
20 KEY OFF
30 CLS
40 PRINT CHR$(201);STRINGS(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 25:LOCATE I,80,1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1,1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1,1:PRINT CHR$(204);STR
INGS(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 25,1,1:PRINT CHR$(200);STRINGS(78,205);
50 PRINT CHR$(188)
60 LOCATE 4,20:PRINT "R E S U L T A D O S"
70 LOCATE 8,10:PRINT "(1) CALCULOS PRELIMINARES"
80 LOCATE 10,10:PRINT "(2) TRIANGULO DE VELOCIDAD"
90 LOCATE 12,10:PRINT "(3) TRABAJO INTERNO"
100 LOCATE 14,10:PRINT "(4) RENDIMIENTO VOLUMETRICO"
110 LOCATE 16,10:PRINT "(5) CALCULOS FINALES"
120 LOCATE 18,10:PRINT "(6) VARIABLES PARA DIBUJAR EL IMPULSOR"
130 LOCATE 20,10:PRINT "(7) MENU PRINCIPAL (Cambiar Valores de
Entrada)"
140 LOCATE 22,10:PRINT "(8) SALIDA DEL SISTEMA"
150 LOCATE 25,25:PRINT " DIGITA LA OPCION DESEADA ( ) "
160 LOCATE 25,25:INPUT " DIGITA LA OPCION DESEADA (",S
170 IF S=0 THEN 150
180 IF S>8 THEN GOTO 150
190 IF S=1 THEN RUN"CALCP"
200 IF S=2 THEN RUN"TRIAV"
210 IF S=3 THEN RUN"TRABI"
220 IF S=4 THEN RUN"RENDV"
230 IF S=5 THEN RUN"CALCF"
240 IF S=6 THEN RUN"VAPDI"
250 IF S=7 THEN RUN"CONCA"
260 IF S=8 THEN SYSTEM
270 GOTO 150
280 END

```

```

10 REM CONCATENACION DE ARCHIVOS (CONCA)
20 KEY OFF
30 CLS
40 PRINT CHR$(201);STRINGS(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80,1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1,1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1,1:PRINT CHR$(204);STR
INGS(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 22,1,1:PRINT CHR$(200);STRINGS(78,205);
50 PRINT CHR$(188)
60 LOCATE 4,12:PRINT " DISEÑO DE IMPULSOR PARA UN TURBOCOMPRESOR"
70 LOCATE 10,20:PRINT "(1) DATOS DE ENTRADA "
80 LOCATE 14,20:PRINT "(2) RESULTADOS "
90 LOCATE 18,20:PRINT "(3) SALIDA DEL SISTEMA "
100 LOCATE 22,25:PRINT " DIGITA LA OPCION DESEADA ( ) "
110 LOCATE 22,25:INPUT " DIGITA LA OPCION DESEADA (",S
120 IF S=0 THEN 100
130 IF S>3 THEN GOTO 100
140 IF S=1 THEN RUN"TIME"
150 IF S=1.2 THEN RUN"DATE"
160 IF S=2 THEN RUN"RESULT"
170 IF S=3 THEN SYSTEM
180 GOTO 100
190 END

```

```

10 REM CREACION DE UN ARCHIVO DIRECTO (DATE)
20 CLS
30 * CREACION DE UN ARCHIVO DIRECTO
40 CON% = 1
50 OPEN "R", #2, "BASE1.DAT", 64
60 FIELD #2, 6 AS Q0$, 6 AS PE$, 6 AS TE$, 6 AS RPM$, 6 AS PF$, 6 AS OP$, 6 AS RS$, 6 AS
TR$
70 CLS
80 PRINT CHR$(201); STRINGS(78, 205); CHR$(187); FOR I = 2 TO 21: LOCATE I, 80, 1: PRINT
CHR$(186); : LOCATE I, 1, 1: PRINT CHR$(186); : NEXT I: LOCATE 7, 1, 1: PRINT CHR$(204); STR
INGS(78, 205); : PRINT CHR$(185); : LOCATE 22, 1, 1: PRINT CHR$(200); STRINGS(78, 205);
90 PRINT CHR$(188)
100 LOCATE 5, 10: PRINT " C A P T U R A "
110 LOCATE 8, 10: PRINT "CAUDAL VOLUMETRICO DE ENTRADA : " : PRINT
" [ M^3 / Hora ]"
120 LOCATE 10, 10: PRINT "PRESION DE ENTRADA : " : PRINT
" [ BAR ]"
130 LOCATE 12, 10: PRINT "TEMPERATURA DE ENTRADA : " : PRINT
" [ ° C ]"
140 LOCATE 14, 10: PRINT "REVOLUCIONES DEL MOTOR : " : PRINT
" [ R.P.M. ]"
150 LOCATE 16, 10: PRINT "PRESION A LA SALIDA : " : PRINT
" [ BAR ]"
160 LOCATE 8, 10: INPUT "CAUDAL VOLUMETRICO DE ENTRADA : ", Q01$
170 LOCATE 10, 10: INPUT "PRESION DE ENTRADA : ", PE1$
180 LOCATE 12, 10: INPUT "TEMPERATURA DE ENTRADA : ", TE1$
190 LOCATE 14, 10: INPUT "REVOLUCIONES DEL MOTOR : ", RPM1$
200 LOCATE 16, 10: INPUT "PRESION A LA SALIDA : ", PF1$
210 LSET Q0$ = Q01$
220 RSET PE$ = PE1$
230 LSET TE$ = TE1$
240 LSET RPM$ = RPM1$
250 LSET PF$ = PF1$
260 LOCATE 20, 24: INPUT "ESTA CORRECTA LA CAPTURA ( S / N )", J$
270 IF J$ = "N" THEN 340
280 PUT #2, CON%
290 CLOSE #2
300 LOCATE 20, 24: PRINT " "
310 LOCATE 20, 24: PRINT " LA BASE DE DATOS HA SIDO CAPTURADA "
320 REM CONSULTA
330 RUN "TIME"
340 LOCATE 20, 24: PRINT " "
350 GOTO 110

```

```

10 REM CALCULOS PRELIMINARES (CALCP)
20 CLS
30 OPEN "R",#2,"BASE1.DAT",64
40 FIELD #2,6 AS Q0$,6 AS P0$,6 AS T0$,6 AS R0$,6 AS P0$
50 CONX=1
60 PRINT CHR$(201);STRING$(78,205);CHR$(187):FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80,1:PRINT
CHR$(186);LOCATE I,1,1:PRINT CHR$(186);NEXT I:LOCATE 7,1,1:PRINT CHR$(204);STR
ING$(78,205);PRINT CHR$(185);LOCATE 22,1,1:PRINT CHR$(200);STRING$(78,205);
70 PRINT CHR$(188)
80 LOCATE 4,20:PRINT "CALCULOS PRELIMINARES"
90 GET #2,CONX
100 Q0=VAL(Q0$)
110 P0=VAL(P0$)
120 T0=VAL(T0$)
130 R0=VAL(R0$)
140 P0=VAL(P0$)
150 READ B2,B1
160 H0=-.0111+1.0053*T0
170 E00=.961+.0165*T0
180 EC=PF/P0
190 E03=EC*E00
200 H3S=-59.1673+60.093*E03
210 YS=H3S-H0
220 Q1=Q0/3600
230 NER=(.03513*R0)*(Q1*.5)*((YS*1000)^-.75)
240 TAO=1.3395-1.0689*NER
250 ALFA=.1218-.254*NER
260 RD=.0465+2*NER
270 U2=SQR((2*YS*1000)/TAO)
280 D2=(U2*60)/(3.1416*R0)
290 D1=RD*D2
300 X=(B1+B2)/2
310 Z=D2/D1
320 NA=INT((B2/3)+.5)
330 DATA 50,30
340 U2$=STR$(U2)
350 RD$=STR$(RD)
360 B1$=STR$(B1)
370 B2$=STR$(B2)
380 D1$=STR$(D1)
390 D2$=STR$(D2)
400 YS$=STR$(YS)
410 NA$=STR$(NA)
420 FIELD #2,6 AS U21$,6 AS RD1$,6 AS B11$,6 AS B21$,6 AS D11$,6 AS D21$,6 AS YS
1$,6 AS NA1$
430 LSET U21$=U2$
440 LSET RD1$=RD$
450 LSET B11$=B1$
460 LSET B21$=B2$
470 LSET D11$=D1$
480 LSET D21$=D2$
490 LSET YS1$=YS$
500 LSET NA1$=NA$
510 CONX=2
520 PUT #2,CONX
530 CLOSE #2
540 LOCATE 10,10:PRINT "SALTO ENERGETICO TOTAL",YS:PRINT"[
KJ/KG]"
550 LOCATE 12,10:PRINT "RELACION DE COMPRESION",EC
560 LOCATE 14,10:PRINT "NUMERO ESPECIFICO DE REVOLUCIONES DEL TC",NER
570 LOCATE 16,10:PRINT "VELOCIDAD PERIFERICA A LA SALIDA DEL RODETE",U2:PRINT"
[M/S]"
580 LOCATE 18,10:PRINT "NUMERO DE ALABES DEL RODETE",NA
590 LOCATE 22,25:PRINT "OPRIME ( RETURN ) PARA CONTINUAR "
600 LOCATE 22,25:INPUT "OPRIME ( RETURN ) PARA CONTINUAR ",S

```

