



## DIVISION DE EDUCACION CONTINUA FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

### A LOS ASISTENTES A LOS CURSOS DE LA DIVISION DE EDUCACION CONTINUA

Las autoridades de la Facultad de Ingeniería, por conducto del Jefe de la División de Educación Continua, otorgan una constancia de asistencia a quienes cumplan con los requisitos establecidos para cada curso.

El control de asistencia se llevará a cabo a través de la persona que le entregó las notas. Las inasistencias serán computadas por las autoridades de la División, con el fin de entregarle constancia solamente a los alumnos que tengan un mínimo del 80% de asistencias.

Pedimos a los asistentes recoger su constancia el día de la clausura. Estas se retendrán por el período de un año, pasado este tiempo la DECFI no se hará responsable de este documento.

Se recomienda a los asistentes participar activamente con sus ideas y experiencias, pues los cursos que ofrece la División están planeados para que los profesores, expongan una tesis, pero sobre todo, para que coordinen las opiniones de todos los interesados, constituyendo verdaderos seminarios.

Es muy importante que todos los asistentes llenen y entreguen su hoja de inscripción al inicio del curso, información que servirá para integrar un directorio de asistentes, que se entregará oportunamente.

Con el objeto de mejorar los servicios que la División de Educación Continua ofrece, al final del curso deberán entregar la evaluación a través de un cuestionario diseñado para emitir juicios anónimos.

Se recomienda llenar dicha evaluación conforme los profesores impartan sus clases; a efecto de no llenar en la última sesión las evaluaciones y con esto sean más fehacientes sus apreciaciones.

¡ G R A C I A S !



UNO DE LOS PROYECTOS QUE ACTUALMENTE ESTA LLEVANDO A CABO LA DECFI, ES LA ORGANIZACIÓN DE CURSOS DE ACTUALIZACIÓN EN TEMAS DE INGENIERÍA, DENTRO DE LOS CUALES SE INCLUYEN PROGRAMAS DE COMPUTADORA RELACIONADOS CON EL TEMA DEL CURSO, LOS CUALES SE DISTRIBUIRÁN EN SUS VERSIONES FUENTE.

CON EL OBJETO DE CONOCER LOS TEMAS DE MAYOR INTERÉS PARA ESTE TIPO DE CURSOS, ASÍ COMO PARA DEFINIR LOS REQUISITOS TÉCNICOS QUE DEBEN REUNIR LOS PROGRAMAS A DISTRIBUIR, MUCHO AGRADECEREMOS A USTED SE SIRVA LLENAR EL SIGUIENTE CUESTIONARIO, EL CUAL SERÁ DE UNA GRAN AYUDA PARA LA DECFI.

1.- CALIFIQUE CON ESCALA DE CERO A DIEZ LOS SIGUIENTES CURSOS UTILIZANDO LAS LÍNEAS EN BLANCO PARA AQUELLOS QUE USTED PROPONGA (0=NO INTERESA, 10=INTERESA MUCHO)

ANÁLISIS ESTRUCTURAL ( )	ESTADÍSTICA ( )	CONTROL DE PERSONAL ( )
CONTROL DE OBRAS ( )	DISEÑO MECÁNICO ( )	ALMACENES ( )
RUTA CRÍTICA ( )	PROGRAMACIÓN ESTRUC. ( )	INV. DE OPERACIONES ( )
PROGRAMACIÓN LINEAL ( )	ESTRUCTURA DE DATOS ( )	CONTROL DE CALIDAD ( )
MATEMÁTICAS ( )	CONTABILIDAD ( )	ADMON. PROGRAMACIÓN DE LA PRODUCCIÓN ( )
_____ ( )	_____ ( )	_____ ( )
_____ ( )	_____ ( )	_____ ( )
_____ ( )	_____ ( )	_____ ( )

DEBIDO A QUE LA PRINCIPAL CARACTERÍSTICA DE LOS CURSOS SERÍA LA DE DISTRIBUIR PROGRAMAS DE COMPUTADORA QUE PUEDAN SER USADAS POR LOS ASISTENTES EN SUS DIFERENTES EMPRESAS CON EL MENOR ESFUERZO DE ADAPTACIÓN.

2.- ¿PARA QUE TIPO DE COMPUTADORA DESEARÍA QUE SE ESCRIBIERAN LOS PROGRAMAS?

PRIMERA OPCIÓN MARCA _____	MODELO _____	LENGUAJE _____
SEGUNDA OPCIÓN MARCA _____	MODELO _____	LENGUAJE _____
TERCERA OPCIÓN MARCA _____	MODELO _____	LENGUAJE _____

SI USTED CONOCE ALGUNAS OTRAS PERSONAS INTERESADAS EN ESTE TIPO DE CURSOS, MUCHO LE AGRADECEREMOS HACERLE LLEGAR UNA COPIA DE ESTA HOJA Y ENVIARLA POSTERIORMENTE A:

DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA  
 PALACIO DE MINERÍA  
 CALLE DE TACUBA No. 5  
 DELEGACIÓN CUAUHTEMOC  
 06000 MÉXICO, D.F.



# DIVISION DE EDUCACION CONTINUA FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.

**CUESTIONARIO PARA EL DIRECTORIO GENERAL**

PARA USO EXCLUSIVO DE LA DEC.

ALTA  MODIFICACION

**1. – INSTRUCCIONES GENERALES.**

- A. – Escriba con letra de molde.
- B. – Escriba un solo caracter por cuadro ó semicuatro.

- C. – Para contestar las preguntas en las líneas ó en los semicuatros escriba, letras y en los cuadros pondrá números según sea la respuesta que se pide.

NOTA : No se haga ninguna anotación en los cuadros sombreados.

NOMBRE DEL CURSO : \_\_\_\_\_

FOLIO :

1				5	6

DIG. VER.

**1. – NOMBRE :**

	*						
8	TITULO	13	14	NOMBRE (S)	APELLIDO PATERNO	APELLIDO MATERNO.	41
(PROFESIONAL)							

NOTA : Separe mediante una coma (,) el (los) nombre (s) de los apellidos.

**2. – REGISTRO FEDERAL DE CAUS. :**

42	AÑO	MES	DIA	51			

**3. – CEDULA PROFESIONAL :**

52	NUMERO	58			

**4. – TELEFONO PARTICULAR :**

59	NUMERO	65			

**5. – TELEFONO OFICINA :**

66	NUMERO	72	73	EXT.	76				

**6. – ASISTENTE AL CURSO O PROFESOR :**

		A	1		B	5	
77	80	80					

**7. – DIRECCION PARTICULAR :**

8	CALLE, NUMERO EXTERIOR E INTERIOR	41
42	COLONIA	71
8	DELEGACION O CIUDAD	27
8	ESTADO	80
CODIGO POSTAL		
30	34	8
8	TITULO PROFESIONAL Y AREA (EJEMPLO: <u>INGENIERO CIVIL</u> )	35 36
37	38	35 36
ESPECIALIDAD		



10.— DIRECCION DE OFICINA:

39	CALLE, NUMERO EXTERIOR E INTERIOR	72	A	3	M	7
				80		80
8	COLONIA	37				
38	DELEGACION O CIUDAD	57				
	ESTADO					
	CODIGO POSTAL					
	60	64				
					58	59

11.— ASOCIACIONES A LAS QUE PERTENECE :

PRINCIPAL :

\_\_\_\_\_

65	66

OTRAS :

\_\_\_\_\_

67	68

\_\_\_\_\_

69	70

\_\_\_\_\_

71	72

\_\_\_\_\_

73	74

A	4
	80

M	8
	80

FECHA DE ELABORACION

\_\_\_\_\_ A \_\_\_\_\_ DE \_\_\_\_\_ DE 19 \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ FIRMA

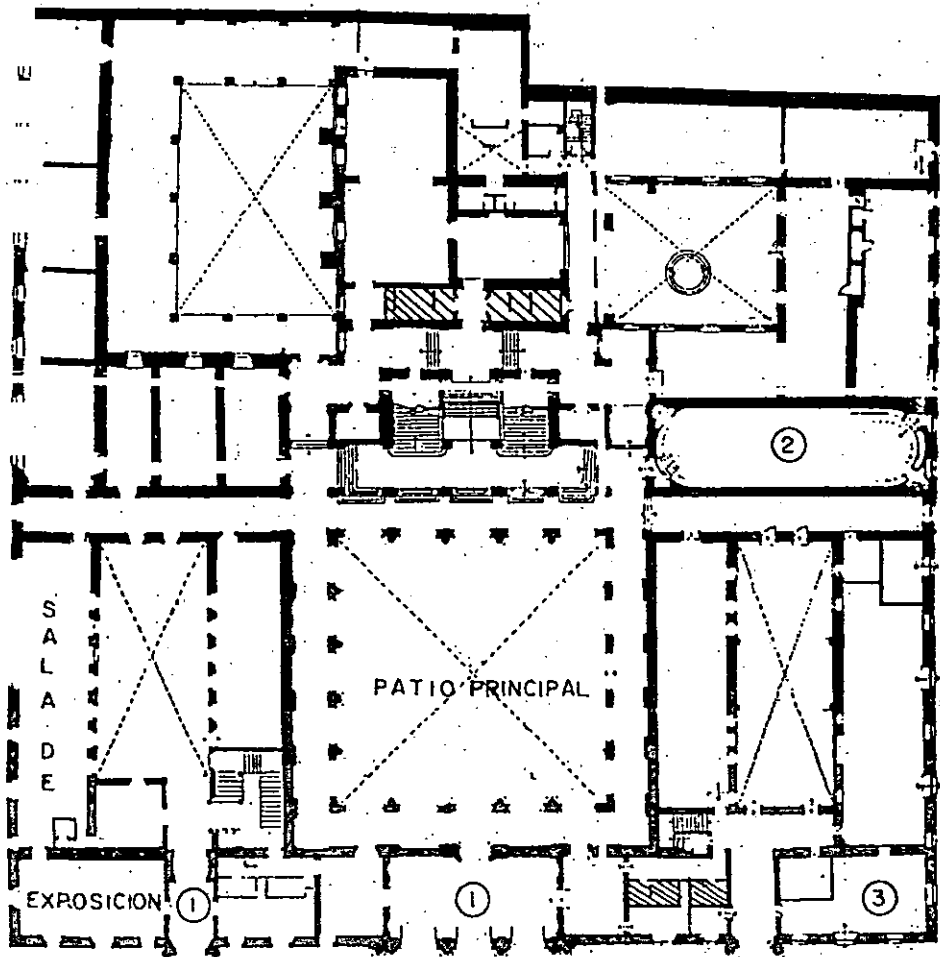
PARA USO EXCLUSIVO DE LA DIVISION DE EDUCACION CONTINUA

CODIFICO:

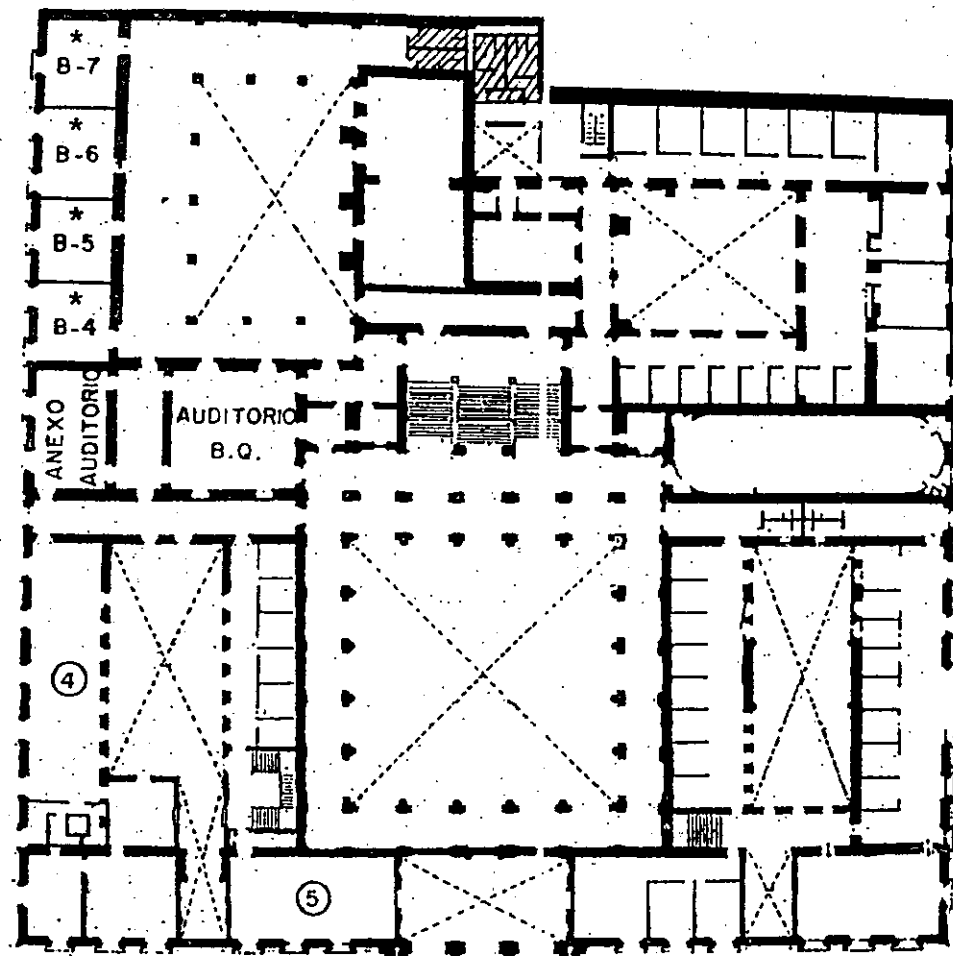
REVISO:

OBSERVACIONES:

# PALACIO DE MINERIA



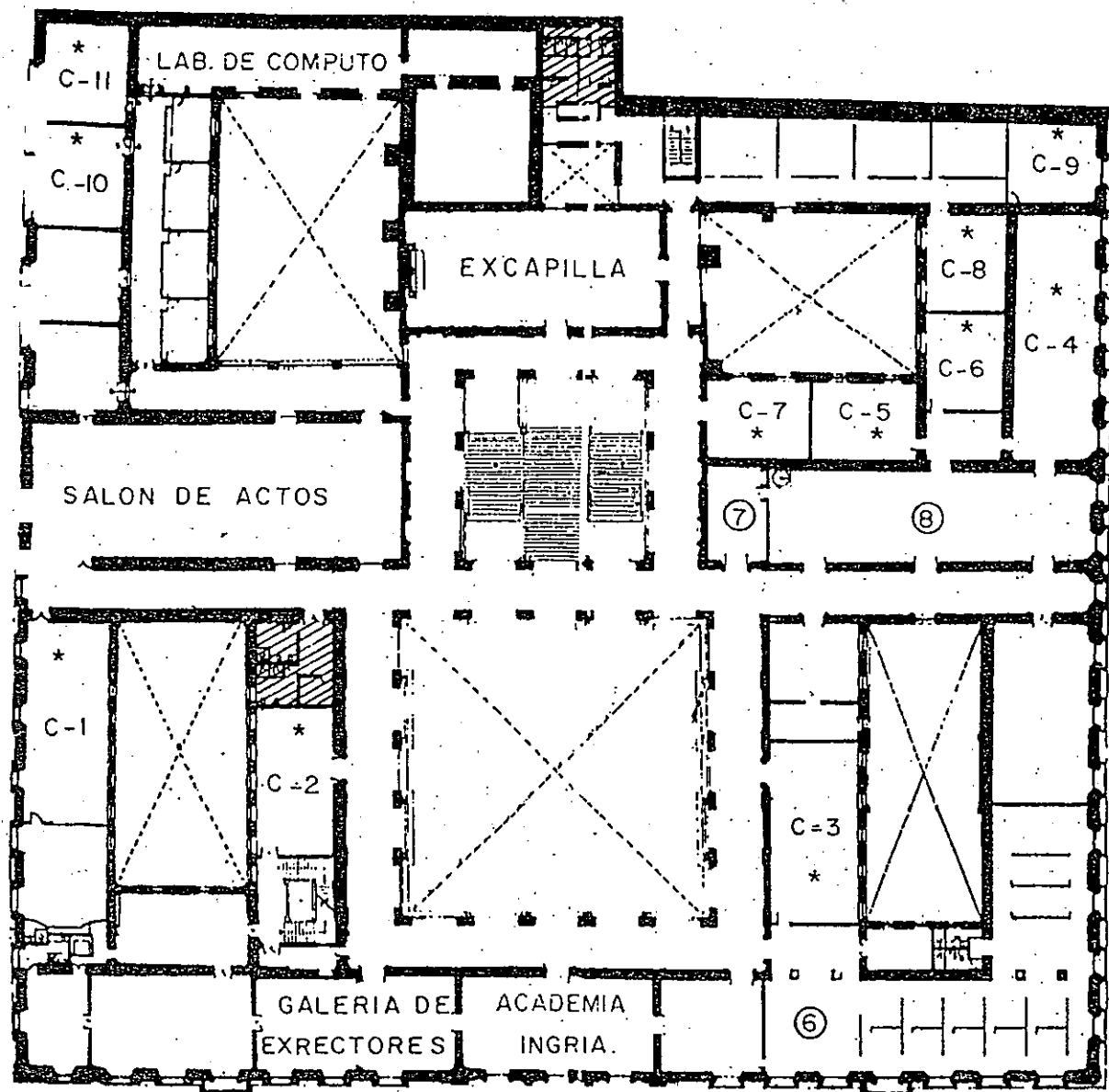
PLANTA BAJA



MEZZANINNE



DIVISION DE EDUCACION CONTINUA  
FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
CURSOS ABIERTOS



## GUIA DE LOCALIZACION

- 1 - ACCESO
- 2 - BIBLIOTECA HISTORICA
- 3 - LIBRERIA U N A M
- 4 - CENTRO DE INFORMACION Y DOCU-  
MENTACION "ING. BRUNO  
MASCANZONI"
- 5 - PROGRAMA DE APOYO A LA  
TITULACION
- \* AULAS
- 6 - OFICINAS GENERALES
- 7 - ENTREGA DE MATERIAL Y CONTROL  
DE ASISTENCIA.
- 8 - SALA DE DESCANSO

▨ SANITARIOS

**1er. PISO**



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 FACULTAD DE INGENIERIA  
 DIVISION DE EDUCACION CONTINUA  
 CURSOS ABIERTOS

**TURBINAS DE VAPOR**

DEL 24 AL 27 DE AGOSTO DE 1992

FECHA	HORARIO	TEMA	PROFESOR
LUNES 24	9:00 a 10:00 hrs.	INTRODUCCION	ING. MARTINIANO AGUILAR
	10:00 a 12:00 hrs.	CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS Y FLUJO DE FLUIDOS-CICLOS TERMODINAMICOS	DR. ALEJANDRO ROMERO L.
	12:00 a 14:00 hrs.	NOCIONES GRAFIS.	ING. MARTINIANO AGUILAR
	15:00 a 18:00 hrs.	COMPONENTES PRINCIPALES, DESCRIPCION, FUNCIONES, CARACTERISTICAS	ING. MARTINIANO AGUILAR
MARTES 25	9:00 a 10:00 hrs.	COMPONENTES PRINCIPALES DESCRIPCION, FUNCIONES, CARACTERISTICAS	ING. MARTINIANO AGUILAR
	10:00 a 12:00 hrs.	CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS Y FLUJO DE FLUIDOS-CICLOS TERMODINAMICOS	DR. ALEJANDRO ROMERO L.
	12:00 a 14:00 hrs.	INSTALACIONES AUXILIARES	ING. MARTINIANO AGUILAR
	15:00 a 18:00 hrs.	OPERACION	ING. MARTINIANO AGUILAR
MIERCOLES 26	9:00 a 12:00 hrs.	ESPECIFICACION Y FABRICACION CONSTRUCCION Y MONTAJE	ING. ALBERTO PLANCHIU L.
	12:00 a 14:00 hrs.	INTRUM., CONTROL Y PROTECCION	ING. ALBERTO PLANCHIU L.
	15:00 a 16:00 hrs.	" " "	ING. ALBERTO PLANCHIU L.
	16:00 a 18:00 hrs.	PRUEBAS Y PUERTA EN SERVICIO	ING. ALBERTO PLANCHIU L.
JUEVES 27	9:00 a 12:00 hrs.	MANTENIMIENTO	ING. MARTINIANO AGUILAR
	12:00 a 14:00 hrs.	PROBLEMAS ESPECIALES	ING. MIGUEL A. CASTILLO H.
	15:00 a 18:00 hrs.	PROBLEMAS ESPECIALES	ING. J. MANUEL MUÑOZ VILLALOBOS

EVALUACION DEL PERSONAL DOCENTE

CURSO: TURBINAS DE VAPOR

FECHA: DEL 24 AL 27 DE AGOSTO DE 1992

		DOMINIO DEL TEMA	EFICIENCIA EN EL USO DE AYUDAS AUDIOVISUALES	MANTENIMIENTO DEL INTERES (COMUNICACION CON LOS ASISTENTES, AMENIDAD, FACILIDAD DE EXPRESION)	PUNTUALIDAD	
	CONFERENCISTA					
	ING. MARTINIANO AGUILAR					
	DR. ALEJANDRO ROMERO L.					
	ING. ALBERTO PLANCHIU L.					
	ING. MIGUEL A. CASTILLO H.					
	ING. J. MANUEL MUÑOZ VILLALOBOS					
	ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10					

# EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

TRUBINAS DE VAPOR  
DEL 24 AL 27 DE AGOSTO DE 1992

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA	
INTRODUCCION					
CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS Y FLUJO DE FLUIDOS-CICLOS TERMODINAMICOS					
NOCIONES GENERALES					
COMPONENTES PRINCIPALES DESCRIPCION, FUNCIONES, CARACTERISTICAS					
INSTALACIONES AUXILIARES					
OPERACION					
ESPECIFICACION Y FABRICACION CONSTRUCCION Y MONTAJE					
INSTRUM., CONTROL Y PROTECCION					
PRUEBAS Y PUERTA EN SERVICIO					
MANTENIMIENTO					
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10					

EVALUACION DE LA ENSEÑANZA

SU EVALUACION SINCERA NOS AYUDARA A MEJORAR LOS PROGRAMAS POSTERIORES QUE DISEÑAREMOS PARA USTED.