```
610 IF S=0 THEN 630
620 IF S=1 THEN GOTO 600
630 RUN "RESULT"
```

```

10 REM TRIANGULO DE VELOCIDAD (TRIAV)
20 CLS
30 OPEN "R",#2,"BASE1.DAT",64
40 FIELD #2,6 AS U2$,6 AS RD$,6 AS B1$,6 AS B2$,6 AS D1$,6 AS D2$,6 AS YS
$,6 AS NA$,6
50 CON%=2
60 PRINT CHR$(201);STRING$(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80,1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1,1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1,1:PRINT CHR$(204);STR
ING$(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 22,1,1:PRINT CHR$(200);STRING$(78,205);
70 PRINT CHR$(188)
80 LOCATE 4,20:PRINT "TRIANGULO DE VELOCIDAD"
90 GET #2,CON%
100 U2=VAL(U2$)
110 RD=VAL(RD$)
120 B1=VAL(B1$)
130 B2=VAL(B2$)
140 NA=VAL(NA$)
150 REM TRIANGULO DE VELOCIDAD
160 REM CON UN NUMERO INFINITO DE ALABES
170 U1=U2*RD
180 C1=U1*TAN(B1/57.3)
190 W1=SOR(U1^2+C1^2)
200 C2U1=U2-(C1*(1/TAN(B2/57.3)))
210 REM CON NUMERO FINITO DE ALABES
220 Z=NA*(1-RD)
230 W2=C1/SIN(B2/57.3)
240 EZ=.872
250 C2U=EZ*C2U1
260 C2=SOR(C1^2+C2U^2)
270 LOCATE 10,10:PRINT "U 1 = ",U1;:PRINT "[M/S]"
280 LOCATE 12,10:PRINT "C1 = C1M = C2M = ",C1;:PRINT "[M/S]"
290 LOCATE 11,10:PRINT "B 1 = ",B1;:PRINT "[GRADOS]"
300 LOCATE 13,10:PRINT "W 1 = ",W1;:PRINT "[M/S]"
310 LOCATE 16,10:PRINT "U 2 = ",U2;:PRINT "[M/S]"
320 LOCATE 17,10:PRINT "B 2 = ",B2;:PRINT "[GRADOS]"
330 LOCATE 19,10:PRINT "C 2 = ",C2;:PRINT "[M/S]"
340 LOCATE 19,10:PRINT "W 2 = ",W2;:PRINT "[M/S]"
350 CON%=3
360 U2$=STR$(U2)
370 C2U$=STR$(C2U)
380 C1$=STR$(C1)
390 W1$=STR$(W1)
400 C2$=STR$(C2)
410 FIELD #2,6 AS U2$,6 AS C2U$,6 AS C1$,6 AS W1$,6 AS C2$
420 LSET U21$=U2$
430 LSET C2U1$=C2U$
440 RSET C11$=C1$
450 LSET W11$=W1$
460 LSET C21$=C2$
470 CON%=3
480 PUT #2,CON%
490 CLOSE #2
500 LOCATE 22,25:PRINT " PRESIONE ( RETURN ) PARA CONTINUAR "
510 LOCATE 22,25:INPUT " PRESIONE ( RETURN ) PARA CONTINUAR ",S
520 IF S=0 THEN 540
530 IF S=-1 THEN GOTO 500
540 RUN"RESULT"

```

```

10 REM TRABAJO INTERNO (TRABI)
20 REM
30 OPEN "R",#2,"BASE1.DAT",64
40 FIELD #2,6 AS U21$,6 AS C2U1$,6 AS C11$,6 AS W11$,6 AS C21$
50 CONX=3
60 PRINT CHR$(201);STRING$(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80,1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1,1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1,1:PRINT CHR$(204);STR
ING$(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 22,1,1:PRINT CHR$(200);STRING$(78,205);
70 PRINT CHR$(188)
80 LOCATE 4,20:PRINT " T R A B A J O   I N T E R N O "
90 GET #2,CONX
100 U2=VAL(U21$)
110 C2U=VAL(C2U1$)
120 C1=VAL(C11$)
130 W1=VAL(W11$)
140 C2=VAL(C21$)
150 FIELD #2,6 AS Q0$,6 AS PE$,6 AS TE$,6 AS RPM$,6 AS PFS$
160 CONX=1
170 GET #2,CONX
180 PE=VAL(PE$)
190 TE=VAL(TE$)
200 PF=VAL(PFS$)
210 FIELD #2,6 AS U21$,6 AS RD1$,6 AS B11$,6 AS B21$,6 AS D11$,6 AS D21$,6 AS YS
1$,6 AS NA1$
220 CONX=2
230 GET #2,CONX
240 YS=VAL(YS1$)
250 READ R,CD,GAMA,CP,RV,K1,K2,K3
260 REM TRABAJO INTERNO
270 Y1=U2*C2U/1000
280 YI=Y1-YS
290 TET=TE+273.15
300 VE=(R*TET/PE)/100000!
310 M=CO*C1
320 A0=20*SQR(TET)
330 V0=VE/(1-(M/A0)^2*((GAMA-1)/2))^((1/(GAMA-1)))
340 P0=PE*((VE/V0)^GAMA)
350 T0=(P0*V0)/R*100000!
360 Y01=K1*((C1^2)/2)
370 Y12=K2*((W1^2)/2)
380 C3=RV*C2
390 Y23=K3*((C2^2)-(C3^2))/2
400 YT=YS*1000+Y01+Y12+Y23
410 P1T=P0*((1+((M^2)+(2*Y01))/(2*CP*T0))^((GAMA/(GAMA-1))))
420 T1T=TET
430 V1T=(R*T1T)/(P1T*100000!)
440 P1=P1T*(1-((C1^2)/(2*CP*T1T)))^(GAMA/(GAMA-1))
450 T1=T1T*(P1/P1T)^((GAMA-1)/GAMA)
460 V1=(R*T1)/(P1*100000!)
470 T2T=TET+(YT/CP)
480 P2T=PF/((1-(Y23/(CP*T2T)))^(GAMA/(GAMA-1)))
490 V2T=R*T2T/P2T/100000!
500 T2=T2T-((C2^2)/(2*CP))
510 P2=P2T*((T2/T2T)^((GAMA/(GAMA-1))))
520 V2=(R*T2)/(P2*100000!)
530 DATA 286.9,.9,1.4,1005,.25,0.135,.25,.25
540 LOCATE 8,10:PRINT "PERDIDAS (INTERNAS O HIDRAULICAS) ",Y1;:PRINT" [KJ/Kg]
"
550 LOCATE 10,10:PRINT "PERDIDAS EN EL RODETE",Y12;:PRINT" [J/Kg]
]"
560 LOCATE 12,10:PRINT "PERDIDAS EN EL DIFUSOR",Y23;:PRINT" [J/Kg]
]"
570 LOCATE 14,10:PRINT "TEMPERATURA 1",T1;:PRINT" [K]
]"

```

```

580 LOCATE 15,10:PRINT "TEMPERATURA 2"
590 LOCATE 17,10:PRINT "PRESIONE 1"
600 LOCATE 18,10:PRINT "PRESIONE 2"
610 LOCATE 20,10:PRINT "VOLUMEN 1"
]
620 LOCATE 21,10:PRINT "VOLUMEN 2"
]
630 CON% = 4
640 P2$ = STR$(P2)
650 P1$ = STR$(P1)
660 VE$ = STR$(VE)
670 T2T$ = STR$(T2T)
680 V0$ = STR$(V0)
690 V1$ = STR$(V1)
700 V2$ = STR$(V2)
710 Y1$ = STR$(Y1)
720 FIELD #2,6 AS P21$,6 AS P11$,6 AS VE1$,6 AS T2T1$,6 AS V01$,6 AS V11$,6 AS V
21$,6 AS Y11$
730 LSET P21$ = P2$
740 LSET P11$ = P1$
750 RSET VE1$ = VE$
760 LSET T2T1$ = T2T$
770 LSET V01$ = V0$
780 LSET V11$ = V1$
790 LSET V21$ = V2$
800 LSET Y11$ = Y1$
810 CON% = 4
820 PUT #2, CON%
830 CLOSE #2
840 LOCATE 22,25:PRINT " PRESIONE < RETURN > PARA CONTINUAR "
850 LOCATE 22,25:INPUT " PRESIONE < RETURN > PARA CONTINUAR ", S
860 IF S=0 THEN 880
870 IF S=1 THEN GOTO 840
880 RUN"RESULT"

```

```

",T2;:PRINT" [9 K]"
",P1;:PRINT" [BAR]"
",P2;:PRINT" [BAR]"
",V1;:PRINT" [M3/Kg]
",V2;:PRINT" [M3/Kg]

```

```

10 REM RENDIMIENTO VOLUMETRICO (RENDV)
20 CLS
30 OPEN "R", #2, "BASE1.DAT" 64
40 FIELD #2,6 AS P2$,6 AS P1$,6 AS VE$,6 AS T2T$,6 AS V0$
50 CONX=4
60 PRINT CHR$(201);STRING$(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80,1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1,1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1,1:PRINT CHR$(204);STR
ING$(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 22,1,1:PRINT CHR$(200);STRING$(78,205);
70 PRINT CHR$(188)
80 LOCATE 4,20:PRINT "R E N D I M I E N T O      V O L U M E T R I C O "
90 GET #2,CONX
100 P2=VAL(P2$)
110 P1=VAL(P1$)
120 VE=VAL(VE$)
130 T2T=VAL(T2T$)
140 V0=VAL(V0$)
150 FIELD #2,6 AS Q0$,6 AS PE$,6 AS TE$,6 AS RPM$,6 AS PFS$
160 CONX=1
170 GET #2,CONX
180 Q0=VAL(Q0$)
190 PE=VAL(PE$)
200 TE=VAL(TE$)
210 RPM=VAL(RPM$)
220 PF=VAL(PFS$)
230 FIELD #2,6 AS U21$,6 AS RD1$,6 AS B11$,6 AS B21$,6 AS D11$,6 AS D21$,6 AS Y$
1$,6 AS NAI$
240 CONX=2
250 GET #2,CONX
260 YS=VAL(YS1$)
270 REM RENDIMIENTO VOLUMETRICO
280 READ CC,S,ETHA,ET,EM
290 RP=P2/P1
300 DT=.204
310 Q1=Q0/3600
320 G=Q1/VE
330 Q0=G*V0
340 PA=(G*YS)/ET
350 M=(PA*600001)/((2*3.1416*RPM)
360 DE=((16*M)/(3.1416*ETMA*1000001))^(1/3)
370 DO=SQR(((4*Q0)/(M*3.1416))+((DE^2))
380 A=3.1416*DO*(S/1000)
390 GI=(DT*CC*P2*A*10000)/(SQR(T2T))
400 EV=G/(G+GI)
410 LOCATE 10,10:PRINT "CAUDAL MASICO" "G,;:PRINT"
[Kg/S]
420 LOCATE 12,10:PRINT "ESFUERZO DE TORSION MAXIMO ADMISIBLE" "ETMA,;:PRINT"
[MN/M3]"
430 LOCATE 14,10:PRINT "PAR TRANSMITIDO POR EL EJE DEL COMPRESOR" "N,;:PRINT"
[mN]"
440 LOCATE 16,10:PRINT "POTENCIA DE ACCIONAMIENTO" "PA,;:PRINT"
[kW]"
450 LOCATE 18,10:PRINT "CAUDAL INTERSTICIAL" "GI,;:PRINT" [K
g/S]"
460 LOCATE 20,10:PRINT "RENDIMIENTO VOLUMETRICO" "EV
470 DATA 1.29,.2,19.6,.8,.98
480 CONX=5
490 GS=STR$(G)
500 EV$=STR$(EV)
510 YS$=STR$(YS)
520 DO$=STR$(DO)
530 DE$=STR$(DE)
540 FIELD #2,6 AS G1$,6 AS EV1$,6 AS YS1$,6 AS D01$,6 AS DE1$

```

```
550 LSET G1$=G$
560 LSET EV1$=EV$
570 LSET YS1$=YS$
580 LSET D01$=D0$
590 RSET DE1$=DE$
600 CON%=5
610 PUT #2,CON%
620 CLOSE #2
630 LOCATE 22,25:PRINT " PRESIONE < RETURN > PARA CONTINUAR "
640 LOCATE 22,25:INPUT " PRESIONE < RETURN > PARA CONTINUAR ",S
650 IF S=0 THEN 670
660 IF S=1 THEN GOTO 630
670 RUN"RESULT"
```

```

10 REM CALCULOS FINALES (CALCF)
20 CLS
30 OPEN "R",#2,"BASE1.DAT",64
40 FIELD #2,6 AS G1$,6 AS EV1$,6 AS YS1$
50 CON%=5
60 PRINT CHR$(201);STRINGS(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80,1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1,1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1,1:PRINT CHR$(204);STR
INGS(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 22,1,1:PRINT CHR$(200);STRINGS(78,205);
70 PRINT CHR$(188)
80 LOCATE 4,20:PRINT " C A L C U L O S   F I N A L E S "
90 CON%=5
100 GET #2,CON%
110 G=VAL(G1$)
120 EV=VAL(EV1$)
130 YS=VAL(YS1$)
140 FIELD #2,6 AS U21$,6 AS RD1$,6 AS B11$,6 AS B21$,6 AS D11$,6 AS D21$,6 AS YS
1$
150 CON%=2
160 GET #2,CON%
170 B1=VAL(B11$)
180 B2=VAL(B21$)
190 D1=VAL(D11$)
200 D2=VAL(D21$)
210 YS=VAL(YS1$)
220 FIELD #2,6 AS P21$,6 AS P11$,6 AS VE1$,6 AS T211$,6 AS VO1$,6 AS V11$,6 AS V
21$,6 AS Y11$
230 CON%=4
240 GET #2,CON%
250 V1=VAL(V11$)
260 V2=VAL(V21$)
270 Y1=VAL(Y11$)
280 FIELD #2,6 AS U21$,6 AS C2U1$,6 AS C11$,6 AS W11$,6 AS C21$
290 CON%=3
300 GET #2,CON%
310 C1=VAL(C11$)
320 READ ET,EM
330 REM CALCULOS FINALES
340 AE1=(G*V1)/(EV*3.1416*D1*C1)
350 AE2=(G*V2)/(3.1416*D2*C1)
360 EH=YS/Y1
370 ER=EH*EV*EM
380 RO=(( (D2/2)^2-(D1/2)^2)/(2*((D2/2)*COS(B2/57.3)-((D1/2)*COS(B1/57.3))))))
390 ROP=SQR(((D1/2)^2+(RO^2)-2*(D1/2)*RO*COS(B1/57.3))
400 DATA .8,.98
410 LOCATE 10,5:PRINT "RENDIMIENTO HIDRAULICO"
420 LOCATE 14,5:PRINT "RENDIMIENTO MECANICO"
430 LOCATE 18,5:PRINT "RENDIMIENTO REAL"
440 LOCATE 22,25:PRINT " OPRIMA < RETURN > PARA CONTINUAR "
450 LOCATE 22,25:INPUT " OPRIMA < RETURN > PARA CONTINUAR",S
460 IF S=0 THEN 480
470 IF S=1 THEN GOTO 440
480 RUN"RESULT"

```