TURBINAS DE VAPOR  
DEL 24AL 27 DE AGOSTO DE 1992

TEMA	ORGANIZACION Y DESARROLLO DEL TEMA	GRADO DE PROFUNDIDAD LOGRADO EN EL TEMA	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL TEMA	UTILIDAD PRACTICA DEL TEMA	
PROBLEMAS ESPECIALES					
ESCALA DE EVALUACION: 1 a 10					



EVALUACION DEL CURSO

C O N C E P T O		
1.	APLICACION INMEDIATA DE LOS CONCEPTOS EXPUESTOS	
2.	CLARIDAD CON QUE SE EXPUSIERON LOS TEMAS	
3.	GRADO DE ACTUALIZACION LOGRADO EN EL CURSO	
4.	CUMPLIMIENTO DE LOS OBJETIVOS DEL CURSO	
5.	CONTINUIDAD EN LOS TEMAS DEL CURSO	
6.	CALIDAD DE LAS NOTAS DEL CURSO	
7.	GRADO DE MOTIVACION LOGRADO EN EL CURSO	
EVALUACION TOTAL		

ESCALA DE EVALUACION: 1 A 10

1.- ¿Qué le pareció el ambiente en la División de Educación Continua?

MUY AGRADABLE                      AGRADABLE                      DESAGRADABLE

2.- Medio de comunicación por el que se enteró del curso:

PERIODICO EXCELSIOR ANUNCIO TITULADO DI VISION DE EDUCACION CONTINUA	PERIODICO NOVEDADES ANUNCIO TITULADO DI VISION DE EDUCACION CONTINUA	FOLLETO DEL CURSO
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
CARTEL MENSUAL	RADIO UNIVERSIDAD	COMUNICACION CARTA, TELEFONO, VERBAL, ETC.
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
REVISTAS TECNICAS	FOLLETO ANUAL	CARTELERA UNAM "LOS UNIVERSITARIOS HOY"
<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
		GACETA UNAM
		<input type="checkbox"/>

3.- Medio de transporte utilizado para venir al Palacio de Minería:

AUTOMOVIL PARTICULAR                      METRO                      OTRO MEDIO

4.- ¿Qué cambios haría en el programa para tratar de perfeccionar el curso?

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

5.- ¿Recomendaría el curso a otras personas?  SI  NO

5.a. ¿Qué periódico lee con mayor frecuencia?

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

6.- ¿Qué cursos le gustaría que ofreciera la División de Educación Continua?

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

7.- La coordinación académica fué:

EXCELENTE

BUENA

REGULAR

MALA

8.- Si está interesado en tomar algún curso INTENSIVO ¿Cuál es el horario más conveniente para usted?

LUNES A VIERNES  
DE 9 a 13 H. Y  
DE 14 A 18 H.  
(CON COMIDAD)

LUNES A  
VIERNES DE  
17 a 21 H.

LUNES A MIERCOLES  
Y VIERNES DE  
18 A 21 H.

MARTES Y JUEVES  
DE 18 A 21 H.

VIERNES DE 17 A 21 H.  
SABADOS DE 9 A 14 H.

VIERNES DE 17 A 21 H.  
SABADOS DE 9 A 13 H.  
DE 14 A 18 H.

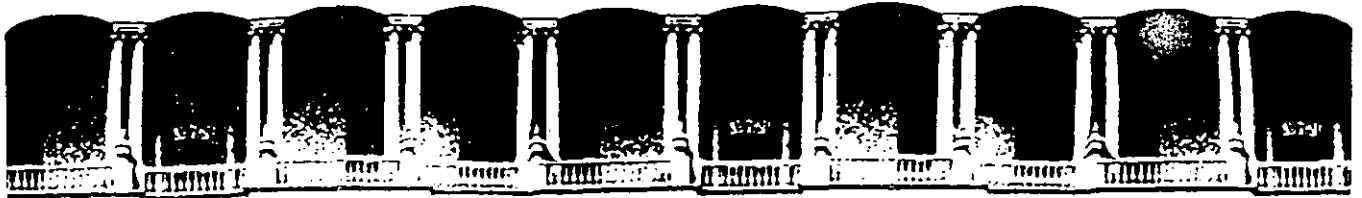
OTRO

9.- ¿Qué servicios adicionales desearía que tuviese la División de Educación Continua, para los asistentes?

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

10.- Otras sugerencias:

\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

***NOCIONES GENERALES***

***ING. MARTINIANO AGUILAR RODRIGUEZ***

***AGOSTO - 1992***

## TURBINAS DE VAPOR

### I.- NOCIONES GENERALES

#### 1.- DEFINICION Y CLASIFICACION.

La turbina de vapor es una máquina de fluidos que convierte la energía del vapor en energía cinética y en energía mecánica; esta última, en el caso de turbogeneradores de plantas termoeléctricas, se recoge en una flecha y se convierte en energía eléctrica en un generador.

Las partes esenciales de una turbina son una flecha, rotor con álabes o paletas, toberas, carcasa, chumaceras y sellos; adicionalmente tiene otras partes, auxiliares o accesorios como diafragmas, discos, sistema de aceite lubricante, sistema de regulación, cimentación, instrumentación (control, supervisoria, protección, etc.) válvulas etc, algunos de los cuales se muestran en la fig.1-1.

Adicionalmente, en la fig.2, se muestran algunas instalaciones auxiliares que se requieren para el funcionamiento de la turbina de vapor.

La turbina de vapor pertenece a la familia de turbomáquina que trabaja con fluido compresible y del tipo motor ( el fluido suministra energía).

Las turbinas de vapor se pueden clasificar de acuerdo con diferentes criterios, entre los que se encuentran los siguientes:

a.- Por el principio de funcionamiento, en:

.acción.- La expansión del vapor tiene lugar sólo en las toberas.

.reacción.- La expansión del vapor tiene lugar tanto en las paletas fijas como en las móviles.

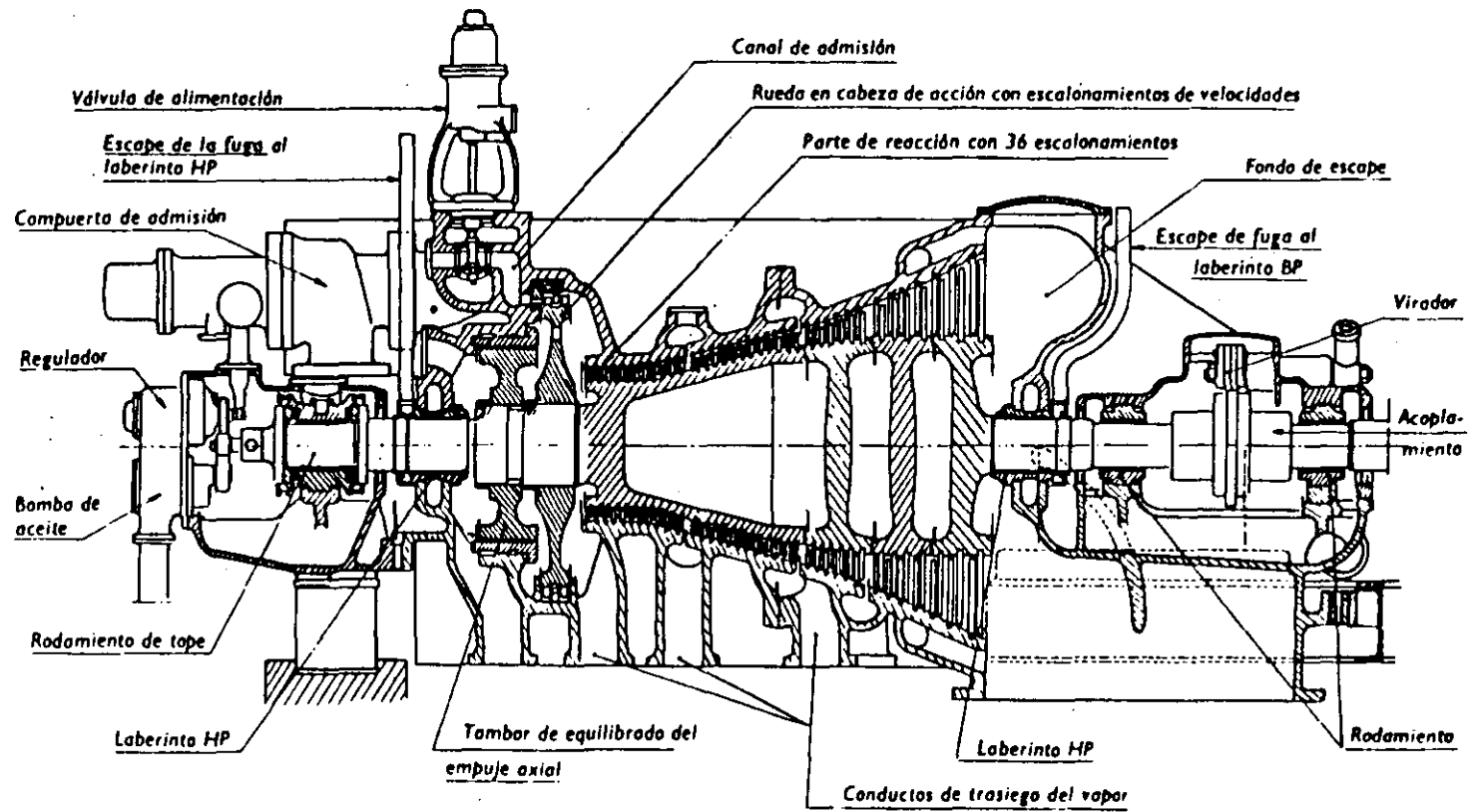
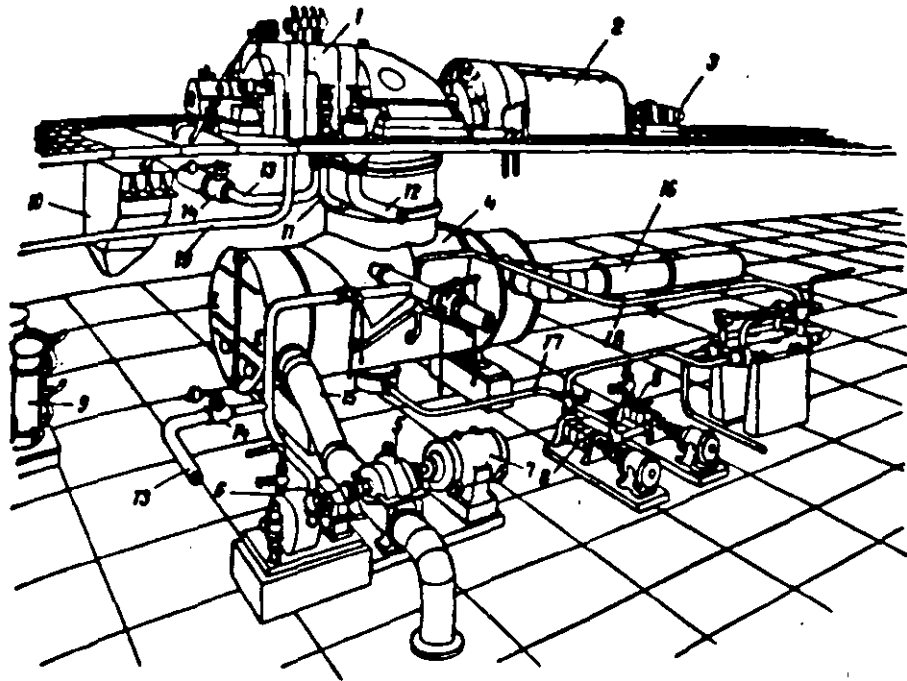


FIGURA .  
 Turbina de condensación de un solo cuerpo. Construcción Brown-Boveri.



1.- Turbina. 2.- Alternador. 3.- Excitador. 4.- Condensador. 5.- Bomba de agua de circulación. 6 y 7.- Turbina y motor eléctrico de la bomba de agua de circulación. 8.- Bomba de extracción de condensado. 9.- Enfriador de aceite. 10.- Tanque de aceite. 11.- Tubería de vapor principal. 12.- Tubería de extracción de vapor. 13.- Tubería de escape de vapor. 14.- Válvula de escape a la atmósfera. 15.- Tubería de entrada de agua de circulación. 16.- Tubería de salida de agua de circulación. 17.- Tubería de condensado. 18.- Tubería de extracción de aire del condensador. 19.- Tubería de aceite.

FIG.-2 INSTALACIONES AUXILIARES DE UNA TURBINA DE VAPOR.

.acción y reacción combinadas.

b.- Por su aplicación en:

.energéticas o de generación de potencia.

.industriales o de accionamiento.

c.- Por la presión en el escape, en:

.de condensación.

.de contrapresión.

d.- Por la velocidad, en:

.velocidad constante.

.velocidad variable.

e.- Por las particularidades constructivas, en:

.número de flechas (sencilla, múltiples).

.número de cuerpos (sencillo, múltiples, en línea, compuestas o en varias flechas).

.número de etapas (sencilla, múltiples).

.número de escapes de vapor (flujo sencillo, flujo múltiple).

.dirección del flujo de vapor con relación al eje o flecha (axial, radial).

.forma de acoplamiento (directa, con reductor).

.construcción del rotor. Con tambor, donde las paletas se montan en la periferia del tambor.

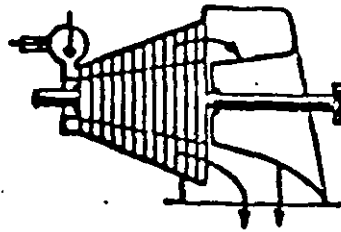
Con discos, donde las paletas se montan en la periferia del disco. Combinadas.

En las figs. 1-3 a 1a-5, se muestran algunos esquemas de los tipos de turbinas mencionadas.

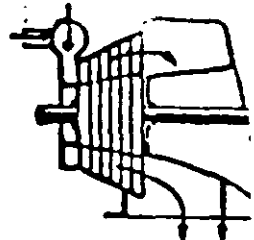


Fig. 5. E. CON CONDENSACION

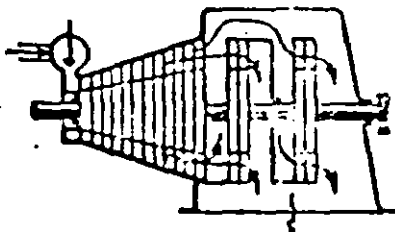
En las turbinas de vapor con condensación, el vapor sale del último paso a una presión menor que la atmosférica.



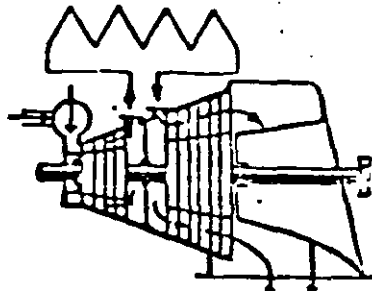
FLUJO DIRECTO



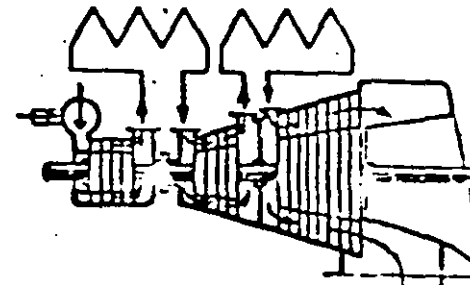
BAJA PRESION



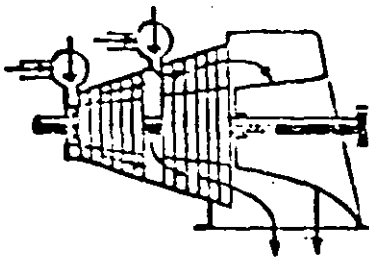
SALIDA DE DOBLE FLUJO



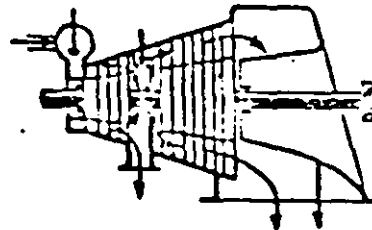
RECALENTAMIENTO SIMPLE



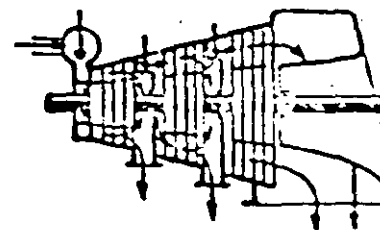
RECALENTAMIENTO DOBLE



PRESION MEDIA



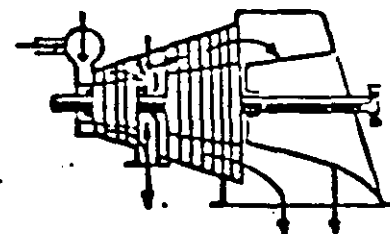
EXTRACCION AUTOMATICA SIMPLE



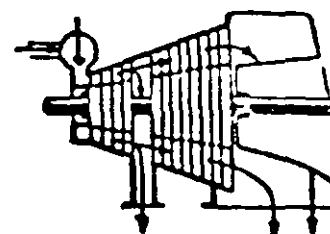
EXTRACCION AUTOMATICA DOBLE



EXTRACCION AUTOMATICA TRIPLE

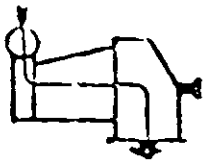


EXTRACCION AUTOMATICA SIMPLE Y PRESION MEDIA

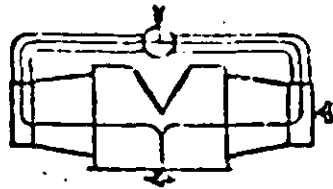


EXTRACCION NO AUTOMATICA SIMPLE

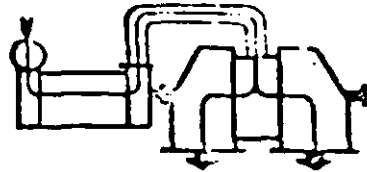
Fig. 1-4. TANDEM COMPUESTO



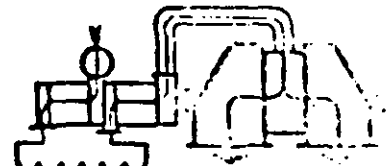
CARCASA SIMPLE  
FLUJO SIMPLE



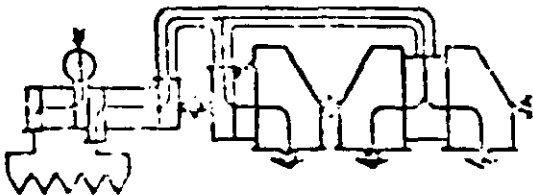
CARCASA SIMPLE  
FLUJOS CONTRARIOS



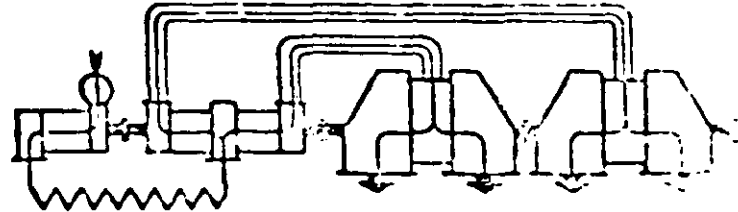
CARCASA DOBLE  
FLUJO DOBLE



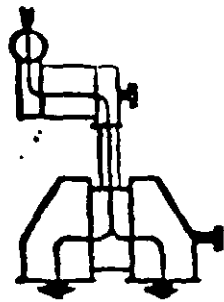
CARCASA DOBLE, FLUJO  
DOBLE Y RECALENTAMIENTO



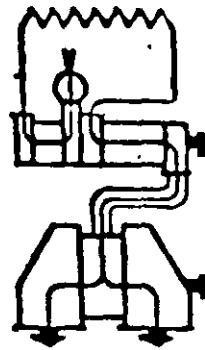
CARCASA TRIPLE, FLUJO  
TRIPLE Y RECALENTAMIENTO



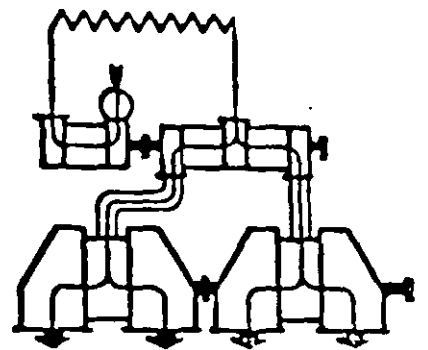
CARCASA CUADRUPLE, FLUJO  
CUADRUPLE Y RECALENTAMIENTO



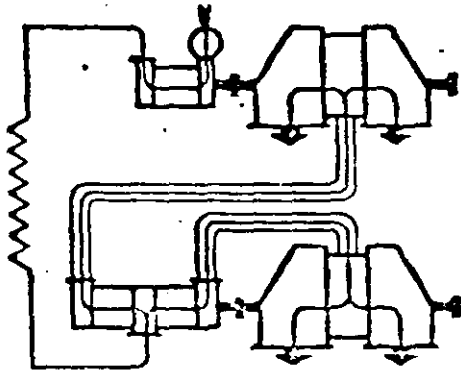
CARCASA DOBLE  
FLUJO DOBLE



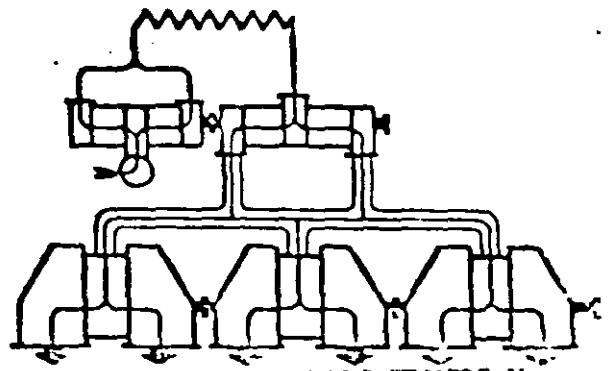
CARCASA DOBLE, FLUJO DOBLE Y RECALENTAMIENTO



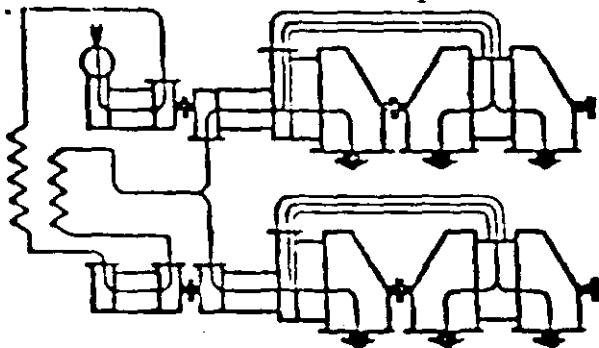
CARCASA CUADRUPLE, FLUJO DOBLE Y RECALENTAMIENTO



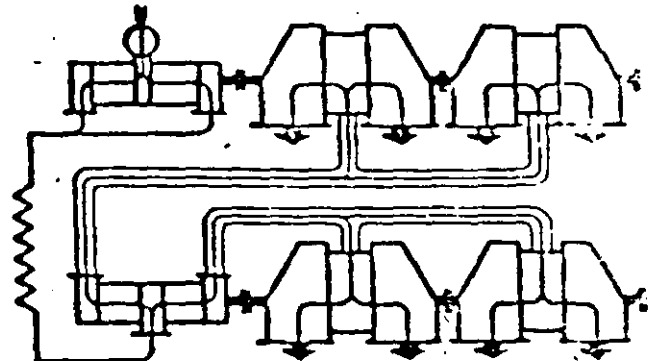
CARCASA CUADRUPLE, FLUJO CUADRUPLE Y RECALENTAMIENTO



CINCO CARCASAS, SEIS FLUJOS Y RECALENTAMIENTO



SEIS CARCASAS, SIETE FLUJOS Y RECALENTAMIENTO



SEIS CARCASAS, OCHO FLUJOS Y RECALENTAMIENTO

## 2.- HISTORIA DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Los registros que se tienen sobre la idea del aprovechamiento de la energía del vapor datan del año 120 de --- nuestra era, del aparato descrito por Hero de Alejandría (Egipto) de una esfera giratoria llamada "Eolipila" mostrado en la Fig. 2-6 considerada como el prototipo de turbina de reacción.

Posteriormente, en el año de 1629 el Ingeniero Italiano Giovanni Branca imaginó la maquinaria mostrada en la Fig. 2-7 en donde el vapor producido se empleaba para mover un mecanismo de molinos de minería, sin llegar a aplicaciones industriales, no pasando de ser una maquinaria experimental; ésta máquina representa el principio de las turbinas de acción actuales.

La primera turbina de vapor práctica que se construyó, fue hecha por el Ingeniero Sueco Charles de Laval en el año de 1883, empleada para descremar la leche; ésta turbina con una etapa sencilla de acción (Fig. 2-8) tenía una potencia de 5 CV y giraba 30000 rpm. siendo necesario para su utilización un reductor de velocidad voluminoso.

En el siguiente año (1884), el inglés Charles Parsons construyó un nuevo tipo de turbina que funcionaba con base en el principio de reacción, siendo comprada la patente por la Compañía Americana Westinghouse, en el año de 1895, que la empezó a fabricar.

En el año de 1896, el Americano Charles Curtis construyó la turbina de acción (Fig. 2-9) en etapa de velocidad, patente que compró la General Electric; un poco más tarde, en el año de 1900, el Francés Rateau realizó una turbina de acción con etapa de presión.

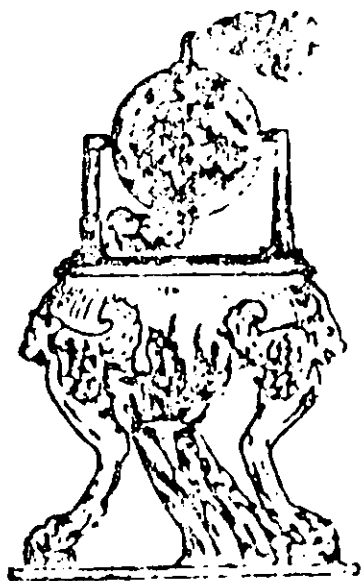


Fig. I-6 EOLOPILA

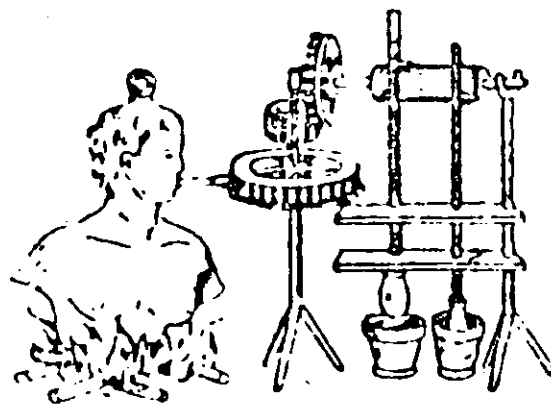


Fig. I-7 MAQUINA DE VA-  
POR DE G. BRANCA

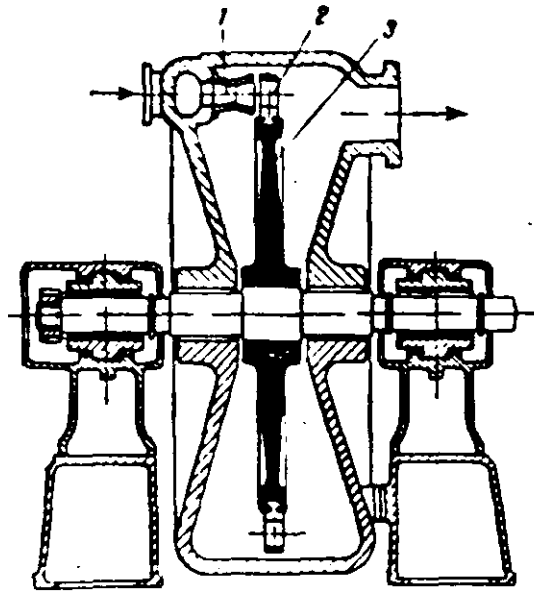
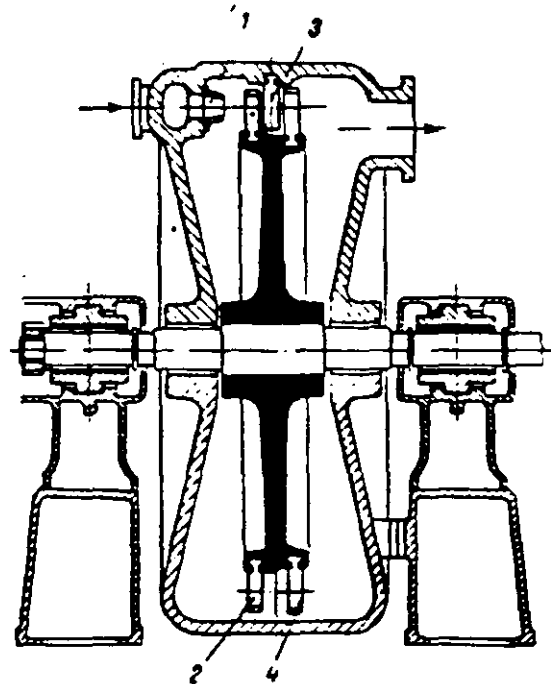


Fig. 7.5.- TURBINA DE ACCION CON ETAPA SENCILLA DE PRESION Y DE VELOCIDAD (TURBINA LAVAL)



TURBINA CON DOS ETAPAS DE VELOCIDAD (RUEDA CURTIS)

En el año 1910 Ljungstrom construyó la turbina radial.

Todos estos tipos diferentes de turbina fueron la base para la construcción de las grandes turbinas modernas con capacidad de más de 1.000,000 Kw de potencia.

En la Fig. se muestra un corte de una turbina en -- donde pueden observarse las siguientes partes:

- . rotor con las ruedas de álabes móviles
- . carcasa
- . juegos de álabes fijos y móviles
- . válvula principal de vapor, que alimenta a las toberas de entrada
- . cojinetes radiales del rotor
- . cojinete de empuje
- . regulador de la turbina
- . sellos laberínticos de vapor
- . escape de vapor al condensador
- . extracciones de vapor
- . torna-flecha

3.-

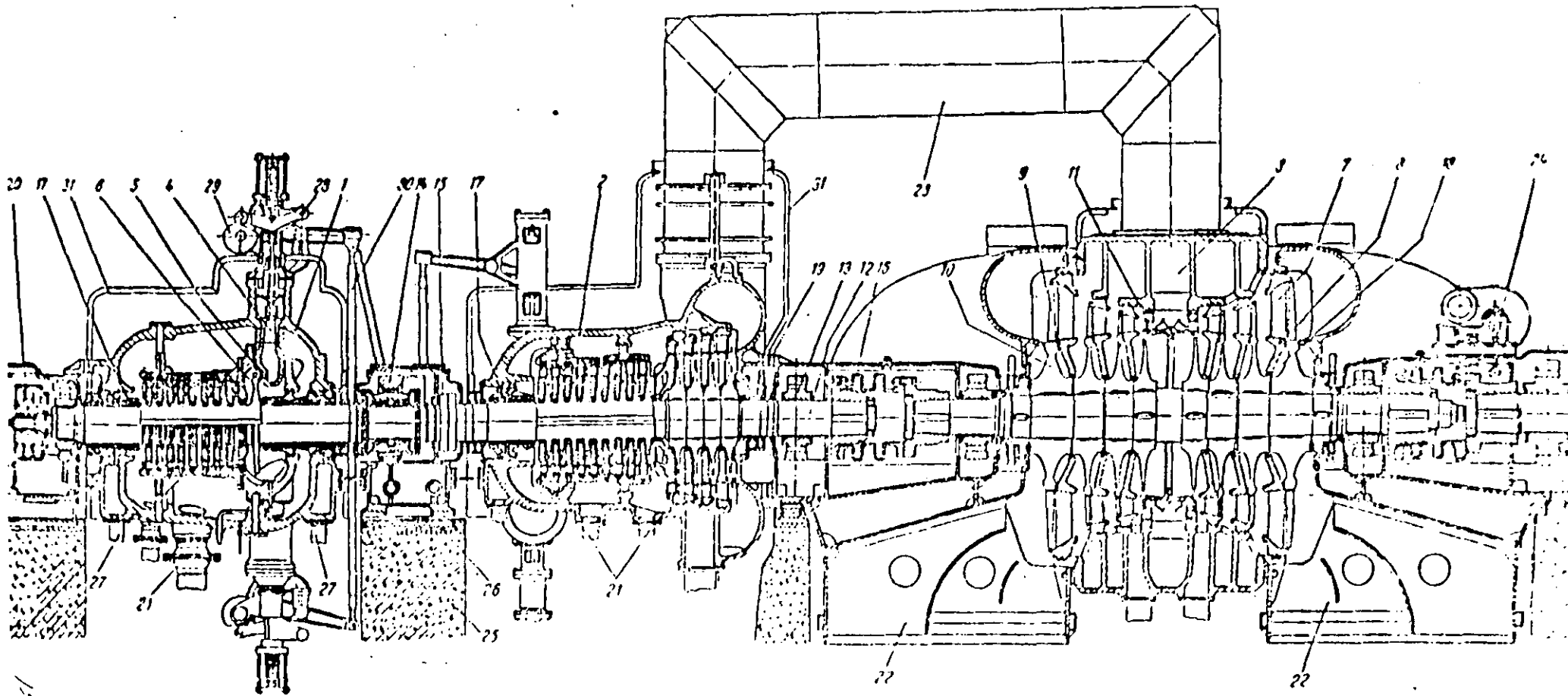
#### FLUJO DE FLUIDOS Y TERMODINAMICA.

Ignorando la energía térmica, la energía contenida en un fluido en movimiento puede ser de dos tipos básicos: potencial y cinética. La energía potencial consiste de dos componentes: altura potencial y altura de -- presión.

La energía mecánica total E de un fluido en movimiento es la suma de la altura potencial y la altura de pre - sión (juntas son la energía po tencial) y la energía - cinética, de acuerdo con la siguiente ecuación.

$$E = Z + \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2g}$$

(1)



SECCION Y PARTES DE UNA TURBINA DE CONDENSACION; 1.- Carcasa de alta presión; 2.- Carcasa de media presión; 3.- Carcasa de baja presión; 4.- Admisión de vapor (de regulación); 5.- Tobera de la etapa de velocidad; 6.- Alabes móviles de la etapa de velocidad; 7.- Toberas de etapa de presión; 8.- Diafragma; 9.- Alabes de la etapa de presión; 10.- Disco; 11.- Soporte del diafragma; 12.- Flecha; 13.- Cojinete radial; 14.- Cojinete radial-axial; 15.- Cople fijo; 16.- Cople semielástico; 17.- Sellado diafragma; 18.- Sellos (del diafragma); 19.- Sellos; 20.- Bomba principal de aceites; 21.- Extracciones de vapor; 22.- Salida de vapor al condensador; 23.- Conexión de vapor (exhaustor); 24.- Torna-flecha; 25.- cimentación; 26.- Soporte de cimentación; 27.- Entrada de vapor a sellos; 28.- Mecanismo de regulación a levas; 29.- Levas; 30.- Estación de comando; 31.- Cubierta de la turbina.



en donde:

Z = altura con relación a un punto de referencia

P = presión

$\rho$  = densidad

V = velocidad

g = aceleración de la gravedad

Si un fluido pasa a través de un sistema de flujo estable y no se agrega o quita energía, de acuerdo con la ley de conservación de la energía, la energía de cada unidad de masa del fluido permanece constante. Para dos secciones del sistema, identificadas con los subíndices 1 y 2, se tiene:

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{---} \quad (2)$$

La ecuación anterior es la bien conocida ecuación de Bernoulli y se aplica a flujos incompresibles en donde la densidad a ambos lados es igual.

---

Para la siguiente discusión, se requiere de ciertas definiciones de la ciencia de la termodinámica, que trata principalmente con la conversión de energía térmica en trabajo útil.

**Trabajo.**- Es energía mecánica en transición, evidenciado por una fuerza moviéndose a través de una distancia. El trabajo como tal no puede ser almacenado pero puede ser convertido en otra forma de energía transitoria como calor o energía cinética o bien en una forma almacenada de energía mecánica o térmica.

**Calor.**- Es energía térmica en transición y para que fluya es necesario que exista una diferencia de temperatura.-

El calor como tal no puede ser almacenado pero puede ser convertido en otra forma de energía transitoria como trabajo, o bien en una forma de energía térmica almacenada.

### Energía

Interna.- Es energía térmica almacenada.- Cuando se calienta o se hace trabajo sobre una sustancia, se incrementa la energía cinética evidenciándose por un incremento en la temperatura de la sustancia resultando un aumento en la energía interna.

De acuerdo con las anteriores definiciones y la ecuación 1, se puede incluir la consideración de energía térmica y expresar la energía asociada con la unidad de peso del fluido en cualquier instante, en la siguiente forma:

$$E = \frac{Z}{J} + \frac{pV}{J} + \frac{v^2}{2gJ} + u \quad \text{--- (2)}$$

en donde:

J = constante de Joule que expresa la interrelación entre energía térmica y la mecánica.

$$= 427 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{k cal}}$$

u = energía interna o energía térmica almacenada

Cuando un fluido fluye de un punto a otro, el calor puede transferirse a ó del fluido y puede realizarse trabajo externo sobre por el fluido. La energía asociada con el fluido en el segun

do punto debe ser la ~~nota~~ remanente después de que el calor y el trabajo se transfieren.- Haciendo:

q = calor transferido, considerado como positivo cuando se agrega al fluido.

w = trabajo externo, considerado como positivo cuando se hace por el fluido.

Puede escribirse la siguiente ecuación considerando el flujo a través de un sistema del punto 1 al punto 2:

$$\frac{z_1}{J} + \frac{p_1 v_1}{J} + \frac{v_1^2}{2gJ} + u_1 + q_{12} - w_{12} = \frac{z_2}{J} + \frac{p_2 v_2}{J} + \frac{v_2^2}{2gJ} + u_2 \quad \text{①}$$

Esta ecuación se llama la "ecuación general de la energía", válida para cualquier fluido; en ausencia de fuerzas químicas, eléctricas, magnéticas y capilares, expresa la relación de la energía en un fluido antes y después de un proceso termodinámico y/o mecánico.

Una "propiedad" de un fluido se define como cualquier característica observable, existiendo tres comunes y bien conocidas propiedades termodinámicas de un fluido.

- . presión
- . temperatura
- . densidad o volúmen específico

Otras propiedades son:

- . viscosidad

- . energía interna
- . entalpia
- . entropia

Para un fluido puro, es decir, homogéneo química y mecánicamente, dos propiedades termodinámicas cualquiera son suficientes para conocer todas las otras propiedades termodinámicas; puede decirse que un fluido puro tiene un estado termodinámico fijo cuando dos cualquiera propiedades termodinámicas independientes están fijas.

El calor y el trabajo no son propiedades termodinámicas, aunque la energía potencial y cinética pueden considerarse como propiedades mecánicas, independientes de las propiedades termodinámicas, excepto en la relación en la ecuación anterior.