```

10 REM VARIABLES PARA EL DIBUJO (VAPDI)
20 CLS
30 OPEN "R",#2,"BASE1.DAT",64
40 FIELD #2,6 AS G1$,6 AS EV1$,6 AS YS1$
50 CONX=5
60 PRINT CHR$(201);STRING$(78,205);CHR$(187);FOR I=2 TO 21:LOCATE I,80,1:PRINT
CHR$(186);:LOCATE I,1,1:PRINT CHR$(186);:NEXT I:LOCATE 7,1,1:PRINT CHR$(204);STR
ING$(78,205);:PRINT CHR$(185);:LOCATE 22,1,1:PRINT CHR$(200);STRING$(78,205);
70 PRINT CHR$(188)
80 LOCATE 4 ,20:PRINT " VARIABLES PARA EL DIBUJO DEL IMPULSOR "
90 CONX=5
100 GET #2,CONX
110 G=VAL(G1$)
120 EV=VAL(EV1$)
130 YS=VAL(YS1$)
140 FIELD #2,6 AS U21$,6 AS RD1$,6 AS B11$,6 AS B21$,6 AS D11$,6 AS D21$,6 AS YS
1$,6 AS NA1$
150 CONX=2
160 GET #2,CONX
170 B1=VAL(B11$)
180 B2=VAL(B21$)
190 D1=VAL(D11$)
200 D2=VAL(D21$)
210 YS=VAL(YS1$)
220 NA=VAL(NA1$)
230 FIELD #2,6 AS P21$,6 AS P11$,6 AS VE1$,6 AS T21$,6 AS V01$,6 AS V11$,6 AS V
21$,6 AS Y11$
240 CONX=4
250 GET #2,CONX
260 V1=VAL(V11$)
270 V2=VAL(V21$)
280 YI=VAL(Y11$)
290 FIELD #2,6 AS U21$,6 AS C2U1$,6 AS C11$,6 AS W11$,6 AS C21$
300 CONX=3
310 GET #2,CONX
320 C1=VAL(C11$)
330 FIELD #2,6 AS G1$,6 AS EV1$,6 AS YS1$,6 AS D01$,6 AS DE1$
340 CONX=5
350 GET #2,CONX
360 D0=VAL(D01$)
370 DE=VAL(DE1$)
380 READ ET,EM,TAO1,TAO2
390 REM CALCULOS FINALES
400 AE1=(G*V1)/(EV*3.1416*D1*C1)
410 AE2=(G*V2)/(3.1416*D2*C1)
420 EH=YS/YI
430 ER=EH*EV*EM
440 RO=((D2/2)^2-(D1/2)^2)/((D2/2)*COS(B2/57.3)-((D1/2)*COS(B1/57.3)))
450 ROP=SOR(((D1/2)^2)+(RO^2)-2*(D1/2)*RO*COS(B1/57.3))
460 T1=(SIN(B1/57.3)*(3.1416*D1*(TAO1-1)))/(-NA)
470 T2=(SIN(B2/57.3)*(3.1416*D2*(TAO2-1)))/(-NA)
480 DCR=(DE/100)+.03
490 DATA .8,.98,0.8,0.9
500 LOCATE 9,5:PRINT "DIAMETRO DE ENTRADA",D1;:PRINT
[M]"
510 LOCATE 10,5:PRINT "DIAMETRO DE SALIDA",D2;:PRINT
[M]"
520 LOCATE 11,5:PRINT "ANGULO DE FUNCIONAMIENTO DE ENTRADA",B1;:PRINT
[GRADOS]"

```