Puesto que el término  $PV/J$  y el término  $u$  en la ecuación anterior están formados ambos por propiedades termodinámicas, es conveniente en ocasiones combinarlos en otra propiedad: entalpia  $h$ .

De aquí se tiene:

$$h = u + \frac{pV}{J}$$

Con lo que la ecuación general de la energía puede escribirse en la siguiente forma:

$$\frac{z_1}{J} + h_1 + \frac{v_1^2}{2gJ} + q_{12} - w_{12} = \frac{z_2}{J} + h_2 + \frac{v_2^2}{2gJ} \quad \text{en Kcal/kg} \quad \text{°/k}$$

La entropía, otra propiedad importante en la ecuación general de la energía, tiene utilidad por el siguiente hecho:

. Cuando la energía cinética del fluido se incrementa en un proceso reversible ideal o cuando el trabajo es hecho por el fluido en un proceso similar, siendo acompañado solamente a expensas de la energía almacenada del fluido, la entropía de la sustancia de trabajo permanece constante.

Por otra parte, un proceso que incluya únicamente la adición o rechazo de calor a ó del fluido está siempre acompañado por un cambio en la entropía.

Puesto que la contribución de la diferencia de energía potencial del término  $Z_1 - Z_2$  es despreciable para todas las aplicaciones prácticas de turbinas, la ecuación general de la energía anterior puede escribirse en la siguiente forma:

$$h_1 + \frac{v_1^2}{2gJ} + q_{12} - w_{12} = h_2 + \frac{v_2^2}{2gJ}$$

En las aplicaciones de turbinas, una tobera es un dispositivo para convertir la energía térmica en energía cinética, no estando presente en el proceso, trabajo mecánico o transferencia de calor, y puesto que la energía cinética a la entrada es normalmente muy pequeña, puede obtenerse de la ecuación anterior:

$$v_2^2 = 2gJ(h_1 - h_2), \text{ en } m^2/s^2$$

Dentro del contexto de la ecuación general de la energía, la turbina se considera como un dispositivo de flujo estable a pesar del número de etapas y del proceso individual durante las etapas.- Adicionalmente, para el análisis completo de la turbina, la tobera se considera una parte integral de la turbina y por lo tanto la diferencia de energía cinética a la entrada y a la salida,  $v_1^2 - v_2^2$ , se supone despreciable. También se considera despreciable el calor transferido al exterior por el aislamiento de la turbina, con relación a los grandes cantidades que se transfieren en el interior.- De acuerdo con las anteriores suposiciones el trabajo de la turbina está dado por la siguiente ecuación:

$$w_{12} = h_1 - h_2, \text{ en kcal/kg ó J/kg}$$

Es decir, que la turbina produce energía mecánica por virtud de la diferencia de entalpia del fluido de trabajo.

Una consecuencia importante de las leyes de la termodinámica fué desarrollada por Sadi Carnot, que demostró que ninguna máquina que produce trabajo mecánico a partir del calor, puede ser más eficiente que una máquina ideal operando con el ciclo de Carnot, cuya eficiencia  $\eta$  está dada como:

$$\eta = \frac{\text{salida de trabajo}}{\text{entrada de calor}} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$$

en donde:

$T_2$  = temperatura media absoluta del calor añadido al fluido de trabajo por la fuente

$T_1$  = temperatura media absoluta del calor rechazado por el fluido de trabajo al resumidero.

Esta expresión es independiente del tipo de máquina, de la clase de fluido de trabajo y de la fuente.

En la Fig. I-11 se muestra el ciclo de Carnot de gases y vapor de agua en diagrama T-S en el diagrama de T-S el ciclo de Carnot es un rectángulo en donde el fluido de trabajo se comprime isentropicamente de C a A y entonces se añade calor reversiblemente a una temperatura constante  $T_1$ , de B a D se expande isentropicamente y se completa el ciclo con una transferencia de calor reversible a temperatura constante  $T_2$  de D a C. El area rectangular  $S_1$ -A-B- $S_2$  representa el calor añadido, el area  $S_1$ -C-D- $S_2$  representa el calor rechazado y el area C-A-B-D representa el trabajo neto; la eficiencia  $\eta$  puede calcularse:

$$\eta = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{calor añadido}} = \frac{\text{area C-A-B-D}}{\text{area } S_1\text{-A-B-}S_2} = \frac{T_2 - T_1 (S_2 - S_1)}{T_2 (S_2 - S_1)} = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine, que representa los eventos que tienen lugar en una planta de vapor típica, está dada por la siguiente expresión:

$$\eta = \frac{\text{Trabajo neto}}{\text{calor añadido}} = \frac{w_{\text{turb}} - w_{\text{bomba}}}{q_{\text{cald.}}}$$

De acuerdo con la Fig. I-12, se tiene:

$$\text{Calor añadido en la caldera, } q_{\text{cald}} = h_3 - h_2$$

$$\text{Trabajo en la turbina, } w_t = h_3 - h_4$$

$$\text{bomba y otros } w_b = h_2 - h_1$$

de donde se obtiene:

$$\eta = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{(h_4 - h_1)}{h_3 - h_2}$$

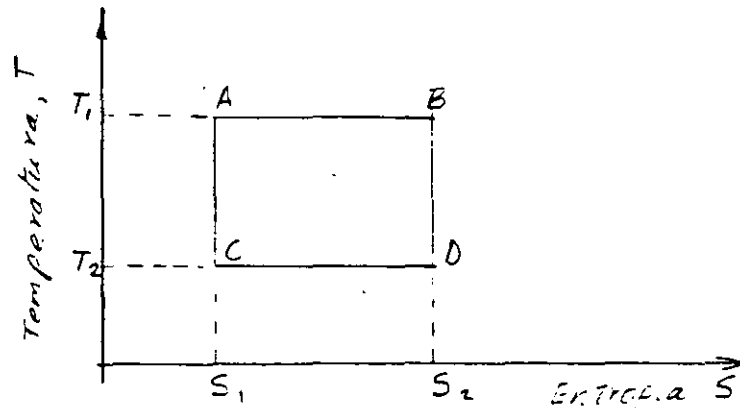


Fig II-11.- Ciclo de Carnot

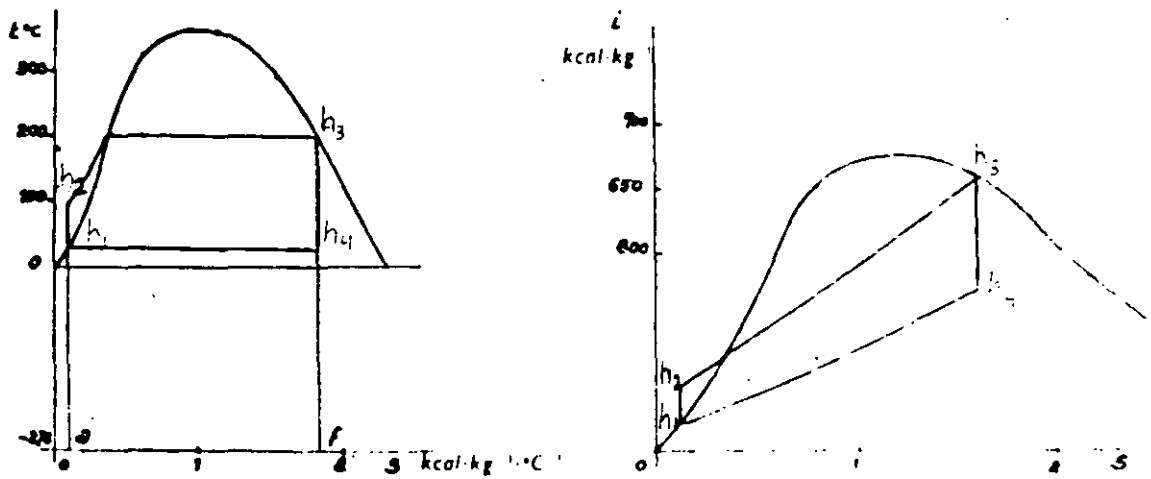


FIGURA I-12.- Ciclo simple (Rankine)



#### 4. FUNDAMENTOS DE TURBOMAQUINARIA

En esta sección se examinan las ecuaciones fundamentales para la transferencia de energía y momentum entre el fluido y el rotor de la turbomaquinaria.

Se puede definir el momentum como el producto de la masa de un cuerpo por su velocidad, teniendo el momentum la misma dirección que la velocidad.

Los principios del momentum son establecimientos de las leyes de movimiento de Newton y forman las bases sobre las cuales el análisis cinemático de la turbomaquinaria se ha establecido. La más fundamental de estas leyes es que la razón de cambio del momentum es igual a la suma de las fuerzas externas actuando sobre el cuerpo.

El momentum angular o el momento del momentum de una partícula de masa, acerca de un eje estacionario, es definido como el producto del momentum de la partícula y el brazo del momento sacado perpendicular a la dirección de la velocidad desde un punto fijo sobre el eje.

Para simplificar el análisis del intercambio de energía entre fluido y rotor de acuerdo con la teoría de chorro estable (stream line), se requiere hacer ciertas suposiciones, con lo que, el resultado obtenido es teórico o ideal; esta limitación no representa serios obstáculos, puesto que las relaciones ideales pueden ser modificadas posteriormente con coeficientes de diseño adecuados para dar resultados prácticos. Las suposiciones hechas son las siguientes:

- . El flujo a través de los pasajes es estable y uniforme en las secciones transversales de entrada y salida.
- . El flujo es laminar o en chorros estables (stream line), por lo que los pasajes están completamente llenos de fluido.
- . El rotor gira a una velocidad angular constante.
- . No ocurren fugas.

- . No tiene lugar transferencia de calor entre el fluido y su alrededor.
- . No hay fricción

A continuación, se incluyen los aspectos fundamentales de turbomaquinaria aplicadas a turbinas (y compresores) y a sus componentes esenciales: toberas y álabes.

A. CONSERVACION DEL MOMENTUM.- La Ecuación del Momentum.

La relación del momentum se obtiene a partir de la interrelación-Newtoniana:

$$F = ma$$

en donde:

F = fuerza

m = masa

a = aceleración

Puesto que la aceleración es la razón de cambio de la velocidad, la relación puede escribirse:

$$F = m \frac{dv}{dt} = \frac{m}{\Delta t} (C_2 - C_1) \quad (1)$$

En la ecuación (1) anterior, F es la fuerza requerida para producir un cambio de velocidad, de una masa m de un fluido, de  $C_1$  a  $C_2$  en un intervalo de tiempo  $\Delta t$ .

La relación  $m/\Delta t$  puede interpretarse como el régimen de flujo de masa y entonces la ecuación toma la forma:

$$F = \frac{\dot{m}}{g_c} (C_2 - C_1) \quad (2)$$

en donde:

$C_2$  = velocidad final, en m/s

$C_1$  = velocidad inicial, en m/s

F = fuerza sobre el "chorro", requerida para cambiar su velocidad, en N

El término  $F$  en la ecuación (2) anterior, es la fuerza ejercida sobre el chorro; la fuerza  $R$ , que el chorro ejerce sobre cualquier objeto, es igual y opuesta a  $F$ , por lo que:

$$R = -F = \frac{\dot{m}}{g_c} (C_1 - C_2) \quad \text{--- (3)}$$

Es importante observar que  $C_1$  y  $C_2$  en las ecuaciones (2) y (3) son cantidades vectoriales teniendo tanto magnitud como dirección; su diferencia es un vector diferencia y debe ser usado como tal en las ecuaciones.

## B. PRINCIPIOS DE TURBOMAQUINARIA

El siguiente análisis de momentum, ilimitado en su forma relativa a tipos de turbomaquinaria, será empleando la forma de la segunda ley de Newton como se aplica a momentos de fuerzas; ésta forma conduce a los principios básicos de operación de las máquinas rotativas por tres efectos distintos de cambios de presión y de expresiones de trabajo y potencia en términos de velocidades de fluidos y rotor.

En la Fig. 1 se muestra un disco rotatorio en donde el fluido entra y sale con velocidades  $C_1$  y  $C_2$  respectivamente; para una masa  $m$ , el vector suma de todas las fuerzas externas actuando sobre esta masa (cerca del eje del disco), es igual a la razón de cambio del momento angular :

$$\tau = m \frac{d}{dt} (r C_u)$$

en donde:

$$\tau = \text{par}$$

$r$  = distancia del centro de masa desde el eje.

$C_u$  = componente tangencial de la velocidad del fluido  $C$

Para flujo estable a través del disco y suponiendo que el flujo es unidimensional, la expresión anterior se transforma en:

$$\tau = \dot{m} (\tau_2 C_{u2} - \tau_1 C_{u1}) \quad \text{--- (4)}$$

Para máquinas girando a velocidad angular constante  $\omega$ , con velocidad del álabe  $u = \omega r$ , el trabajo (potencia) sobre el fluido es:

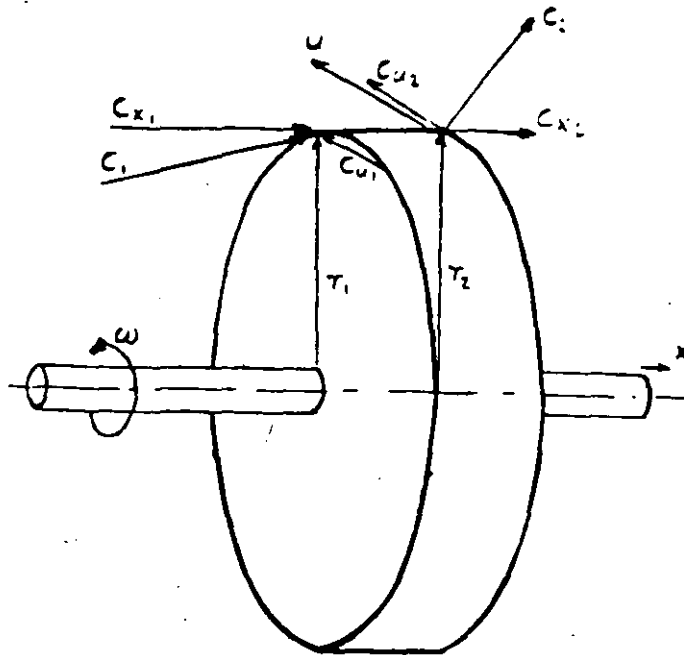
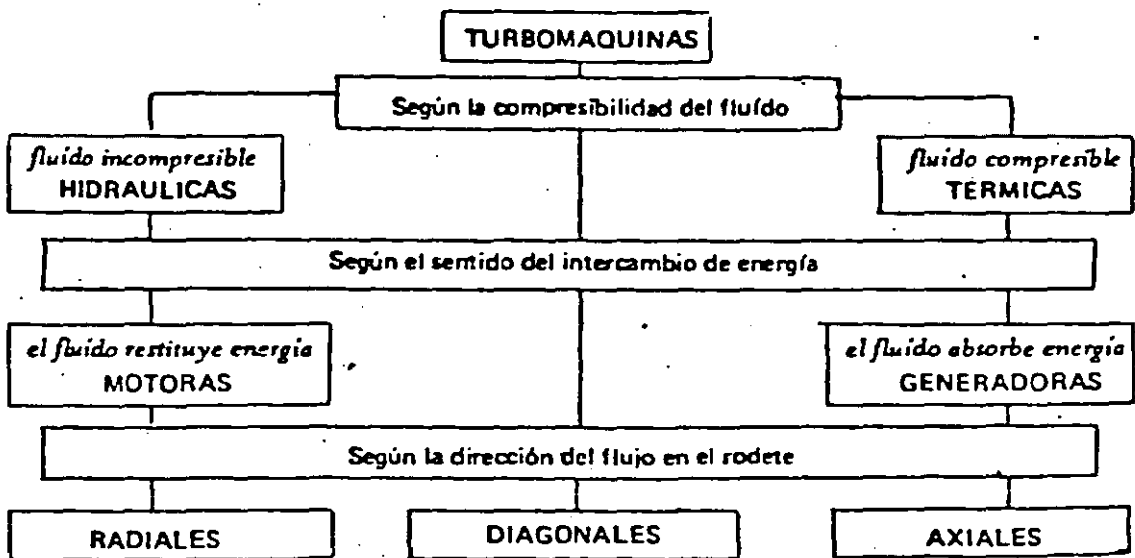


FIG. 3.- FLUJO A TRAVES DE UNA TURBOMAQUINARIA

### TURBOMAQUINAS Y SU CLASIFICACION



$$P = \tau \omega = \frac{\dot{m}}{\rho_c} (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}), \text{ en } \frac{\text{Nm}}{\text{s}} \quad \text{---} \quad (5)$$

La ecuación (5) anterior, es conocida como la ecuación de Euler-de Bombas. Si  $U_1 C_{u1} > U_2 C_{u2}$ , entonces el trabajo es hecho por el fluido, y:

$$P = \frac{\dot{m}}{\rho_c} (U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) \quad (6)$$

la cual es conocida como la ecuación de Euler de turbinas.

La ecuación (5) se aplica a compresores, ventiladores y bombas, mientras que la ecuación (6) se emplea en turbinas; para un posterior desarrollo de estas ecuaciones para aplicaciones prácticas se requiere:

- . Que el proceso físico involucrado sea la conversión de energía cinética en energía mecánica o viceversa.
- . Que la componente  $C_u$  de la velocidad tangencial del fluido pueda ser relacionada con la geometría de los álabes.

La conversión de energía cinética-energía mecánica, ocurre de acuerdo con la ecuación de momentum (1); el cambio de velocidad ( $C_2 - C_1$ ) causa la fuerza sobre el álabe o viceversa. Puesto que la velocidad es una cantidad vectorial teniendo tanto magnitud como dirección, la fuerza puede ser generada por:

- . Cambio de magnitud de la velocidad.
- . Cambio de dirección del flujo.
- . Cambio de ambos (magnitud y dirección).

El propósito de los álabes, es efectuar estos cambios y las ecuaciones (5) y (6), están relacionados directamente con el flujo y geometría de los álabes, como en turbinas, compresores, bombas, etc.

En el siguiente desarrollo para relacionar estas ecuaciones con los cambios de velocidades y de presión, se emplean de ejemplo los álabes de una turbina de reacción típica, sin embargo, el resultado final y las condiciones son también válidas para compresores con un apropiado cambio de signo en las ecuaciones (5) y (6).

En la Fig. 14 se muestra el flujo de un fluido a través de la etapa de una turbina; las toberas o persianas (álabes estacionarios) producen una velocidad  $C$  del fluido, el cual combinado con la velocidad del álabe del rotor  $u$ , da la velocidad de entrada al rotor (del fluido) o velocidad relativa  $w$  (las condiciones a la salida del rotor se indican con el subíndice 2). Los ángulos se miden desde el plano de rotación del rotor y  $\alpha$  es el ángulo entre la velocidad absoluta  $C$  y la velocidad del álabe  $U$ .

El ángulo  $\beta$  es el ángulo entre la velocidad relativa  $W$  y  $u$ ; la componente  $C_u$  es la componente de  $C$  en la dirección tangencial (o su proyección en esa dirección), mientras que  $C_x$  es la componente de la velocidad en la dirección axial.

Los diagramas de velocidades son la clave para el análisis de los problemas de turbomaquinaria, por ejemplo, toda la información de velocidades necesaria para la evaluación de la ecuación (6) está contenida en dichos diagramas.

Los ángulos  $\beta_1$  y  $\beta_2$  definen los ángulos necesarios de los álabes para tener un flujo suave y sin separación hacia y desde los álabes.

Para facilitar los cálculos y tener una mejor visión, los diagramas de velocidad se combinan en un solo diagrama en la parte de abajo de la Fig. 14, haciendo la suposición de que la velocidad axial es constante. En los triángulos de entrada y salida, se tiene por la Ley de Cosenos:

$$w^2 = C^2 + U^2 - 2 C_u \cdot \cos \alpha$$

pero:

$$C \cdot \cos \alpha = C_u$$

con lo que se obtiene, para entrada y salida, respectivamente:

$$2 U_1 C_{u1} = C_1^2 + U_1^2 - W_1^2$$

$$2 U_2 C_{u2} = C_2^2 + U_2^2 - W_2^2$$

restando la segunda ecuación de la primera se obtiene:

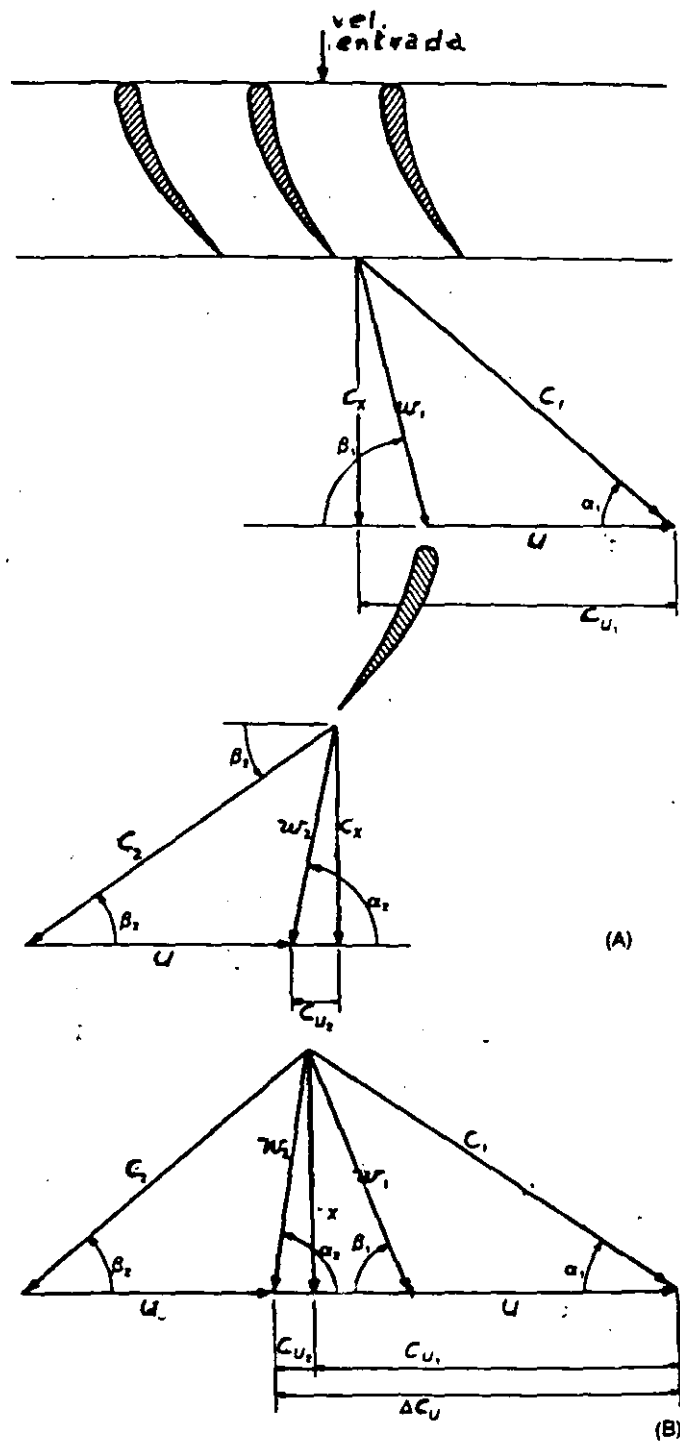


FIG. 14.- DIAGRAMA DE VELOCIDADES EN UNA ETAPA A REACCION DE TURBINA.-A) POR ETAPA.-B) COMBINADAS

$$H_t = \frac{P_{2c}}{\dot{m} g} = \frac{1}{2g} \left[ (C_1^2 - C_2^2) + (U_1^2 - U_2^2) - (w_2^2 - w_1^2) \right] \quad , \quad \text{en m} \quad \textcircled{7}$$

La ecuación (7) anterior, conocida como la ecuación de altura total de turbina ideal, consta de tres términos, cada uno evaluando la energía cinética por kg. de fluido.

El primer término del segundo miembro ( $C_1^2 - C_2^2$ ), representa el cambio de energía cinética entre las secciones de entrada y salida o intercambio de energía debido al impulso, con una caída de presión muy pequeña.

El segundo término ( $U_1^2 - U_2^2$ ), representa el efecto centrífugo-conforme las partículas de fluido viajan en la dirección radial-a través del rotor; este efecto está presente si el fluido cambia de radio entre los puntos de entrada y salida, y es el término predominante en los compresores centrífugos. Tanto en las turbinas como en los compresores axiales, se supone que el radio de entrada del fluido es igual al radio de salida (no siempre correcto) y entonces el término se hace cero.

El término de expansión interna ( $w_2^2 - w_1^2$ ), resulta en las turbinas a reacción, con un incremento en la velocidad relativa conforme el fluido pasa a través del rotor; en la turbina de impulso ideal, éste término es cero, ya que  $w_2 = w_1$ . En las ruedas de impulso reales  $w_2 < w_1$ , debido a la fricción, por lo que el término completo representa una pequeña pérdida.

A pesar de que la ecuación de altura total no se emplea frecuentemente en el análisis de problemas de turbinas, sí sirve como una función útil para ilustrar las fuentes de trabajo disponible en la turbina y muestra también que una cantidad apreciable de energía abandona el rotor (como  $C_2$  y  $w_2$ ) representando la energía cinética que abandona la etapa. La minimización de este efecto es uno de los propósitos del diseño de turbinas y que también depende de las condiciones de operación.

La etapa de una turbina, consiste de un elemento de la máquina en el cual tiene lugar la expansión de una parte de la energía disponible para propósitos de producir energía en la rueda de una turbina.



## II.- TIPOS DE TURBINAS DE VAPOR

Con objeto de tener una perspectiva del campo de aplicación se puede clasificar a los varios tipos de turbinas de acuerdo con su uso.

LA TURBINA DE CONDENSACION es la más común en la práctica de plantas. Esta consiste de una turbina de vapor a la cual se le suministra vapor principal a cualquier presión y temperatura económica; normalmente algo del vapor se extrae para calentamiento de agua, pero la mayoría del vapor pasa a través de la turbina hasta el condensador. La función primaria de la turbina de condensación es la de producir potencia, normalmente es un ciclo diseñado para tener alta economía; el calentamiento del agua de alimentación es incidental al propósito principal que es el de producir potencia. Con mucho, la mayor proporción de las turbinas de vapor usadas en la industria de centrales, son de éste tipo.

LAS TURBINAS SIN-CONDENSACION se usan ya sea en las plantas industriales o en las centrales de fuerza; la característica que las distinguen es que la "presión de escape" está arriba de la atmosférica. En una interpretación estricta, el término se aplica a cualquier turbina que no esté equipada con un condensador para condensar el escape, pero el uso común que se le ha dado es la de presión de escape más arriba que la atmosférica.

Las turbinas sin condensación tienen dos aplicaciones principales:

- . En plantas industriales que requieren vapor de proceso a una presión apreciable.
- . En centrales de fuerza que se modernizan por la superposición de una turbina de alta presión sobre una original y vieja turbina de baja presión de la central.

En esta última aplicación, el vapor de escape de la turbina de alta presión se usa para alimentar a la turbina de baja presión; por éste medio se realiza un ciclo que tiene una presión y temperatura inicial más alta y por lo tanto mejor economía que la instalación original, sin tener que desmantelar la turbina de baja presión, la cual puede aún tener muchos años de vida útil. Normalmente un programa de éste tipo requiere el retiro de la caldera vieja de

baja presión y la instalación de una de alta presión y temperatura, a pesar de que a veces se conserva la caldera vieja en la condición de respaldo para emergencia por fallas en la nueva instalación.

Otro tipo de turbina de uso común, particularmente en el campo industrial, es la TURBINA DE EXTRACCIÓN AUTOMÁTICA; éstas unidades pueden construirse con extracciones automática sencilla, automática doble y más raramente automática triple. La turbina de extracción automática se diseña para extraer cantidades considerables de vapor en alguna etapa durante la expansión; la presión en ésta etapa se mantiene constante en algún valor predeterminado sobre una gran parte de la extracción y el rango de carga, por medio de válvulas automáticas. La turbina de extracción automática (en el tipo de automática sencilla) es prácticamente el equivalente a la turbina sin-condensación de alta presión colocada antes de una turbina de baja presión; la sección de alta presión descarga parte de su vapor a la sección de baja presión y el restante se extrae para otro uso.

Las válvulas de la turbina de baja presión actúan como un regulador de presión y son sensibles a la presión en la línea de extracción; si ésta presión tiende a incrementarse, las válvulas abren, esto es aceptando más flujo de vapor de la sección de alta presión y restableciendo la presión. De esta manera, la presión puede mantenerse casi a un valor constante sobre un rango amplio; esta apertura de las válvulas a la sección de baja presión podría normalmente incrementar la potencia de salida.

Se emplea un gobernador de velocidad para controlar las válvulas de la sección de alta presión y el regulador de presión para controlar las válvulas de la sección de baja presión; debido a la flexibilidad de éste tipo de turbinas y a la complicación extra en su construcción, normalmente los fabricantes cargan un precio más alto que el equivalente a una turbina de condensación.

Debido a las válvulas extras dentro de la turbina y a la necesidad de que el diseño de las etapas cubran un amplio rango de condiciones de operación, la eficiencia de la turbina es más baja que una turbina de condensación - -

equivalente entre 1 y 3% a la potencia nominal y mayores porcentajes a potencias más bajas.

Las turbinas pueden también clasificarse como de GENERACION DE POTENCIA y unidades de TRANSMISION MECANICA que se emplean para generación eléctrica y para accionar equipo mecánico, respectivamente.

Con relación a las características de fabricación, las turbinas pueden clasificarse como de ESTRANGULAMIENTO, MULTIVALVULAS, VALVULA DE SOBRECARGA y VALVULA DE ETAPA; ésta designación describe el método de control y se muestra esquemáticamente en la Fig. 11-1.

La turbina de estrangulamiento está equipada con una válvula en la línea de vapor, la cual incrementa o disminuye la carga en la turbina cambiando la presión de admisión de vapor; éste método de control, a pesar de que es muy económico desde el punto de vista de costo inicial y es aceptable en muchos casos, no dá la mejor eficiencia sobre el rango de carga. En el punto de plena carga, con la válvula de estrangulamiento totalmente abierta, una turbina de éste tipo es tan eficiente (y en algunos casos más) que una multiválvulas a bajas cargas, la eficiencia disminuye mucho debido a que la turbina es alimentada con presión más baja que la presión de diseño, porque la válvula de estrangulamiento baja la presión original a algún valor más bajo antes que el vapor llegue a la turbina propiamente dicha.

La turbina multiválvulas o de válvulas múltiples, está equipada con una serie de válvulas diseñadas para suministrar vapor a grupos separados de toberas en la primera etapa de la turbina; el mérito de éste arreglo es que la eficiencia del ciclo a bajas cargas se mejora grandemente sobre la de la turbina de estrangulamiento. El mejoramiento se logra porque se permite que la turbina opere a la presión plena de vapor y flujo reducido por el suministro de vapor a una área pequeña de toberas en la primera etapa; éste método de control utiliza la presión nominal de la caldera a través de casi todo el rango de carga dando mejor economía sin sacrificar la flexibilidad. Las válvulas se operan en secuencia por una flecha de levas u otro dispositivo bajo control del gobernador. En éste arreglo, hay una disminución en la eficiencia de la primera etapa de la turbina a bajas cargas, pero es más que compensada por el uso de la presión plena, dando una ganancia neta considerable en el comportamiento.

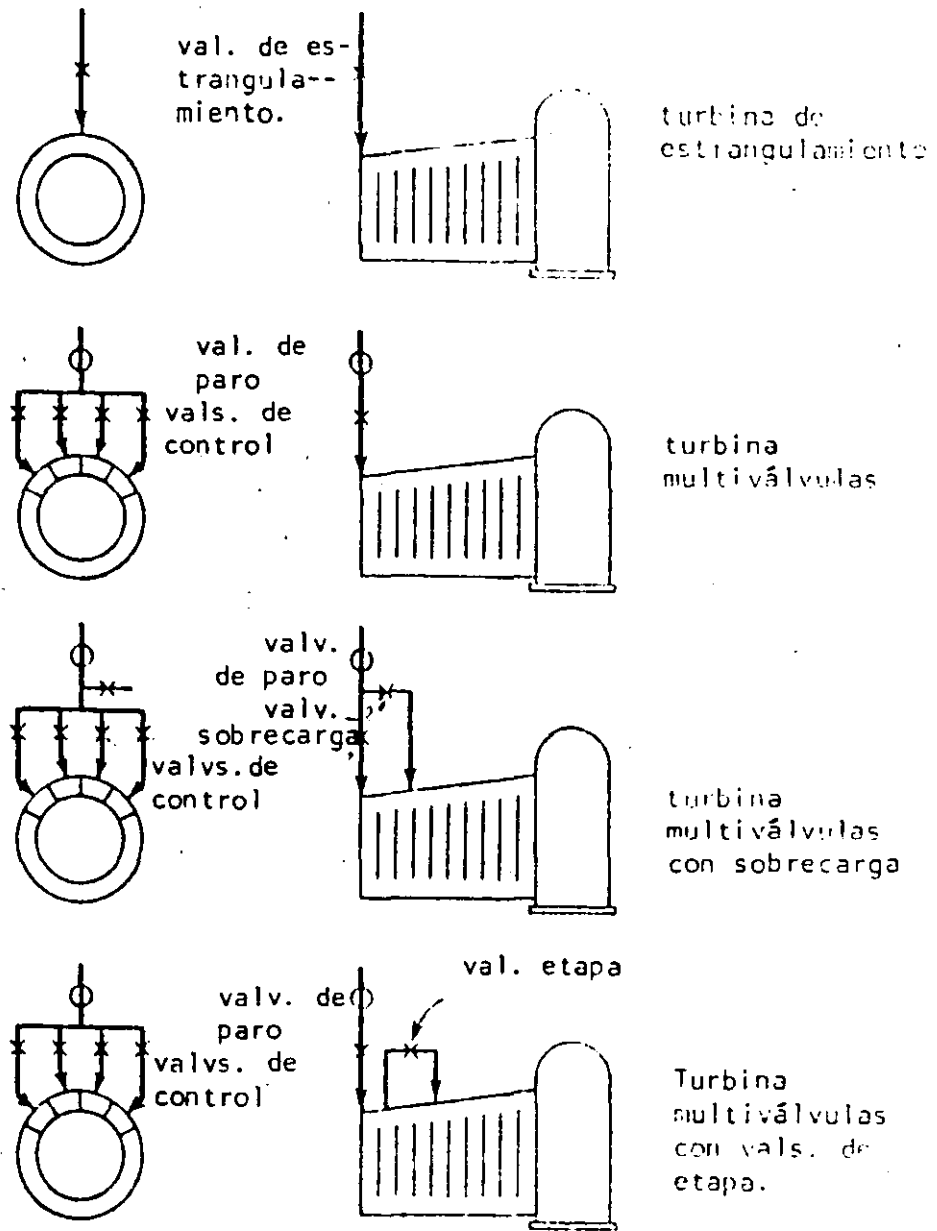


FIG. II-1.- ARREGLOS DE VALVULAS EN TURBINAS

La turbina tipo válvula de sobrecarga normalmente está equipada con válvulas de control múltiples, pero en adición tiene una (o más) válvula separada que permite que parte del vapor principal se admita una (o más) etapa más baja de la turbina. En esta "etapa de sobrecarga" se permite que la presión llegue hasta casi la presión de línea, produciendo un aumento considerable del flujo que pasa por la turbina que el que pasaría si todo el vapor tuviera que pasar a través de la relativamente pequeña área de toberas de la primera etapa.

Cuando la presión en la etapa de sobrecarga, considerando que sea la primera etapa, llega hasta un valor alto, el flujo que pasa a través de la primera etapa se reduce grandemente por la presión altamente restrictiva en la carcasa de la primera etapa, hasta que finalmente casi no pasa vapor a través de ésta; en este arreglo, las partes de la turbina deben ser hechas mecánicamente lo suficiente fuertes para soportar las cargas mecánicas adicionales por el flujo de vapor más alto. Normalmente se tiene un ligero sacrificio en la eficiencia debido a la reducción en el flujo de la primera etapa a el punto donde la primera etapa produce muy poca potencia que aún en algunos casos se convierte en decremento, requiriéndose potencia del resto de la turbina para vencer las pérdidas de movimiento del viento. La ventaja de este arreglo (válvula de sobrecarga) es que la turbina puede diseñarse para llevar la máxima carga sin sacrificar el comportamiento a más bajas cargas.

La turbina con válvula de etapa es similar en algunos aspectos a la turbina de sobrecarga, siendo la principal diferencia que tiene una válvula para derivar (by-pass) vapor del espacio siguiente de la primera etapa (carcasa de primera etapa) a una etapa más baja, generalmente la tercera o cuarta etapa; en este arreglo todo el vapor se pasa a través de la primera etapa, con lo cual se reduce su temperatura, lo cual es particularmente deseable en turbinas de alta temperatura. El propósito de la etapa de derivación es el de evitar que la presión en la carcasa de la primera etapa aumente a un valor tan alto que el flujo a través de las toberas de la primera etapa se restrinja demasiado, requiriéndose entonces una área de toberas grande; la forma de evitar lo anterior es diseñando la segunda etapa y las etapas que siguen con áreas de toberas más grandes, lo que permite que la presión en la carcasa de la primera etapa nunca exceda el valor deseado. Por otra parte, tal diseño podría requerir que la primera etapa de la turbina tenga asignada a esta a -

cualquier fracción dada de flujo de diseño, que en el caso del diseño con válvula de etapa.

Está claro que la asignación de más de la energía disponible necesaria a la primera etapa de una turbina es perjudicial al comportamiento a bajas cargas porque la primera etapa tiene una eficiencia menor que las siguientes etapas. En ésta forma, la turbina de válvula de etapa permite obtener mejor economía a bajas cargas, de la misma forma que lo hace la turbina de válvula de sobrecarga, pero al mismo tiempo permite que la temperatura de la línea de vapor baje a un valor más tolerable antes de que encuentre a la mayor porción mecánica de la turbina; por esta razón, la turbina tipo válvula de etapa se usa más frecuentemente en el rango de alta temperatura. Similarmente a la turbina tipo válvula de sobrecarga, hay una pérdida en la eficiencia de la turbina, porque como la mayoría del vapor es derivado alrededor de la segunda, tercera y cuarta etapas, muy poco trabajo se hace en estas etapas y frecuentemente requieren, potencia del resto de la turbina para suplir sus pérdidas de viento. El vapor que pasa a través de la válvula de derivación experimenta una pérdida de estrangulamiento, la cual también contribuye a la pérdida neta de eficiencia.

PRACTICAS NORMALES Y TENDENCIAS.- Los primeros años de la historia de las turbinas de vapor están llenos de máquinas con diseños no-ortodoxos; probablemente la más desusual separación de la práctica moderna fue la turbina vertical, arreglada con su flecha dispuesta en una dirección vertical, habiéndose construido muchas unidades de este tipo. En la actualidad la turbina horizontal se usa universalmente.

Otra característica de las primeras turbinas fue el frecuente y generoso uso de las etapas de velocidad-compuesta, ahora conocidas como dos hileras de ruedas; este tipo de etapa consistiendo de una tobera y dos ruedas móviles de álabes con unas aspas de giro entre las hileras móviles, era inferior en eficiencia pero extremadamente flexible en sus características, habiéndose construido muchas turbinas que usaban varias de tales etapas en serie. Las modernas turbinas todavía usan este tipo de etapa por los amplios requerimientos de variación de la primera etapa en una turbina de etapas múltiples, aunque por lo general solo una de dicha etapa se usa en una turbina dada.

La experiencia ha mostrado que la turbina horizontal de etapas múltiples y multi-válvulas es con mucho la más aceptable desde cualquier punto de vista.

Una de las tendencias más destacadas al principio de la historia de las turbinas hasta el presente ha sido el incremento en la velocidad de operación de las turbinas y generadores; mientras que las primeras unidades operaban a 1200 rpm en tamaños grandes, las grandes turbinas modernas están construidas para la máxima velocidad permisible en un sistema eléctrico de 60 ciclos, que es de 3600 rpm.

El principal efecto de la tendencia a altas velocidades fue la reducción en peso de las unidades, en tal forma que se ha podido hacer frente a las altas presiones y temperaturas, por la reducción de diámetro que acompaña a las altas velocidades. Puesto que las velocidades periféricas de los elementos en las turbinas-generadores no son menores a las que había en los de baja velocidad antiguas, los esfuerzos no se han reducido.