```

530 LOCATE 12,5:PRINT "ANGULO DE FUNCIONAMIENTO DE SALIDA      ",B2;:PRINT"
      (GRADOS)"
540 LOCATE 13,5:PRINT "RADIO DE LOS ALABES                    ",RO;:PRINT
      "[M]"
550 LOCATE 14,5:PRINT "LUGAR GEOMETRICO DE LOS CENTROS DE TODOS LOS ALABES",ROP;
:PRINT "      [M]"
560 LOCATE 15,5:PRINT "ANCHO DE ENTRADA DE LOS ALABES          ",AE1;:PRI
NT" [M]"
570 LOCATE 16,5:PRINT "ANCHO DEL RODETE A LA SALIDA          ",AE2;:PRIN
T" [M]"
580 LOCATE 17,5:PRINT "ESPESOR DEL ALABE A LA ENTRADA          ",T1;:PRIN
T" [M]"
590 LOCATE 18,5:PRINT "ESPESOR DEL ALABE A LA SALIDA          ",T2;:PRINT
      "[M]"
600 LOCATE 19,5:PRINT "DIAMETRO DE LA BOCA DEL RODETE          ",DO;:PRINT
      "[M]"
610 LOCATE 20,5:PRINT "DIAMETRO DEL EJE                          ",DE/100;:P
RINT" [M]"
620 LOCATE 21,5:PRINT "DIAMETRO DEL CUBO DEL RODETE          ",DCR;:PRIN
T" [M]"
630 LOCATE 22,25:PRINT " OPRIMA ( RETURN ) PARA CONTINUAR "
640 LOCATE 22,25:INPUT " OPRIMA ( RETURN ) PARA CONTINUAR",S
650 IF S=0 THEN GOTO 670
660 IF S)=1 THEN GOTO 630
670 RUN"RESULT"

```

## VII. DISPOSITIVOS AUXILIARES

### 7.1 Sellos mecánicos.

Los sellos son medios para evitar o reducir al mínimo el escape de un fluido a través de los claros mecánicos, ya sea en el estado estático o dinámico.

Los sellos se instalan en los claros estáticos que existen normalmente entre bridas paralelas o cilindros concéntricos.

Para velocidades muy altas, en donde es deseable eliminar todo tipo de fricción por contacto, se escoge el sello de laberinto. Este sello no es hermético para fluidos, pero restringe el flujo fuerte por medio de una trayectoria tortuosa y turbulenta inducida.

El uso de las empaquetaduras laberínticas es importante, a fin de reducir al mínimo las pérdidas intersticiales internas y externas.

En las construcciones de los turbocompresores, lo mismo que en las restantes máquinas térmicas se hace uso frecuente de los cierres laberínticos, cuya misión es provocar un estrangulamiento y pérdida de carga en el intersticio interno entre el rodete y la carcasa, reduciendo de esta manera  $g_i$  (que son las pérdidas intersticiales interiores); y aumentando el  $\eta_v$  de la máquina. Eckert, en base a estudios teóricos y experimentales ha construido el gráfico siguiente (Fig. 23). En esta gráfica  $z$  es el número de escalonamientos que constituye el laberinto,  $\zeta$  es el coeficiente de caudal que depende de la geometría del laberinto (ver tipos en la figura 23). Se escogerá el tipo (a) de la Fig.23 por ser de un sólo escalonamiento y el de uso más común, cuyo coeficiente de caudal  $\zeta = 1.29$  y adoptaremos para el

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

cierre  $z = 4$  elementos de laberinto, por ser un valor intermedio de un intervalo de valores de  $z$  ya que la relación de presión  $P_2/P_1$  interseca a todas las curvas en la región subcrítica.

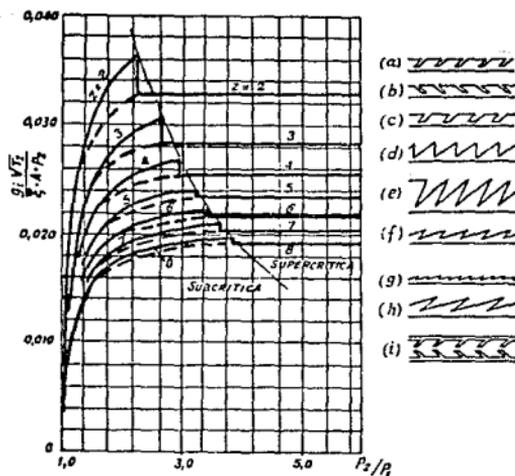
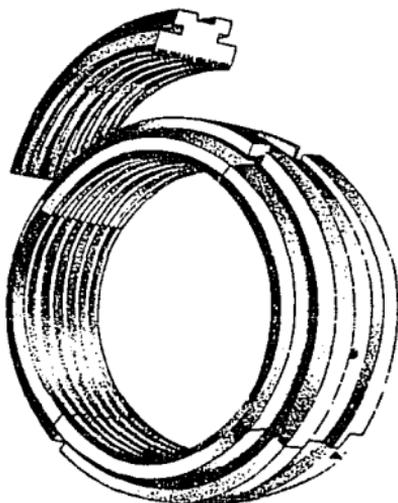


Fig. 23 - Caudal intersticial  $q_i$  reducido  $\left(\frac{q_i \sqrt{T_2}}{z A P_1}\right)$  en función de la relación de compresión  $P_2/P_1$  según el número  $z$  de elementos del laberinto;  $T_2$  = temperatura final  $^{\circ}K$ ;  $\xi$  = coeficiente adimensional de caudal, que depende de la geometría del laberinto, a saber para los laberintos dibujados a la derecha de la figura: (a)  $\xi = 1,29$ ; (b)  $\xi = 1,46$ ; (c)  $\xi = 1,29$ ; (d)  $\xi = 1,26$ ; (e)  $\xi = 1,21$ ; (f)  $\xi = 0,955$ ; (g)  $\xi = 1,49$ ; (h)  $\xi = 1,03$ ; (i)  $\xi = 0,755$ .

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Este tipo de sello sustituye al sello mecánico ya que no considera pérdidas de volumen que son esenciales para el cálculo del  $\eta_v$ .

El aspecto que presentan los anillos o empaques laberínticos pueden verse en la figura 24, cada anillo esta dividido en segmentos que no se acoplan entre sí, con cubierta elástica y mecanizados en su perifería interior, por su perifería exterior en forma de T o de cola de milano, encajan en las ranuras provistas en el estator.

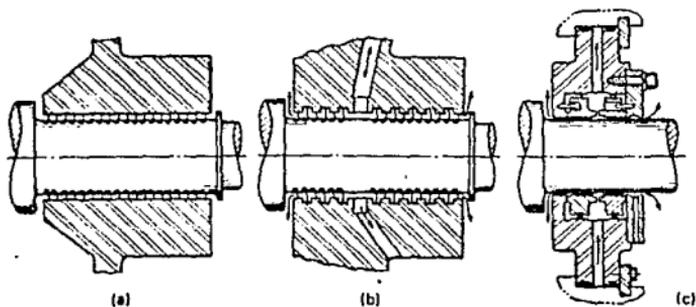


**Fig. 24** Sello Laberintico.

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

Los anillos son de aleación no férrica o de acero inoxidable, y llevan placas de tope en horizontal que impiden la rotación de los segmentos.

En la (Fig. 25) puede verse tres tipos de anillos laberínticos, el tipo (a) se utiliza en los turbocompresores de aire, en que puede tolerarse cierto escape al exterior, y con presiones moderadas; el tipo (b) se utiliza cuando el escape no es tolerable, y se dispone de gas de cierre; el tipo (c) es especialmente indicado en los turbocompresores de alta presión.



**Fig. 25** Tipos diversos de sellos de laberinto.

7.2 Rodamientos.

La función de los rodamientos ó cojinetes es la de soportar el rotor de la turbomáquina evitando el desplazamiento radial (cojinetes de apoyo) y el axial (cojinetes de empuje). Los cojinetes deben mantener los juegos axiales entre el rotor y el estator, el número y disposición de los cojinetes depende de las dimensiones de la máquina. Una forma en la cual se disponen los cojinetes de apoyo se ve en la figura 26.

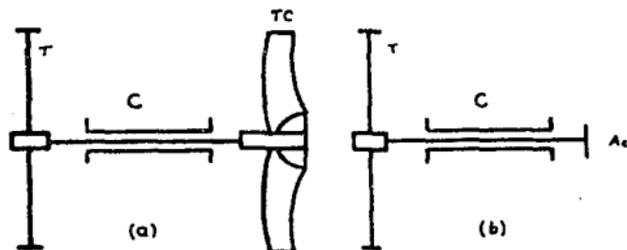


fig. 26 Disposiciones diversas de los cojinetes de apoyo.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

En las figuras a y b la turbina y el compresor accionado, ambas estan en voladizo y tienen un solo cojinete intermedio con eje único o doble (es decir, sin acoplamiento intermedio, como en la figura a, o con acoplamiento como en la figura b ). Esta disposición solo puede emplearse para potencias muy chicas, en los cuales puede utilizarse también la lubricación simple por anillo de engrase. Los cojinetes de bolas solo se han utilizado en pequeños turbocompresores, que funcionan a poca velocidad con carga pequeña. En los grandes turbocompresores los cojinetes han de soportar grandes esfuerzos, a causa del peso grande del rotor y de la velocidad elevada del mismo . Los cojinetes de los turbocompresores deberan complir las siguientes condiciones :

- a). Consumo pequeño de potencia por rozamiento (rendimiento mecánico elevado).
- b). Pequeño desgaste, asegurando un rozamiento líquido, sin contacto alguno entre las superficies metálicas.
- c). Marcha suave.
- d). Evacuación de calor de fricción en él desarrollado.

La figura 27 ilustra un cojinete de empuje que básicamente es un disco rotatorio que desliza sobre una corona fija. El lubricante es arrastrado a las ranuras radiales e impulsado a los espacios en forma de cuña por el movimiento del disco. La lubricación hidrodinámica (o de película completa) se obtiene si la velocidad del disco es continua y suficientemente alta, si el lubricante tiene la viscosidad correcta y si el suministro del mismo es en una cantidad suficiente.

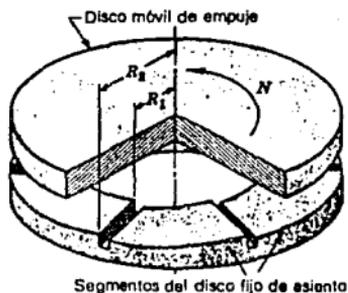


Fig. 27 Cojinete de empuje.

Se debe observar que frecuentemente los cojinetes se fabrican provistos de una brida como se observa en la figura 28. La brida o resalto fija la posición del cojinete en su alojamiento y absorbe también carga axial. Sin embargo, aún cuando este ranurada y tenga la lubricación adecuada, este dispositivo no es un cojinete de empuje con lubricación hidrodinámica. Lo anterior se debe a que el espacio de holgura no es cuneliforme o de cuña, si no que tiene espesor uniforme.

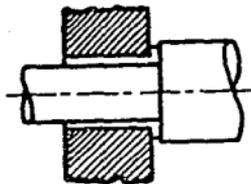


fig. 28 Cojinete de buje con brida, capaz de soportar carga radial y axial.

### 7.3 Sistemas de lubricación.

El objeto de la lubricación es reducir la fricción, el desgaste y el calentamiento de partes de una máquina en contacto que tengan movimiento relativo entre sí. Un lubricante es una sustancia que cuando se introduce entre superficies móviles alcanza los objetivos citados.

#### Tipos de lubricación.

Pueden identificarse cinco formas de lubricación:

1. Hidrodinámica
2. Hidrostática
3. Elastohidrodinámica
4. De capa límite
5. De película sólida.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

*Lubricación hidrodinámica* significa que las superficies de soporte de carga de un cojinete están separadas por una capa de sustancia lubricante relativamente gruesa, de modo que se impide el contacto directo de metal a metal. Esta lubricación no depende de la introducción del lubricante a presión aunque ello puede ocurrir; pero sí requiere la existencia de un suministro adecuado en todo momento. La presión en la capa de lubricante la crea la propia superficie en movimiento al arrastrar el material hacia una zona cuneiforme o en forma de cuña, a una velocidad suficientemente elevada que origine la presión necesaria para separar las superficies en contacto contra la carga sobre el cojinete. Esta lubricación también se llama lubricación copiosa o de película completa.

*Lubricación hidrostática* se obtiene introduciendo lubricante, que a veces es aire o agua, en el área de soporte de carga a una presión lo bastante elevada para separar las superficies con una capa relativamente gruesa de lubricante. Así, a diferencia de la lubricación hidrodinámica no requiere del movimiento de una superficie respecto a la otra.