Las capacidades de las más grandes unidades son más bajas a altas velocidades que a bajas velocidades, porque están limitadas económicamente por el tamaño de las paletas de la última etapa que pueden construirse; la capacidad económica de una turbina de vapor es aproximadamente proporcional al área proyectada de la longitud activa de la última etapa de paletas. Al doble de velocidad los diámetros son aproximadamente  $1/2$  más de largo y las alturas de las paletas son aproximadamente  $1/2$  más grande, de manera que el área es aproximadamente  $1/4$  más grande; por esta razón, la capacidad permisible de unidades de 3600 rpm es aproximadamente  $1/4$  de la capacidad permisible en unidades de 1800 rpm.

El tamaño económico de las turbinas es más grande conforme las condiciones iniciales del vapor son más altas de manera que puesto de la turbina de 3600 rpm puede acreditársele apropiadamente con permitir condiciones de vapor más altas, su máxima capacidad por la última etapa es considerablemente mayor que  $1/4$  de la máxima capacidad de la turbina de 1800 rpm.

Tanto la presión como la temperatura se han incrementado desde los primeros días de las turbinas de vapor; el mayor incremento en temperatura ha -

sido permitido por el descubrimiento de mejores aleaciones de aceros y mejor conocimiento de los materiales empleados en las turbinas. Entre estos destaca el Molibdeno (Mo), el cual ha permitido la fabricación de turbinas hasta de 540°C (1000°F) sin problemas; puede decirse que el progreso más allá del nivel de los 400°C (750°F) fue posible por el uso del Mo en el acero de las turbinas.

El desarrollo de las presiones y temperatura de vapor para las turbinas ha sido como sigue:

Antes de 1920 - 28 kg/cm<sup>2</sup> - 400°C  
Decada de 1920's- 85 kg/cm<sup>2</sup> - 400°C  
Decada de 1930's- 85 kg/cm<sup>2</sup> - 510°C  
Decada de 1940's-169 kg/cm<sup>2</sup> - 566°C  
Decada de 1950's-197 kg/cm<sup>2</sup> - 566°C  
Decada de 1960's-225 kg/cm<sup>2</sup> y mayores 593°C

A partir de los años 1960's ya no ha habido aumentos en las presiones y temperaturas de equipos comerciales; más bien se ha tenido una disminución tanto en la presión como temperatura estableciéndose comercialmente como los valores más confiables 169 kg/cm<sup>2</sup> y 538°C para las unidades más grandes.

ESTANDARES PREFERIDOS.- Con la adopción casi universal de altas presiones y temperaturas en las plantas se llegó a la formulación de condiciones estándares preferidas de vapor promovida principalmente por la sociedad Americana, de Ingenieros Mecánicos (ASME = American Society of Mechanical Engineers).

Los anteriores estándares preferidos condujeron a la estandarización de las condiciones de diseño con beneficios tanto para los fabricantes como para los usuarios; los primeros estándares tentativos fueron emitidos en el año de 1945 por la ASME.



Las características significativas de los estándares incluyen principalmente lo siguiente:

- . Capacidad de unidades
- . Uno a dos valores estandar para la temperatura y presión de estrangulamiento.
- . Número definido de aperturas de extracción para cada turbina con valores especificados de temperatura en cada apertura cuando opere el turbo-generador a su capacidad nominal con extracción plena en todas las aperturas.
- . Capacidad garantizada de la turbina, en kw de salida en las terminales del generador, con un % (7 ó 10) sobre la capacidad nominal del turbo-generador.
- . Especificación del factor de potencia (85%) a la capacidad nominal, pero con presiones de mayor capacidad en KVA en proporción a la capacidad de la turbina; también que la relación de corto-circuito del generador debe ser de 0.8 de la capacidad nominal.
- . Las unidades hasta 11,500 KW serán con generador enfriado con aire y los mayores enfriados con hidrógeno a una presión de  $0.035 \text{ kg/cm}^2$  máx. y con 15% de capacidad adicional en KVA sobre la nominal cuando la presión del hidrógeno se incremente a  $1.056 \text{ kg/cm}^2$  máx.

### III PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.- RENDIMIENTOS, PERDIDAS.-

#### 1. FUNCIONAMIENTO

La turbina de vapor es un motor térmico rotativo en donde el calor del vapor se transforma en trabajo mecánico.

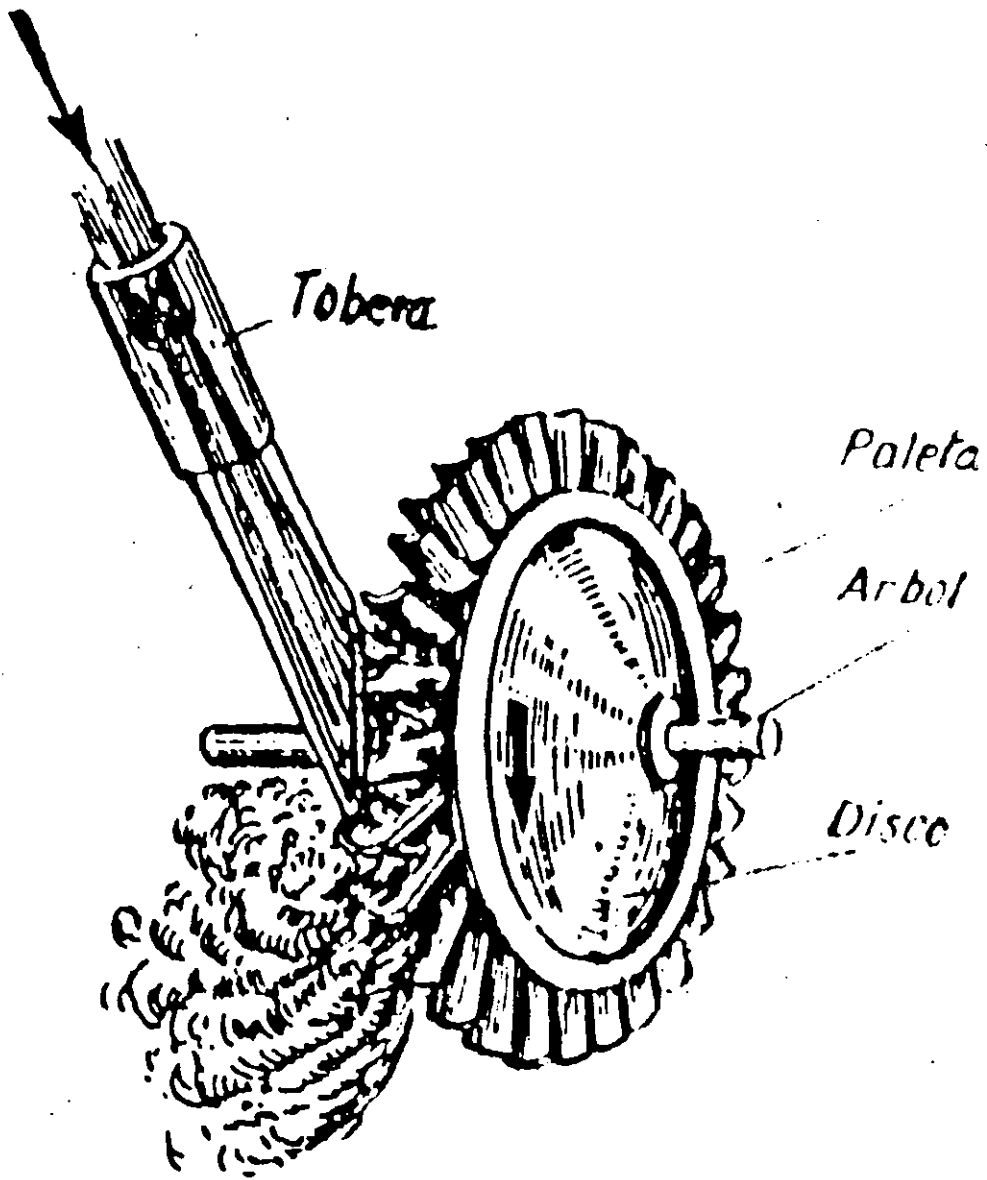
La turbina de vapor mas simple, Fig III-1, consta de un disco - en cuya periferia se colocan, dispuestas radialmente, una -- cantidad de álabes. Junto a los álabes, se coloca una tobera, es decir, una pieza de forma especial (semejante a un em budo), por donde el vapor penetra, se expande y disminuye su presión; debido a esta expansión, la vena de vapor alcanza - una velocidad muy alta, de cientos de m/s, y al golpear los- álabes gira al rotor con un movimiento contínuo y uniforme. El vapor abandona los álabes con presión y velocidad reduci- da; la flecha de la turbina se acopla con la flecha de algu- na otra máquina que utilice la energía mecánica.

La turbina de vapor se emplea mejor para accionar máquinas - de velocidad alta, como por ejemplo: generadores en centra- les eléctricas, turbocompresores y turbosopladores en la in- dustria petrolera y siderúrgica, bombas centrífugas, etc. -- asimismo, se emplea mucho en la navegación para propulsar naves

Con relación a otros motores térmicos, la turbina de vapor - presenta las siguientes ventajas importantes:

- . En la turbina, el movimiento rotatorio se obtiene directa- mente, sin que sean necesarios mecanismos de biela-manivela como en las máquinas de pistón.
- . Se pueden construir para potencias muy grandes; en la ac- tualidad funcionan turbinas de más de un millón de kW.
- . El consumo específico de vapor es bajo.
- . El peso específico (kg/kw) es relativamente bajo.

El esquema de la turbina de vapor representado en la Fig III-1, es un esquema demasiado simplificado; en la realidad, la turbina de vapor es una máquina complicada, formada por un número grande de piezas con diferentes funciones, y los procesos



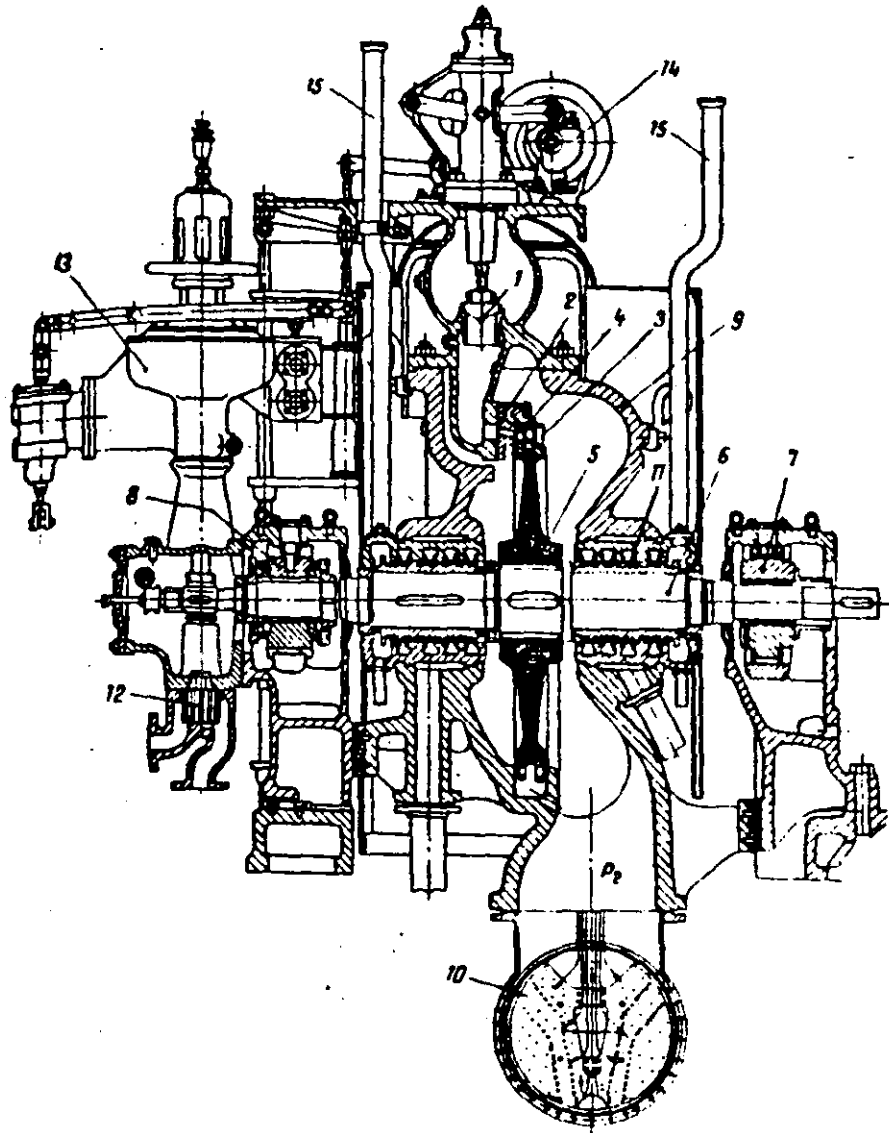
que tienen lugar son complejos.

En forma breve, el modo de funcionamiento de una turbina de vapor es el siguiente, de acuerdo con la Fig. 2:

El vapor proveniente de la caldera es enviada por la tubería o conducto principal de vapor a la turbina, en donde a través de la válvula principal, de paro o estrangulamiento, llega a la válvula de regulación (1) y de ahí a la tobera (2) que de hecho es un canal perfilado en donde tiene lugar la transformación de la energía potencial del vapor (entalpía) en energía cinética. La vena de vapor sale de la tobera con una velocidad alta y golpea el álabe móvil (3) fijo al rotor de la turbina al cual hace girar; los álabes móviles están fijos al disco (5) y están dispuestos radialmente en toda la circunferencia, en hileras múltiples dependiendo de la potencia de la turbina. El disco se fija a la flecha de la turbina (6) que se apoya en los dos cojinetes (7) y (8); la flecha, el disco y los álabes móviles constituyen el rotor de la turbina, es decir, las piezas que giran bajo la acción impulsora transmitida por la vena de vapor.

De la primera hilera de álabes móviles (3), el vapor penetra en la primera hilera de álabes fijos (4), llamados álabes directrices, los cuales se fijan a la carcasa de la turbina (9); en los álabes fijos o directrices, el vapor cambia de sentido, para entrar después en la siguiente hilera de álabes móviles en la misma dirección que lo hizo en la primera hilera de álabes móviles.

Después de recorrer en serie todas las hileras de álabes móviles y fijos efectuando trabajo mecánico, el vapor penetra al condensador (10) en donde se enfría; el condensador es un recipiente grande en cuyo interior hay una gran cantidad de tubos, normalmente de aleación de cobre, por los que circula agua fría. Al entrar en contacto el vapor con estos tubos fríos, se condensa.



SECCION LONGITUDINAL DE TURBINA DE VAPOR; 1.- Válvula de admisión y regulación; 2.- Tobera; 3.- Alabes móviles; 4.- Alabes directrices; 5.- Disco; 6.- Flecha; 7.- Cojinete radial; 8.- Cojinete radial axial; 9.- Carcasa; 10.- Condensador; 11.- Sellos; 12.- Bomba de aceite; 13.- Regulador; 14.- Leva; 15.- Conducto para evacuación de vapor de sellos.

El agua condensada cae a la parte inferior del condensador, de donde es extraída por la bomba (centrífuga) de extracción de condensado, que la envía al tanque de reserva (oscilación o deareador), de donde es succionada por la bomba de agua de alimentación para enviarla a la caldera.

Debido a la condensación, el vapor pasa de un volúmen específico grande a un volúmen específico pequeño, formándose por esta razón un vacío en el condensador.

Junto con el vapor penetra aire en el condensador, que se haya disuelto en el agua de alimentación o que entra por diferentes partes no-estancas. Para conservar el vacío en el condensador, que es un aspecto de lo más importante para el buen funcionamiento y rendimiento de la turbina, debe sacarse el aire del condensador en forma continua, con una bomba llamada eyector.

Para condensar el vapor en el condensador, es necesaria una gran cantidad de agua fría, que es bombeada hacia el condensador por una bomba (centrífuga) llamada bomba de agua de circulación; al condensar al vapor, el agua de circulación absorbe calor y se calienta, por lo que, a la salida del condensador, estando caliente no puede ser utilizada de nuevo, en estas condiciones, para enfriamiento. Bajo estas circunstancias se debe emplear una nueva cantidad de agua fría, captada de un río, lago o mar (caso de circuito abierto) o bien, enfriar el agua en una instalación especial llamada torre de enfriamiento o estanque de enfriamiento, en el caso de circuito cerrado.

En las centrales termoeléctricas, el vapor (portador del calor) recorre un circuito cerrado (ciclo térmico o de potencia) a través de: caldera-turbina-condensador-calentadores-caldera,

---

La operación de todas las máquinas diseñadas para producir trabajo mecánico a partir de la energía térmica está basada en un conjunto fundamental de principios conocidos como la 1ª, y la 2ª. ley de la termodinámica.

A pesar de que éstas leyes son simples en su definición, tienen ramificaciones extensivas y su -----

aplicación apropiada es esencial en casi todos los campos de la ingeniería.

La primera ley de la termodinámica es una forma de la ley de la conservación de la energía y puede definirse en forma simple como sigue:

- "Cuando una cantidad de energía de calor desaparece, aparece una cantidad equivalente de energía mecánica, eléctrica o química".

La segunda ley de la termodinámica se relaciona con la proporción de energía de calor disponible que puede ser convertida a energía mecánica. La definición original de Clausius de esta ley fué la siguiente: "la transformación de calor a trabajo es siempre dependiente de la caída de temperatura y de la transferencia de calor a un nivel mas bajo de temperatura".

Esta ley (2a.) ha sido redefinida en numerosas formas, pero la más útil para un ingeniero es quizá la siguiente:

- "Es imposible construir una máquina que suministre trabajo mecánico derivado solo del enfriamiento de una fuente simple de calor si no se rechaza calor a un depósito o reservorio a una temperatura mas baja".

Analizando ésta definición puede establecerse que los requerimientos para producir energía mecánica de la energía térmica son los siguientes:

Primero.- Una fuente de calor

Segundo.- Una máquina o dispositivo para convertir una parte de la energía térmica en trabajo mecánico.

Tercero.- Un depósito, reservorio ó resumidero de calor a una temperatura mas baja que la fuente, a la cual pueda fluir el calor.

Cuarto.- Un fluido de trabajo, el cual proporciona el medio de transporte de la energía térmica de una parte a otra del sistema.

De ésta 2a. ley se deduce que no importa la clase de máquina que se utilice, una parte de la energía de calor nunca podrá ser convertida a *trabajo* y tiene que rechazarse al resumidero.

A pesar de que ésta ley nunca ha sido probada en un <sup>científico</sup> sentido riguroso y ha sido sujeta a dudas y críticas, nadie hasta la fecha ha demostrado que falle.

---

## 2. PROCESO TERMODINAMICO EN LA TURBINA DE ACCION

### a. Turbina de acción con etapa de presión.-

En las turbinas de acción, la expansión del vapor tiene lugar solo en las toberas; el vapor entra en la tobera con una presión  $P_0$  y una temperatura  $t_0$ , al que le corresponde una entalpia  $h_0$  y una velocidad de  $c_0$ , ésta última despreciable.



Considerando el proceso teórico, es decir, sin cambio de calor con las paredes de la tobera y sin pérdidas por fricción, la expansión del vapor es adiabática.

La presión disminuye en la etapa, de la presión de entrada  $P_0$  hasta la presión de salida  $P_1$ ; a ésta expansión le corresponde una caída continua de entalpia de  $h_0$  a  $h_{1t}$  y un aumento continuo en volumen específico y en velocidad de paso.

En el diagrama  $h-s$  (entalpia-entropia), la expansión adiabática se representa por la etapa vertical entre el punto inicial  $O$  (Fig. a) colocado en la intersección de la isóbara  $p_0$  con la isoterma  $t_0$ , y el punto final  $1t$  colocado en la isóbara  $p_1$ .

La diferencia de entalpia  $h_0$  menos  $h_{1t}$ ,  $h_{ad}$  es:

$$h_{ad} = h_0 - h_{1t}$$

y se conoce como diferencia teórica de entalpia, caída adiabática de entalpia o caída teórica de entalpia.

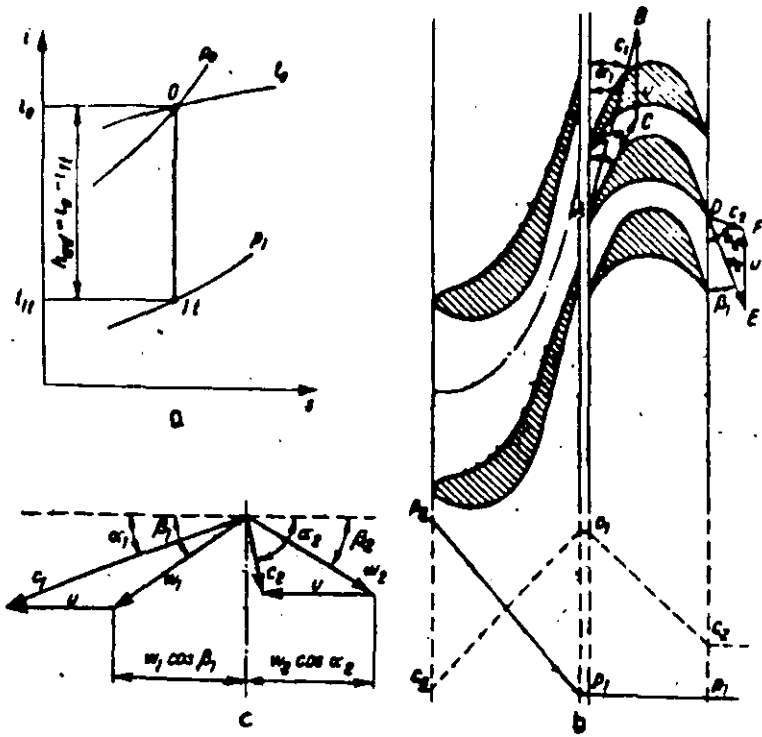
La velocidad del vapor a la salida de la tobera,  $C_1$ , con la que golpea al álabe o paleta móvil, tiene el valor dado por la siguiente relación:

$$C_1 = 91.53 \psi \sqrt{h_{ad}} = 91.53 \psi \sqrt{h_0 - h_{1t}}, \text{ en m/s.}$$

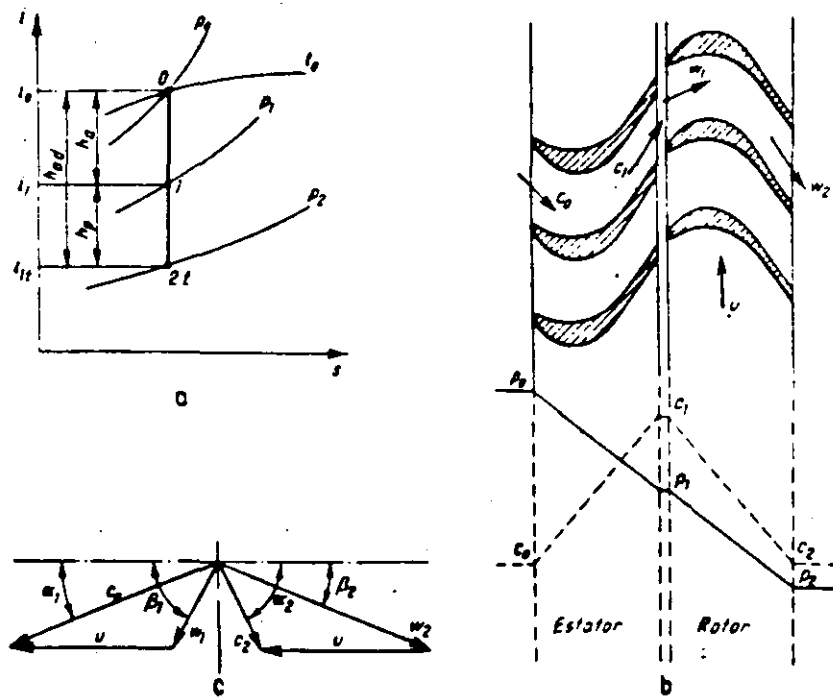
en donde  $\psi$  es un coeficiente de velocidad de la tobera, con valores menores de la unidad debido a la fricción en la tobera.

En el paso por los canales entre los álabes móviles, siguiendo la forma de estos canales, el vapor es obligado a cambiar de dirección de paso, ejerciendo sobre los álabes una fuerza que produce el giro del rotor.

Dentro de una turbina de acción, en la tobera, la presión del vapor disminuye y la energía potencial (entalpia) se



PROCESO TERMODINAMICO DE LA ETAPA DE UNA TURBINA DE ACCION



PROCESO TERMODINAMICO DE LA ETAPA DE UNA TURBINA DE REACCION

transforma en energía cinética; en los canales entre -- los álabes móviles, la presión del vapor permanece constante y la energía cinética se transforma en trabajo mecánico.

Para comprender cómo se realiza la transformación de energía cinética en trabajo mecánico, es necesario conocer -- cómo se desarrolla el paso del vapor entre los álabes y cómo varía la velocidad del vapor en este proceso.

Si el diámetro medio del disco con el álabe es  $D$  y su velocidad  $n$  (en rpm), la velocidad periférica  $u$  del álabe, medida cerca del diámetro  $D$ , es:

$$u = \frac{\pi D n}{60}, \text{ en m/s}$$

El vapor sale de la tobera con una velocidad  $C_1$  y con -- una dirección que hace con el plano de rotación de las paletas un ángulo  $\alpha_1$ , y después entra en los canales entre los álabes móviles; la velocidad  $C_1$  es la velocidad absoluta del vapor, es decir, medida con relación a la tobera que es fija. Con relación al álabe móvil, el vapor tiene una velocidad relativa  $w_1$ ; conociendo las dos velocidades  $C_1$  y  $u$ , se puede determinar la velocidad relativa  $w_1$ , a partir de las leyes conocidas de la mecánica:

$$\bar{w}_1 = \bar{c}_1 - \bar{u}$$

o bien, gráficamente construyendo el triángulo vectorial de velocidad que se muestra en la Fig. c.

Las toberas con etapas de presión de acción, se construyen con un ángulo  $\alpha_1$ , de alrededor de  $14^\circ$ .

El ángulo  $\beta_1$ , resulta de construcción y representa el -- ángulo que hace la velocidad relativa del vapor  $w_1$ , con relación al plano de rotación de los álabes, es decir, -- el ángulo que hace el chorro de vapor al entrar en los canales entre álabes.

El vapor se desplaza en la longitud del canal entre álabes y sale de él, con una velocidad relativa  $w_2$ , que hace con el plano de rotación un ángulo  $\beta_2$ ; la velocidad relativa de salida  $w_2$  es igual a la velocidad relativa de entrada  $w_1$ , debido a que la presión del vapor permanece constante, en el caso de turbina ideal cuando el flujo se realiza sin fricción. En el caso de flujo real, con fricción, la velocidad relativa de salida  $w_2$ , es ligeramente menor que la velocidad relativa de entrada  $w_1$ . La velocidad absoluta  $C_2$  del vapor a la salida del álabes y el ángulo  $\alpha_2$  (aproximadamente  $90^\circ$  en las turbinas de acción), que esta velocidad hace con el plano de rotación, se determinan construyendo el triángulo vectorial en el que se conoce  $w_2$ ,  $\beta_2$  y  $u$ .

Para que la etapa de presión en la turbina de acción funcione con rendimiento máximo, la relación  $u/c_2$ , debe ser de 0.45 a 0.50, es decir, que la velocidad periférica del álabes debe ser aproximadamente la mitad de la velocidad del vapor a la salida de la tobera.

En la parte de abajo de la Fig. b, está representada la variación de la presión y velocidad absoluta del vapor a lo largo de la tobera y del álabes.

El triángulo ABC se refiere a la entrada del vapor al álabes y el triángulo DEF a la salida del álabes; se conocen como triángulos de velocidad y se pueden representar más simplemente sin dibujar la tobera y el álabes como en la Fig. c.

La energía cinética del vapor a la entrada en el álabes móvil con velocidad  $C_1$ , expresada en unidades caloríficas (kcal/kg) es de  $A \frac{C_1^2}{2g}$  y a la salida del álabes es  $A \frac{C_2^2}{2g}$ ; debido a la disminución de esta energía cinética se produce trabajo mecánico, de acuerdo con la siguiente expresión:

$$T = A \frac{C_1^2}{2g} - A \frac{C_2^2}{2g} = \frac{A}{2g} (C_1^2 - C_2^2), \text{ en kcal/kg.}$$

Este es el trabajo mecánico producido por 1 kg. de vapor en el tiempo de 1 segundo en el álabe de una etapa de acción ideal, es decir, sin tener en cuenta la fricción.

El flujo real está acompañado de fricción, lo que causa-se consuma una parte de la energía cinética del vapor. El trabajo mecánico consumido para vencer la fricción  $T_f$  para 1 kg. de vapor, es igual a la diferencia entre la energía cinética correspondiente a la velocidad relativa  $w_1$ , del vapor a la entrada del álabe y la energía cinética correspondiente a la velocidad relativa del vapor a la salida del álabe  $w_2$ , es decir:

$$T_f = \frac{A}{2g} (w_1^2 - w_2^2) \quad , \text{ en kcal/kg.}$$

El trabajo mecánico útil  $T_u$ , producido por 1 kg. de vapor de flujo real por el álabe, es igual a:

$$T_u = T - T_f = \frac{A}{2g} [(C_1^2 - w_1^2) - (C_2^2 - w_2^2)], \text{ en kcal/kg}$$

La etapa en la que el vapor produce trabajo mecánico trabajando en una corona o hilera sencilla de álabes móviles, se conoce como etapa de presión.

b. Turbina de acción con etapa de velocidad.-

La etapa en la que el vapor produce trabajo mecánico, -- trabajando sucesivamente en múltiples coronas o hileras de álabes móviles, se conoce como etapa de velocidad.

Las turbinas modernas, de gran potencia, se alimentan -- con vapor de parámetros altos y la expansión se hace hasta una presión muy reducida. En el caso de que la caída adiabática de entalpia tuviera lugar en una sola etapa, -- la velocidad del vapor  $C_1$  a la salida de la tobera alcanzaría valores muy altos y para que el rendimiento de la etapa sea máximo, la velocidad periférica  $u$  del álabe, debe así mismo ser alto, que produce fuerzas centrífugas que los materiales comerciales actuales no pueden resistir.

En la actualidad, los materiales usados normalmente en la fabricación de rotores, resisten velocidades de cerca de 350 m/s. y en el caso de aceros especiales, hasta 450 m/s.; para fabricar turbinas con buenos rendimientos -- (con valores óptimos de la relación  $u/c$ ), sin sobrepasar los valores permitibles para la velocidad periférica, se fabrican turbinas de acción con etapa de velocidad -- (rueda Curtis).

En estas turbinas, en el disco se montan dos, y más raramente tres coronas o hileras de álabes móviles y entre estas se introducen respectivamente coronas o hileras de álabes fijos montados en la carcasa; las toberas se colocan antes de la primera hilera de álabes móviles (Fig. 5).

El vapor se expande en la tobera desde la presión  $p_0$  hasta la presión  $p_1$ , que es con la que abandona la turbina; de la tobera, el vapor sale con una velocidad absoluta  $c_1$  y penetra en la primera hilera de álabes móviles, que se desplazan con una velocidad  $u$ . En el paso por los álabes de la primera hilera de álabes móviles, una parte de la energía cinética del vapor se transforma en trabajo mecánico y el vapor abandona estos álabes con una velocidad  $c_2$  bastante alta (algunos cientos de m.s.) y por lo tanto, con una energía cinética también alta.

Para que la anterior energía cinética sea utilizada, el vapor se introduce en una segunda hilera de álabes móviles, en la cual, tiene lugar un proceso semejante al de la primera hilera y la mayor parte de la energía cinética que trae el vapor, se transforma en trabajo mecánico; entonces el vapor abandona los álabes con una velocidad reducida  $c'_2$ .

Para que la vena de vapor golpee la segunda hilera de -- álabes móviles en la misma dirección que lo hizo en la -- primera hilera, es necesario modificar la dirección de salida de la primera hilera con ayuda de álabes directrices fijados a la carcasa.

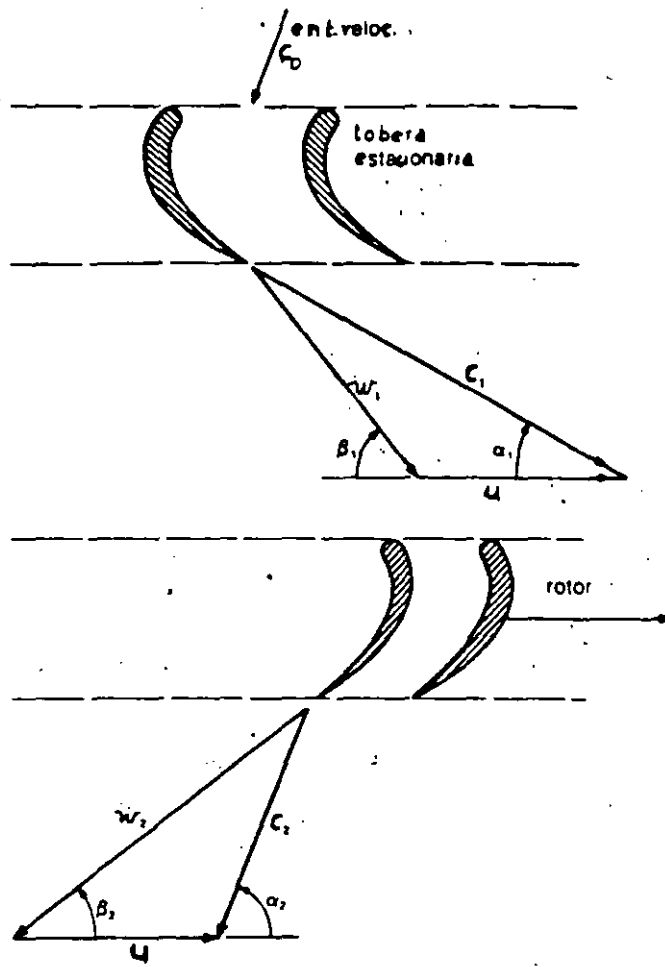
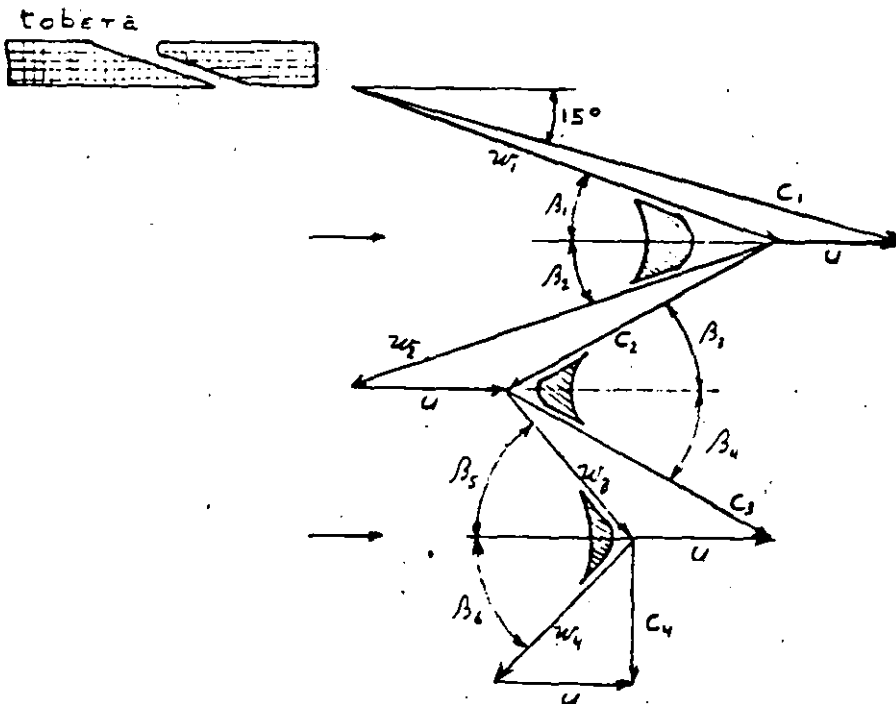


FIG. .-. FLUJO EN UNA ETAPA A REACCION DE TURBINA



Condiciones ideales:

$\beta_1 = \beta_2$

$w_1 = w_2$

$\beta_3 = \beta_4$

$c_2 = c_3$

$\beta_5 = \beta_6$

$w_3 = w_4$

FIG. .-. FLUJO A TRAVES DE UNA ETAPA DE VELOCIDAD DE TURBINA

En las turbinas con etapas de velocidad, el vapor se expande solo en la tobera, permaneciendo constante la presión en el paso por los álabes. Como puede observarse - en la parte de abajo de la Fig. 5, la velocidad del vapor aumenta en la tobera y disminuye progresivamente en el - paso por los álabes, debido a la transformación de energía cinética del vapor en trabajo mecánico y debido a -- las pérdidas por fricción.

En las turbinas con dos hileras de álabes móviles, el valor de la relación  $u/c$ , correspondiente al rendimiento-máximo es de 0.21 a 0.24 y en las de tres hileras de álabes móviles es de 0.14 a 0.17.

El trabajo mecánico es igual a la suma del trabajo mecánico producido por el vapor en cada una de las dos o tres hileras de álabes móviles.

La etapa de velocidad es empleada mucho en las turbinas combinadas; en éstas, normalmente tienen la primera etapa de velocidad (usualmente de dos hileras) seguidas de un número de etapas de presión.

Debido a la expansión importante del vapor que tiene lugar en la etapa de velocidad, ésta puede sustituir de -- cinco hasta diez etapas de presión, con lo cual se disminuye el costo de la turbina frente a una reducción muy - pequeña del rendimiento.

### 3. PROCESO TERMODINAMICO EN LA TURBINA DE REACCION

En las turbinas de reacción, el vapor se expande, tanto en la tobera, como en los álabes móviles; si a la entrada de la tobera, la presión del vapor es  $p_0$ , la temperatura  $t_0$  y la entalpia  $h_0$  (fig. 6a), en la tobera la expansión se hace hasta la presión  $p_1$  a la que le corresponde la entalpia  $h_1$  con la que el vapor penetra entre los álabes móviles. En los álabes móviles se continúa la expansión del vapor de la presión  $p_1$ , hasta la presión  $p_2$  con la que abandona la etapa.



La caída de entalpia total de la etapa ( $h_{ad}$ ) desde la -- presión  $p_0$  hasta la presión  $p_2$  está así repartida; aproximadamente la mitad de la caída adiabática de entalpia ( $h_a = h_0 - h_1$ ), se realiza en la tobera y el resto ( $h_p = h_1 - h_{2t}$ ) en los álabes móviles.

En la tobera, por la expansión, la energía potencial del vapor (entalpia), se transforma en energía cinética. En los álabes móviles, se transforma en trabajo mecánico, - tanto la energía cinética producida por la expansión del vapor en la tobera, como la energía cinética producida - por la expansión del vapor en los álabes móviles.

Una de las características de las turbinas de reacción, - es el grado de reacción  $\rho$ , es decir, la relación entre - la caída adiabática de entalpia en el álabe móvil y la - caída adiabática de entalpia total en la etapa:

$$\rho = \frac{h_p}{h_{ad}} = \frac{h_p}{h_a + h_p}$$

Normalmente las turbinas de reacción tienen un grado de reacción de 0.5., es decir, la caída adiabática de entalpia en la tobera es igual a la caída adiabática en el -- álabe móvil.

Debido a que en las turbinas de reacción, tanto en la tobera como en el álabe móvil tiene lugar la expansión, la forma de las toberas y los álabes móviles es la misma (a espejo); en las turbinas de reacción se acostumbra llamar a las toberas álabes fijos.

En la Fig. 6b, está representada la forma de los álabes-fijos (toberas) y álabes móviles de una turbina de reacción y en la parte de abajo de la figura se representa - la variación de presión y velocidad absoluta del vapor - en el paso por la etapa.

La velocidad relativa  $w_r$ , del vapor a la entrada en los canales entre álabes móviles se determina por el triángulo de velocidad (fig. 6c), como en la turbina de acción,

en función de la velocidad  $c_1$  y  $u$

El trabajo mecánico útil producido por 1 kg. de vapor, - expresado en unidades caloríficas, se calcula con la relación:

$$T_u = A \frac{u}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2), \text{ en kcal/kg}$$

En los álabes de los rotores a reacción,  $w_2 > w_1$ , debido a la disminución continua de la sección de los canales entre álabes, para hacer que entre los álabes tenga lugar la expansión del vapor.