*Lubricación elastohidrodinámica* es el fenómeno que ocurre cuando se introduce un lubricante entre superficies que están en contacto rodante, como los engranes y los cojinetes de rodamiento.

Una insuficiente área de contacto, una disminución en la velocidad de la superficie móvil, una reducción en la cantidad de lubricante suministrada a la chumacera, una intensificación en la carga del cojinete, o bien una elevación en la temperatura del lubricante que resulte de una disminución en la viscosidad (cualquiera de estas

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

condiciones) puede impedir la formación de la película de lubricante suficientemente gruesa que permita tener la lubricación copiosa o completa. Cuando esto ocurre, las asperezas de más altura quedan separadas por películas de lubricante de sólo unos cuantos diámetros moleculares de espesor. Esto se llama *lubricación de capa límite*.

Cuando los cojinetes simples o deslizantes deben operar a temperaturas extremas, debe usarse una *lubricación de película sólida* como el grafito o el disulfuro de molibdeno porque los aceites ordinarios de origen mineral no dan los resultados satisfactorios.

Los sistemas de lubricación más comunmente usados son los siguientes:

- Lubricación por salpicadura
- Lubricación por gravedad
- Lubricación por presión
- Lubricación por inyección

*Lubricación por salpicadura:* En su forma más simple consiste en el arrastre del aceite que se sitúa en un depósito por medio de una biela que lleva un punzón que se sumerge dentro del carter de aceite. De esta forma se crea una niebla que suministra aceite de lubricación a las superficies de los cojinetes. Este sistema evita filtraciones de aceite y se controla por el mantenimiento del nivel del depósito. Entre las ventajas de este sistema esta la simplicidad y su funcionamiento independiente del sentido de rotación. Entre sus desventajas esta que la película de los cojinetes por no estar a presión es demasiado fina y que en el periodo de arranque puede ser mínima.

## **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

**Lubricación por gravedad:** El aceite es transportado por un anillo montado sobre el cigüeñal y que esta sumergido en aceite del fondo del carter, hasta un paso en su parte superior desde el que se distribuye por gravedad a todos los puntos de lubricación, trabaja también independiente de la dirección de rotación. Las ventajas de este sistema incluyen un mejor control del aceite utilizado. Una de las desventajas es que la presión generada es mínima para los modernos y rápidos compresores.

**Lubricación por presión:** El sistema más idoneo para lubricar las partes en movimiento es por medio de la presión generada por una bomba de lubricación de émbolo o engranes. La bomba se diseña siempre con exceso de capacidad de forma que la presión del aceite de lubricación se pueda mantener siempre incluyendo cuando el compresor esta ya muy gastado. Las ventajas de este sistema son: el aceite llega a presión a todos los cojinetes, lo que representa menos pérdidas por fricción y menos desgaste, la lubricación no varía con el nivel del carter o del depósito de aceite, el aceite puede filtrarse fácilmente y se obtiene buena lubricación en el arranque del compresor. Este sistema es el generalmente usado por los compresores dinámicos.

**Lubricación por inyección:** Algunos tipos de compresores rotativos emplean inyección de agua o de aceite para lubricar las piezas que sufren desgaste en la cámara de compresión. Normalmente la presión del aire de descarga se emplea para inyectar el lubricante dentro del compresor, sin embargo, frecuentemente se emplea una bomba para el transporte interno del aceite.

*Lubricación de compresores dinámicos*

La mayoría de las máquinas divididas horizontal y verticalmente requieren sistemas especiales de lubricación, sellado, acondicionamiento y suministro de fluidos, un sistema de lubricación deberá diseñarse para suministrar aceite positivamente a todos los puntos antes de que la máquina arranque y hasta el paro de la máquina; esto deberá efectuarse sin la menor interrupción. Las partes lubricadas por el sistema incluyen rodamientos o chumaceras, engranajes, acoplamientos y en muchos casos, las chumaceras y rodamientos de empuje del accionador. El aceite también es usado para proveer de energía del accionador y compresor.

El sistema usual en un compresor dinámico consiste de una bomba de aceite principal, bomba auxiliar de aceite, filtros de aceite dobles, enfriadores de aceite, un depósito de aceite y los controles necesarios. Las bombas principal y auxiliar pueden ser accionadas por motor eléctrico o por turbina. La bomba auxiliar funciona cuando la presión de aceite disminuye.

Un calentador del depósito de aceite es requerido cuando las temperaturas ambientales son bajas. Cuando es necesario un fluido como sello, puede ser surtido por una ampliación del sistema de lubricación de aceite o también puede estar separado. La figura 29 presenta un sistema típico de lubricación para un compresor centrífugo.

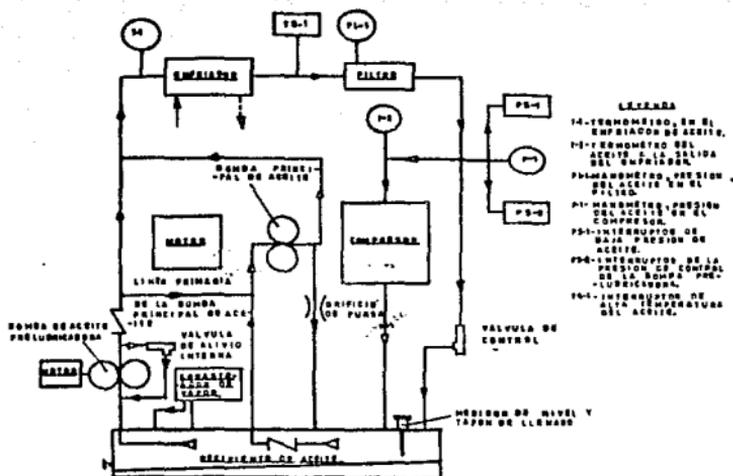


Fig. 29 Sistema de lubricación para un Turbocompresor.

*Descripción del sistema:*

El sistema de lubricación consiste en una bomba principal montada directamente en la flecha del compresor el aceite es tomado desde el carter y pasa a través de un enfriador y un filtro de aceite; inmediatamente antes de ser suministrado al engrane principal y a los

## **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

rodamientos, una parte del aceite es desviado a través de una válvula de relevo al carter. Esta válvula permite que la presión de entrada al compresor aumente o disminuya.

La bomba principal es sobrediseñada para que en caso de falla del motor principal la unidad pueda soportar el paro sin que se dañen los rodamientos. Una bomba de prelubricación menor en capacidad que la principal es accionada por separado por un motor eléctrico. Esta bomba sirve para lubricar los rodamiento del compresor y líneas de aceite antes de que el compresor arranque. Luego del paro, la bomba de prelubricación funciona por un corto periodo de tiempo para disipar el calor en los rodamientos. El compresor no puede funcionar sólo con la bomba de prelubricación; los instrumentos y dispositivos de seguridad son incluidos en el sistema de aceite para evitar daño al compresor en cualquier circunstancia.

### **7.4 Esfuerzos en el eje.**

En los ejes de los turbocompresores además de los álabes se instalan acoplamientos, los retenes de aceite, los casquillos de los laberintos, los discos de los cojinetes de empuje, el piñón, etc. Estos elementos suelen fijarse en el eje por medio de chavetas. Para mayor facilidad de instalación de todos estos elementos el eje suele construirse de diámetro variable o escalonado. A veces se forjan de una sola pieza con el tambor o disco, lo que contribuye a la rigidez de la construcción. Las tolerancias en las dimensiones axial y radial del disco son muy estrechas. Así por ejemplo, la presión del disco

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

sobre el eje en su montaje deberá ser la determinada por el cálculo, lo que exige a veces una tolerancia no superior a  $\pm 0.05$  mm.

En el eje de toda turbomáquina actúan:

- a) el momento de torsión correspondiente a la potencia transmitida por el eje;
- b) el momento de flexión correspondiente al peso del rotor;
- c) el empuje axial.

El momento de torsión será:

$$M_t = \frac{P_a}{\omega}$$

donde:  $P_a$  : potencia transmitida por el eje;

$\omega$  : velocidad en rad/s.

o bien

$$M_t = 0.159 \frac{P_a}{n}$$

El esfuerzo máximo de torsión esta determinado por:

$$\tau = \frac{M_t (D)}{2J}$$

Donde  $J$  : Momento polar de inercia.

Para un eje hueco esta dado por:  $J = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4)$ .

Donde,  $d_o$  y  $d_i$ , diámetros del eje exterior e interior.

Para un eje sólido esta dado por:  $J = \frac{\pi}{32} (d^4)$ .

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

El momento de flexión puede obtenerse por medio de un diagrama de cuerpo libre en función del peso del rotor .

El empuje axial puede originar un esfuerzo de tracción o de compresión según la dirección de la fuerza axial . Llamando  $\sigma$  a la suma algebraica de los esfuerzos debidos a la flexión y empuje se deberá verificar que el esfuerzo tangencial máximo

$$\tau_r = \frac{1}{2} (\sigma^2 - 4\tau^2)^{1/2}$$

no exceda el valor máximo admisible.

El valor máximo de  $\sigma$  para el acero al carbono es del orden de  $40 \cdot 10^6$  N/m<sup>2</sup>, y puede llegar a valer el doble en algunos aceros aleados.

En los ejes de todas las máquinas térmicas suelen elegirse coeficientes de seguridad muy elevados, del orden de 7, con el objeto de darles mayor rigidez, y poder reducir las pérdidas intersticiales, escogiendo juegos radiales muy chicos para los álabes y laberintos.

### *Empuje axial en los turbocompresores radiales.*

Se denomina empuje axial a la fuerza que se ejerce sobre el rotor del compresor en la dirección del eje. La figura 30 representa un corte meridional de un turbocompresor radial. A la salida del rodete reina la presión  $P_z$ . Tomando como presión de referencia la presión  $P_o$  en la boca del rodete, y llamando  $\Delta P$  a la diferencia de presiones  $P - P_o$ , donde  $P$  es la presión en un punto cualquiera de la cara anterior y posterior del rodete, resulta que  $\Delta P$  es función de la distancia radial  $r$  y se expresa aproximadamente por la ecuación siguiente :

$$\Delta P = P_z - P_o - (\omega/2)^2 * \rho * \left( \frac{r^2 - r_o^2}{2} \right) \dots (a)$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

que tiene en cuenta que el fluido entre el rodete y la carcasa gira aproximadamente con una velocidad angular mitad de la velocidad angular del rodete, ya que éste gira, mientras que la carcasa permanece estacionaria.

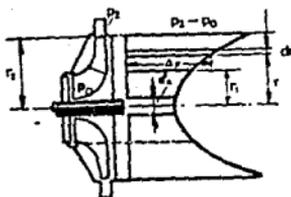


Fig. 30 Empuje axial en un Turbocompresor radial.

El reparto de presiones sigue, pues, aproximadamente la ley parabólica que se representa en la figura anterior. Ahora bien de  $r = r_1$  a  $r = r_2$  la fuerza debida a las presiones a uno y a otro lado del rodete se equilibran (porque hemos supuesto que las presiones son iguales). Sin embargo, en la boca del rodete, en la zona rayada en la figura se origina una fuerza dirigida hacia la izquierda, que vale:

$$F_1 = \int_{r_a}^{r_1} (2\pi r \Delta P) dr. \quad \dots\dots(b)$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

siendo  $r_0$  el radio del eje. Sustituyendo (a) en (b) se tendrá:

$$F_1 = \int_{r_0}^{r_1} 2\pi r \left[ p_2 - p_0 - (\omega/2)^2 * \rho \left( \frac{r^2 - r_0^2}{2} \right) \right] dr$$

y realizando la integración se tendrá:

$$F_1 = \rho \pi (r_1^2 - r_0^2) \left[ p_2 - p_0 - \left( r_1^2 - \frac{r_1^2 r_0^2}{2} \right) \frac{\omega^2}{8} \right]$$

Además de la fuerza axial  $F_1$  debida a la presión, aparece otra fuerza axial originada por el cambio de dirección de la corriente en el giro de  $90^\circ$  que experimenta en el rodete. Según el teorema de la cantidad de movimiento esta fuerza  $F_2$  tiene la dirección contraria a  $F_1$ , y vale:

$$F_2 = \rho Q C_{2m}$$

El empuje axial total  $F$  será:

$$F = F_1 - F_2$$

Las fórmulas obtenidas son sólo aproximadas. Por eso algunos prefieren utilizar la siguiente fórmula deducida por análisis dimensional:

$$F = K \rho (p_2 - p_0) d_2^2$$

donde:

$K$  : constante adimensional que se ha de obtener experimentalmente, y que depende del número específico de revoluciones, siendo aproximadamente:

$$K = 0.0030 n_q$$

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

Para compensar el empuje axial se utilizan en los turbocompresores los orificios compensadores, así como los discos y émbolos compensadores, y en los compresores de múltiples escalonamientos se disponen los flujos opuestos para la compensación del empuje axial.

Debido a las altas velocidades de los compresores centrífugos, se debe tener más cuidado con el balanceo del rotor. La industria ha aceptado, en general, la siguiente fórmula para los límites de vibración permisibles en el eje del compresor:

$$Z = \sqrt{12000/n}$$

en donde:

Z : es el límite de vibración permisible (milésimas de pulgada).

n : velocidad angular (rpm.)

en donde Z tiene un límite máximo de 2.0 milésimas a cualquier velocidad. Debido a las altas velocidades muchos usuarios especifican la instalación de monitores de vibración del tipo sin contacto para detectar las vibraciones excesivas del eje.

### 7.5 Materiales utilizados.

En general, en este caso se han de seleccionar los materiales con un criterio económico para reducir los costos, tanto del material como de su mecanización, junto con una duración adecuada. Generalmente se emplean como en otras aplicaciones aleaciones de Al para el compresor.

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

Es evidente que la refrigeración trae consigo no sólo una mejora de rendimiento sino también la posibilidad de utilizar aleaciones más baratas.

Las carcasas partidas horizontalmente de los turbocompresores se fabrican frecuentemente de fundición de acero, de fundición o de hierro nodular, todo ello con tal de que la presión no exceda 26 bar. La fundición de acero es aproximadamente 30% más cara que la fundición de hierro, y el hierro nodular 15% más caro que esta última. Si el gas que comprime es inflamable se prefiere generalmente el acero, que en alta temperatura tiene mayor resistencia a la tracción y mayor ductilidad. Si se esperan deformaciones en los conductos, se abandona a veces la fundición de hierro y se hace uso del acero o hierro nodular.

Los turbocompresores de tipo barril, que se usan para presiones por encima de los 270 bar, se fabrican generalmente de acero forjado.

Los diafragmas y conductos directrices de entrada se fabrican normalmente de fundición de hierro. Sin embargo, los diafragmas refrigerados por agua se fabrican generalmente de un material de coeficiente de conductividad térmica más elevado, como el Al o bronce. Las aleaciones de Cu no deben utilizarse si el gas es corrosivo.

Los rodetes se fabrican de ordinario de aleación de acero, tal como la SAE-3140. Si existe contenido de azufre en el gas comprimido se suele utilizar acero inoxidable. La construcción del rodete se realiza de cinco modos diversos, a saber, por fundición (raras veces), forjado, fresado, remachado y soldado. Los álabes, se fijan al disco mediante

#### *FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM*

ramaches o soldadura. A veces se fresan simultáneamente con el disco en una sola pieza forjada para obtener un rodete de alta resistencia. La segunda superficie que forma el rodete de tipo cerrado se remacha o suelda a los álabes. Esta última operación limita la velocidad periférica, máxima admisible.

Por esta razón los rodetes de gran velocidad se construyen de tipo semiabierto. Una vez construido el rodete se equilibra estáticamente, y se somete a una prueba de 115% de la velocidad nominal, con y sin el eje.

Los ejes se construyen de un acero de carbono de alta resistencia a la tracción con tratamiento térmico adecuado. Es muy frecuente utilizar pedestales distintos para el compresor, reductor de velocidad y motor, aunque a veces se utiliza bancada única, sobre todo en la construcción monobloc. Esta bancada se aprovecha también para alojar el tanque de aceite, con gran ahorro de espacio.

#### *Propiedades de los materiales de los turbocompresores.*

Siendo los esfuerzos, temperatura y condiciones de servicio tan diversas en una inmensa variedad en como se construyen este tipo de máquinas, y en cada una de sus partes en que éstas se componen, es imposible entrar en detalles sobre las propiedades que se requieren en los materiales con que se construyen, por lo que se mencionaran las principales, aunque no todas se requieran en todas las máquinas y mucho menos en todas sus partes. Estas propiedades son las siguientes:

1. Elevada resistencia, en las partes sometidas a grandes esfuerzos, como son por ejemplo, los álabes de los impulsores. Los ensayos de

## **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

los materiales para comprobar esta resistencia podrán ser ensayos corrientes de corta duración, si las piezas trabajan a temperaturas inferiores a  $400^{\circ}\text{C}$  (límite elástico); si las temperaturas de trabajo son superiores, los ensayos han de ser de larga duración (límite de fluencia).

2. Elevada plasticidad, necesaria para la distribución uniforme de los esfuerzos.
3. Estabilidad en la estructura, a fin de que en funcionamiento no se deterioren sus propiedades mecánicas.
4. Resistencia a la corrosión (deterioro químico) por fluencia de gas/vapor con impurezas u oxígeno atmosférico excesivo.

En particular es importante la resistencia a la corrosión a altas temperaturas, el elemento anticorrosivo más empleado en las aleaciones es el cromo. Los aceros al cromo pobres solamente resisten la corrosión hasta unos  $540^{\circ}\text{C}$ , mientras que en los aceros que contienen 12 a 13% de Cr pueden soportar con seguridad los  $600^{\circ}\text{C}$ . Para las temperaturas más elevadas suelen usarse los aceros austeníticos y otras aleaciones especiales no férricas. En condiciones marinas, es decir, cuando la instalación de la máquina es a nivel del mar, se utilizan aleaciones de Ti, sobre todo si pueden penetrar al turbocompresor salpicaduras salinas. Otras veces, se cubre meramente la pureza con una capa protectora anticorrosiva de Si y Al.

5. Resistencia a la erosión (deterioro mecánico).
6. Características tecnológicas aceptables, o lo que es lo mismo, fabricación tecnológica posible y económica para poder lograr las

*FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM*

piezas al tamaño y con la perfección necesaria y a buen precio.

Muchos materiales especiales de alta temperatura:

- a). Se forjan con dificultad y solamente pueden obtenerse piezas forjadas más o menos pequeñas.
- b). Se mecanizan con dificultad y en algunos casos es imposible conseguir en ellos una mecanización económica.
- c). A veces se obtienen mejor con la fundición y la sinterización. Es difícil por éste último procedimiento obtener un material con la suficiente dureza y resistencia a la fatiga. Por esta razón han fracasado gran número de intentos para la utilización de los materiales cerámicos sinterizados con metales, aunque continúa la investigación para obtener por sinterización estos materiales o aleaciones de materiales cerámicos con metales, denominados ceramales con el fin de poder aprovechar la gran resistencia de los materiales cerámicos, a las que el metal les comunica mejor conductividad térmica, la cual a su vez impide el agrietamiento causado por excesivos gradientes de temperatura.
- d). Algunos aceros austeníticos apropiados para altas temperaturas no pueden ser trabajados en frío sin sufrir daño, mientras que otros son más estables y permiten sin gran dificultad este trabajo.
- e). Los aceros austeníticos se sueldan en general con facilidad, mientras los aceros ferríticos no son en ninguna manera soldables, o se sueldan con dificultad

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

7. Elevado coeficiente de conductividad térmica en las piezas sometidas a elevadas temperaturas. Cuanto mayor sea éste tanto mayor será la uniformidad del campo de temperaturas en la pieza y tanto menor los esfuerzos que se producen en los gradientes térmicos elevados.
8. Pequeño coeficiente de dilatación lineal en las piezas sometidas también a altas temperaturas. Cuanto mayor sea este coeficiente mayores serán también las posibilidades de grietas en el material. Esto sucede, por ejemplo, cuando el borde de ataque más caliente de un álabe se dilata más que el resto del álabe, produciéndose elevados esfuerzos de compresión en el metal. Al calentarse después el álabe a una temperatura uniforme se produce un cambio de signo en el esfuerzo, que ahora es de tensión. Si el ciclo térmico se repite puede producir la fatiga.
9. Magnitudes mínimas de tensiones internas.
10. Ausencia de poros o grietas internas.
11. Resistencia a la fluencia, o resistencia a la rotura o deformación producida por esfuerzo de larga duración a alta temperatura. Según la función que desempeñe la pieza en la máquina muchas veces no basta que se produzca la rotura, sino que es necesario que la deformación producida a alta temperatura durante el tiempo de vida asignado a la pieza (o deformación por fluencia) no exceda la tolerancia permisible para que los juegos que se produzcan no sean excesivos.
12. Buena resistencia específica, o sea, relación elevada de resistencia/densidad. Otra ventaja del tipo de aleaciones que

## FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

Tienen esta propiedad conocida con el nombre de aleaciones ligeras, es la disminución de los esfuerzos centrífugos de aquellas partes sometidas a movimiento de rotación elevado. Por esta razón las aleaciones de aluminio han encontrado amplia aplicación en la construcción de los rotores de los turbocompresores.

### *Criterios de resistencia en la selección de materiales.*

Según los casos se utilizan los siguientes criterios:

- 1)  $\sigma_{0.2}^t$  : Límite elástico. Es el esfuerzo por encima del cual el material ya no se comporta como elástico, es decir, al desaparecer el esfuerzo queda una deformación remanente. Como es a veces difícil determinar este esfuerzo en su lugar se toma como esfuerzo límite elástico aquel que produce una deformación remanente del 0.2 % . De ahí el símbolo  $\sigma_{0.2}$  con el que se lo designa. El exponente  $t$  indica la temperatura a que se ha de tomar el límite elástico. Por ejemplo:  $\sigma_{0.2}^{500}$  = límite elástico a 500° C.
- 2)  $\sigma_{r\tau}^t$  : Límite de rotura por fluencia a  $t^\circ\text{C}$ . Esfuerzo que a  $t^\circ\text{C}$ . produce la rotura después de  $\tau$  horas de funcionamiento (de ordinario  $10^5$  horas).
- 3)  $\sigma_{c/\tau}^t$  : Límite de deformación por fluencia a  $t^\circ\text{C}$ . Esfuerzo que a la temperatura de  $t^\circ\text{C}$ . produce una deformación del  $c$  % después de  $\tau$  horas de funcionamiento (de ordinario  $10^5$  horas). Así por ejemplo:  
 $\sigma_{1/10}^{700}$  = esfuerzo que produce una deformación del 1% a 700° C. después de  $10^5$  horas.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM

4)  $\sigma_1$  : Límite de fatiga. Esfuerzo bajo el cual rompe una pieza sometida a una carga de tracción y compresión.

Este límite se toma a veces como criterio de resistencia a las piezas que han de trabajar con esfuerzos alternativos, mecánicos o térmicos.

Según el criterio de resistencia adoptado los constructores adoptan un coeficiente de seguridad apropiado, que en general oscila de 1.5 a 2.

Estos suelen ser:  $k_{o.2} = 2$  ;  $k_{rf} = 1.3$  y  $k_{el} = 2$  . donde cada una de ellas representan los coeficientes de seguridad relativos a los límites elásticos, rotura y deformación por fluencia respectivamente. Según el criterio de resistencia adoptado los esfuerzos máximos de trabajo admisibles en la pieza serán:

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma_{o.2}^t}{k_{o.2}} \quad ; \quad \sigma'_{\max} = \frac{\sigma_{rf}^t}{k_{rf}} \quad ; \quad \sigma''_{\max} = \frac{\sigma_{el}^t}{k_{el}}$$

El material deberá poder trabajar al esfuerzo máximo en cada caso.

IX. CONCLUSIONES.

Una vez terminado el presente trabajo de tesis, podemos decir que el objetivo principal (elaborar un programa en el cual se pudieran conocer las dimensiones y características del elemento principal del turbocompresor radial; el rodete) se cumplió, se tuvieron que estudiar una serie de principios y leyes sobre las cuales se rige y que son de mucha importancia ya que al estudiarlos y ver los efectos que se suceden de una buena estimación de ellos, provocan un mejor rendimiento del conjunto en general.

La importancia de desarrollar este tema (ya que su uso a nivel industrial de este tipo de compresores se está extendiendo y tomando fuerza en el campo de los gases en donde se requieren las condiciones que éste tipo de máquinas producen), nos llevo a analizar los diferentes tipos de compresión que existen, y la importancia del uso de diagramas de T - S y P - V, que nos facilite la comprensión para poder manifestar la ventaja que se tiene en el uso de la refrigeración del compresor cuando este necesita de más de un escalonamiento para las condiciones donde se quiera instalar.

Una vez más, recordando la ecuación de Euler, nos pudimos dar cuenta de como es determinante en el cálculo o estimación de las dimensiones del compresor, y también, teniendo como apoyo de referencia las estimaciones realizadas por la experiencia en la fabricación de este tipo de máquinas, al igual de diagramas realizados en investigaciones, se pueden realizar programas prototipo que de alguna manera facilitan los cálculos (ya que de no estar de acuerdo con ellos se puede realizar otra estimación de manera más rápida).

## **FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

El objeto de uso de pantallas de presentación de los diferentes cálculos realizados ayudan de gran manera ya que evitan el acarreo de información que si no satisfacen los requerimientos para la construcción del impulsor, denotarían en pérdida de tiempo al realizar los mismos, ello nos orillo a realizar una serie de cálculos preliminares, donde se empiezan a dislumbrar los cálculos de las dimensiones principales para realizar el impulsor.

A manera de poder conocer también un poco más de alguno de los dispositivos o elementos que requiere un turbocompresor, el sello seleccionado de tipo laberíntico nos permite saber la importancia que tiene éste en el conjunto, además de identificar los cojinetes adecuados debido a los esfuerzos tanto axiales como radiales, ya que ambos son necesarios para una buena estabilidad de funcionamiento.

El conocer también como un buen sistema de lubricación ocupa un lugar fundamental en el diseño del conjunto nos abre un panorama más amplio de como opera este tipo de máquinas.

El realizar un programa en lenguaje Basic facilita el acceso a un campo en el diseño, para éste y cualquier tipo de máquinas.

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM**

**IX. BIBLIOGRAFIA.**

- **Compresores, selección, uso y mantenimiento.**

**Richard W. Greene**

**Editorial Mc. Graw Hill**

**México, 1989**

- **Manual del ingeniero mecánico.**

**T. Baumeister, E.A. Avallone y T. Baumeister III**

**Editorial Mc. Graw Hill**

**México, 1989**

- **Turbomáquinas térmicas.**

**Claudio Mataix**

**Editorial Dossat**

**Madrid, España 1973**

- **Turbomáquinas de fluido compresible.**

**Manuel Polo Encinas**

**Editorial Limusa**

**México, 1984**

- **Fundamentos de termodinámica.**

**Gordón J. Van Wylene y Richard E. Sonntag**

**Editorial Limusa**

**México, 1983**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN UNAM ,**

- **Diseño en ingeniería mecánica.**  
**Joseph Edward Shigley y Charles R. Mischke**  
**Editorial Mc. Graw Hill**  
**México, 1990**
  
- **Diseño de máquinas.**  
**A.S. Hall, A.R. Hollowencó y H.G. Laughlin**  
**Editorial Mc. Graw Hill**  
**México, 1971**
  
- **Manual universal de la técnica mecánica.**  
**Erik Oberg, Franklin D. Jones y Holbrook L. Horton**  
**Editorial Labor**  
**Barcelona, España 1979**
  
- **Basic Avanzado**  
**Luis Joyanes Aguilar**  
**Editorial Mc. Graw Hill**  
**México, 1987**
  
- **Programación Basic.**  
**Biróns y Gottfried**  
**Editorial Mc. Graw Hill**  
**México, 1971**