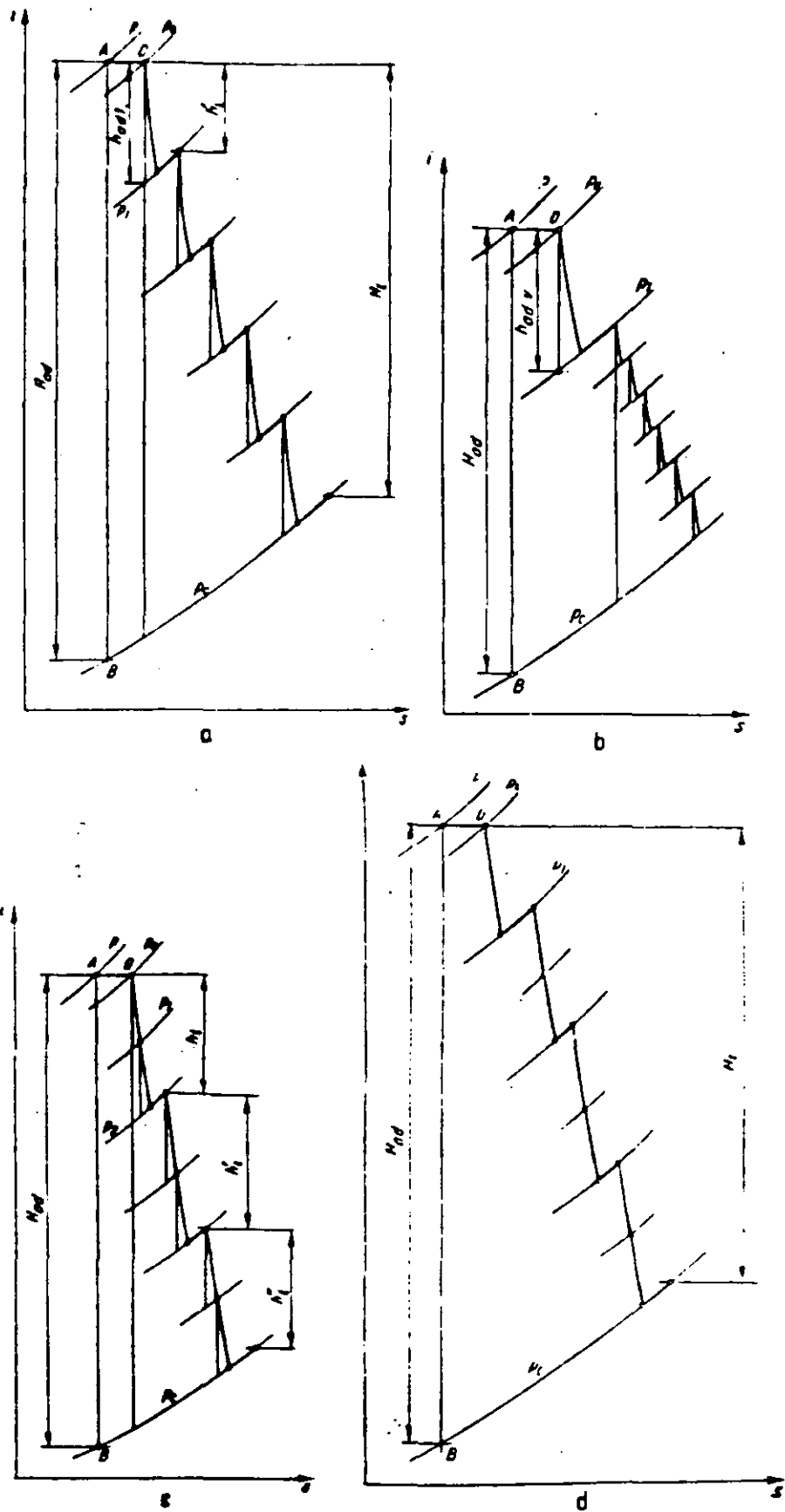
#### 4. RENDIMIENTO

Dentro de una turbina ideal, el trabajo mecánico máximo que puede ser producido por 1 kg. de vapor, es igual a la caída adiabática de entalpia ( $h_{ad}$ ), correspondiente la expansión adiabática teórica del estado inicial de vapor (caracterizado por los parámetros  $p_o, t_o, h_o$ ), hasta el estado final (caracterizado por los parámetros  $p_i, t_i, h_i$ ), es decir:

$$h_{ad} = h_o - h_{it} = \text{Trabajo mecánico teórico máximo} = T_t, \text{ en kcal/kg}$$

En el curso del proceso de transformación de energía potencial del vapor en trabajo mecánico, en la turbina real, a diferencia de la turbina ideal, aparecen una serie de pérdidas causando que la entalpia real del vapor  $h_r$  a la salida de la turbina, sea mayor que la entalpia teórica  $h_{it}$ .

El trabajo mecánico real  $T_i$ , producido por el vapor en la turbina llamado trabajo mecánico interno, es menor que el trabajo mecánico teórico  $T_t$  y se calcula en la siguiente forma (en unidades caloríficas):



a.- Turbina de acción con etapa de presión; b.- Turbina de acción con etapa de velocidad y etapa de presión; c.- Turbina de reacción con etapa de presión; d.- Turbina de reacción combinada con etapa de velocidad.

FIG. REPRESENTACION EN DIAGRAMA H-S DEL PROCESO TERMODINAMICO DE LOS PRINCIPALES TIPOS DE TURBINAS.

$$T_i = h_o - h_r, \text{ en kcal/kg.}$$

La diferencia entre el trabajo mecánico teórico y el trabajo mecánico real o interno, representa las pérdidas internas de la turbina:

$$T_t - T_i = (h_o - h_{it}) - (h_o - h_r) = h_{it} - h_r, \text{ en Kcal/kg.}$$

Las pérdidas internas son el resultado de muchos fenómenos que tienen lugar en el proceso de transformación de la energía potencial del vapor en trabajo mecánico y que tienen el efecto de aumentar la entalpia de salida y reducir el trabajo mecánico producido.

Atendiendo a las causas que las producen, las pérdidas - internas son:

- . en válvulas
- . en toberas
- . en álabes del rotor
- . por velocidad residual
- . por fricción y ventilación
- . por falta de estanqueidad entre etapas
- . por humedad del vapor
- . por velocidad supersónica

más adelante, en ésta misma sección, se dá mas información sobre estas pérdidas internas.

Junto a estas pérdidas internas en la turbina, tienen lugar otras pérdidas que no aparecen en el proceso de transformación de la energía potencial del vapor en trabajo - mecánico y no tienen influencia sobre el estado del vapor; estas pérdidas se conocen como pérdidas externas, cuya - componente principal son las pérdidas mecánicas o de máquina, como también se les conoce.

Debido a que existe mucha información sobre el rendimiento de las turbinas, a continuación se proporcionará alguna básica importante para el diseño de turbinas y el desarrollo de ciclos de vapor, así como para la operación y mantenimiento.

Se pueden distinguir varias clases de rendimientos, entre los que se encuentran los siguientes:

- A. Rendimiento ideal (del álabe).
- B. Rendimiento interno (de la etapa de la turbina).
- C. Rendimiento mecánico.
- D. Rendimiento de la máquina o efectivo.

En seguida se hará una breve discusión de estos rendimientos:

A. Rendimiento Ideal.-

El rendimiento ideal es el obtenido en la conversión de la energía en el álabe, sin tomar en consideración ninguna pérdida; esta eficiencia puede ser derivada a partir de la bien conocida 2a. Ley de Newton ( $F = ma$ ), que en su expresión diferencial queda en la forma:

$$dF = dM \frac{dv}{dt}$$

en donde:

F = fuerza

M = masa

v = velocidad

t = tiempo

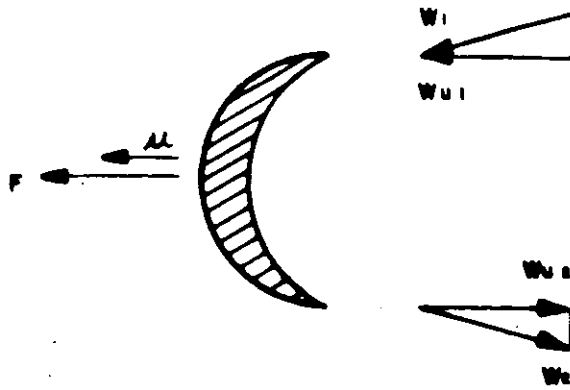
Esta misma fórmula, escrita como Ley o Regla de impulso queda en la siguiente forma:

$$dF = \frac{dM}{dt} dv$$

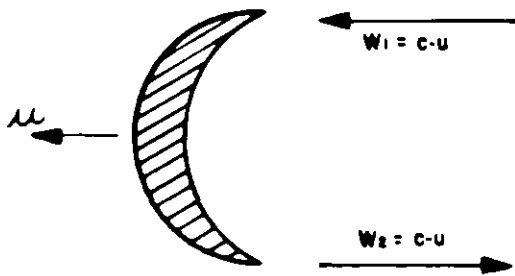
Para la unidad de flujo de masa y de tiempo (1 kg/seg) es decir,  $\frac{dM}{dt} = 1$ , la expresión anterior queda:

$$dF = 1 \times dv$$

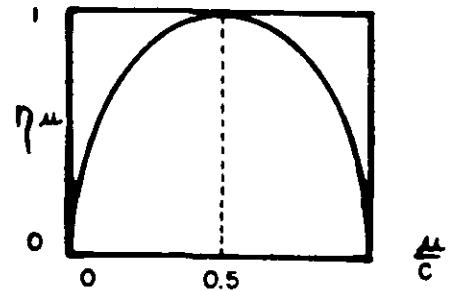
Ahora bien, considerando el álabe móvil de la Fig. 1, que se mueve con una velocidad periférica  $u$  y en donde las velocidades  $w_1$  y  $w_2$  son las velocidades relativas del vapor a la entrada y salida del álabe respectivamente. Las velocidades  $w_{u1}$  y  $w_{u2}$ , son las úni



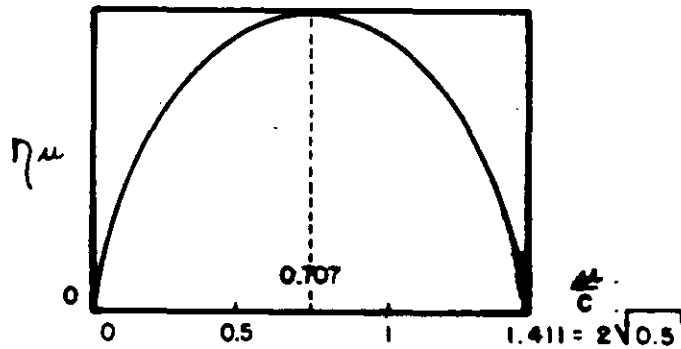
7-7  
 FIG. 1.- ALABE MOVIL DE IMPULSO (ACCION).



-8  
 FIG. 2.-ALABE DE IMPULSO IDEAL.



-9  
 FIG. 3.-EFICIENCIA DE ALABE DE ACCION.



10  
 FIG. 4.- EFICIENCIA DE ALABE DE REACCION.

cas componentes periféricas que actúan en la dirección de la fuerza  $F$  (y de la velocidad  $u$ ) de acuerdo con la mencionada Figura; el cambio de velocidad  $dv$ , será:

$$dv = [w_{u1} - (-w_{u2})] = w_{u1} + w_{u2}$$

$$= w_{u1} + w_{u2} = F \left( \text{para } \frac{dM}{dt} = 1 \text{ kg/s} \right)$$

El trabajo entregado al álabe  $T_e$ , será:

$$T_e = \text{Fuerza} \times (\text{distancia cubierta})$$

$$= \text{Fuerza} \times (u \times 1 \text{ seg}) = \text{Fuerza} \times u$$

$$= [w_{u1} + w_{u2}] \times u$$

El trabajo o energía disponible  $T_d$  del sistema entre la entrada y salida del álabe está dado por la caída total de calor o de entalpia  $\Delta h$  de la etapa, que para la unidad de masa (1 kg.) tiene el siguiente valor:

$$\Delta h = T_d = \frac{c^2}{2}$$

en donde  $c$ , es la velocidad absoluta del vapor producida por la caída de energía  $\Delta h$

El rendimiento ideal  $\eta_{id}$  es la relación entre el trabajo entregado o suministrado y el trabajo disponible, es decir:

$$\eta_{id} = \frac{T_e}{T_d} = \frac{u [w_{u1} + w_{u2}]}{c^2/2} = \frac{2u}{c^2} [w_{u1} + w_{u2}]$$

Para un álabe de impulso ideal, como el de la Fig. 2, se tiene:

$$w_{u1} = w_1 = c - u$$

$$w_{u2} = w_2 = c - u$$

y por lo tanto:

$$\eta_{id} = \frac{2u}{c^2} [(c - u) + (c - u)] = \frac{2u}{c^2} [2c - 2u]$$

$$= 4 \frac{u}{c} \left[ 1 - \frac{u}{c} \right]$$

En las etapas de impulso la caída completa de energía  $\Delta h$  del vapor, se transforma en velocidad  $c$  en los álabes estacionarios o fijos; la energía de impulso está dada al álabe móvil únicamente por el cambio de dirección de velocidad  $w$ .

De acuerdo con la expresión anterior,  $\eta_{id}$  es una función únicamente de  $u/c$  y da un valor máximo de 1 para la relación  $u/c = 0.5$ , por lo que la relación es un valor característico del rendimiento de la etapa de una turbina, de acuerdo con la Fig. 8.

Simultáneamente para el álabe de reacción ideal, con 50% de reacción, se tiene:

$$\eta_{id} = 2 \frac{u}{c} \left[ 2\sqrt{0.5} - \frac{u}{c} \right] = 2 \frac{u}{c} \left[ 2\sqrt{\frac{u}{c}} - \frac{u}{c} \right]$$

Para este caso, el rendimiento ideal teórico (1) obtenible se logra cuando la relación  $u/c$  tiene el valor de 0.707, de acuerdo con la ecuación anterior y que se muestra gráficamente en la Fig. 10.

La mitad de la caída de calor no es lo mismo que <sup>la mitad de</sup> la caída de presión; el grado de reacción se refiere siempre a la caída de calor y es la relación:

$$\frac{\text{caída de calor en el álabe móvil}}{\text{caída de calor total en la etapa}}$$

50% de reacción significa que la mitad de la energía de caída de calor es transformada en velocidad en la tobera (álabe estacionario) y la otra mitad en el álabe móvil (bucket).

Para el arreglo de los álabes de la etapa de una turbina es muy importante conservar las distintas relaciones óptimas de  $u/c$ , con objeto de obtener el mejor rendimiento posible; esta relación óptima depende de la elección de álabes de impulso o de reacción. Similarmente, es necesario considerar que por lo general, una sola etapa de la turbina no es suficiente para obtener la óptima relación  $u/c$ .



Las ruedas o etapas Curtis también llamadas etapas de velocidad compuestas, se emplean para mejorar la eficiencia de turbinas pequeñas o para mejorar la regulación y acortar el número de etapas de grandes turbinas.

La rueda Curtis, del tipo impulso, consiste de tobera, primera hilera móvil, álabe estacionario (reversa) y una segunda hilera móvil. El rendimiento óptimo se obtiene a una relación (u/c) de 0.25, en tal forma -- que se puede manejar una caída de calor de aproximadamente cuatro veces más grande que una etapa simple.

#### B. Rendimiento Interno.-

Para la determinación de este rendimiento, es necesario considerar las siguientes influencias:

- . Rendimiento del álabe.
- . Pérdidas suplementarias.
- . Recuperaciones o ganancias.

##### a.-Rendimiento del álabe.-

Para la determinación de este rendimiento, se incluyen las pérdidas por fricción y vórtices en las superficies del perfil del álabe considerando el hecho de que, el vapor tiene que entrar y salir del álabe con un cierto ángulo para darle la posibilidad de que fluya de una etapa a otra.

El rendimiento máximo posible disminuye consecuentemente de un valor de 1 a valores entre 0.85 y 0.95, lo cual es válido aún para álabes de longitud infinita.

##### b.-Pérdidas aleatorias del álabe.

Estas pueden ser de dos clases:

- . Pérdidas por fricción y vórtices en la raíz y corona con las superficies limitantes del álabe y son por lo tanto, una función de la longitud del álabe, lo que significa que son aproximadamente -

inversas a la longitud del álabe.

. Pérdidas por fugas del álabe, que incluyen:

*i-Turbinas de impulso*

- . Sellos laberínticos en el diafragma, en donde se tiene la caída de presión total de la etapa.
- . Pérdidas de fugas en la corona alrededor de los álaves móviles, las cuales son muy pequeñas debido a que prácticamente no hay caída de presión.

ii.-Turbinas de reacción.- Pérdidas de fugas en la corona en los álaves móviles y estacionarios debidas a la caída de presión.

c.- Pérdidas suplementarias.-

En estas pérdidas se incluyen las siguientes:

- . Humedad del vapor.
- . Pérdidas de álaves con velocidad supersónica del vapor.
- . Pérdidas por choque a la entrada del álabe cuando el ángulo del flujo de vapor y el del perfil difieren, como por ejemplo a cargas parciales.
- . Pérdidas producidas por paso con admisión parcial en la etapa de regulación.
- . Pérdidas por fricción de los discos en movimiento en las turbinas de impulso.
- . Pérdidas de ventilación combinadas con admisión parcial.

d.- Recuperaciones o ganancias de calor.

Cuando se consideran series de etapas, se tienen dos tipos de ganancias:

- . Recuperación de una parte de la energía dinámica de velocidad del vapor saliendo de una etapa, como energía de entrada suplementaria en la siguiente etapa.
- . Recuperación de calor.

Como resultado de todas estas influencias sobre el rendimiento, se puede obtener finalmente el rendimiento interno  $\eta_{ie}$  de la etapa de una turbina.

Con el conocimiento de  $\eta_{ie}$  y la caída total de calor de la etapa de la turbina, se puede calcular la potencia interna de la etapa,  $P_{ie}$ :

$$P_{ie} = \frac{\Delta h \times \eta_{ie} \times G}{FCE}, \text{ en kW}$$

en donde:

$G$  = flujo de vapor en los álabes, en kg/h.

FCE = factor de conversión de energía = 860 kcal/kw-h

### Rendimiento interno de turbinas de etapas múltiples.-

El rendimiento interno de las turbinas de etapas múltiples ( $\eta_{ir}$ ) se obtiene a partir de la suma de todas las etapas, en la siguiente forma:

$$\sum_1^n [\Delta h \times \eta_{ie}] = \Delta H \times \eta_{ir}$$

$$\eta_{ir} = \frac{\sum_1^n [\Delta h \times \eta_{ie}]}{\Delta H}$$

en donde  $\Delta H$  es la caída isentrópica de la turbina completa, entre las presiones de entrada y salida de la parte de álabes; es muy importante observar que en -- las turbinas de etapas múltiples de expansión de vapor, el valor de  $\sum (\Delta h)$  es mayor que  $\Delta H$  y por lo tanto, el rendimiento interno total  $\eta_{ir}$  es mayor que el promedio de los rendimientos internos de las etapas  $\eta_{ie}$  de la misma expansión, como puede observarse en la Fig. 11

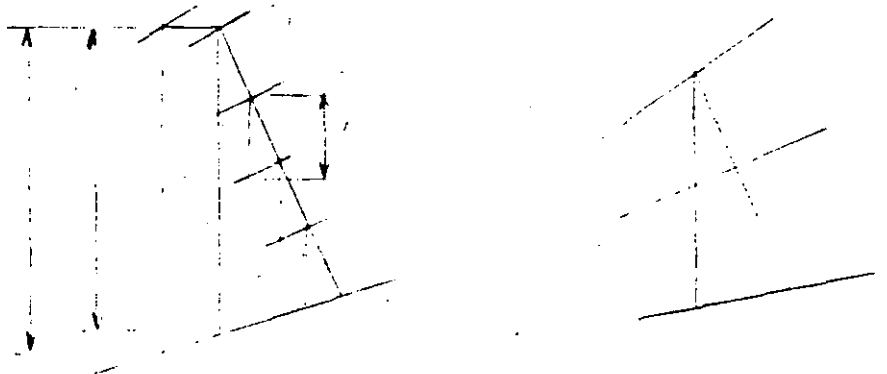


Fig. 11

La razón de esta ganancia de las propiedades físicas del vapor es el llamado factor de recuperación de calor; este factor es muy importante en el vapor de agua y menos para otros gases como el aire. Este factor puede ser observado en el diagrama de Mollier (H.S.) por la divergencia de las líneas de presión y tiene el siguiente valor:

$$\frac{\sum(\Delta h) - \Delta H}{\Delta H}$$

El factor de recuperación de calor es una función proporcional a la superficie del triángulo entre el punto de entrada en el diagrama de Mollier, la línea de presión de escape y las líneas isentrópica y de expansión.

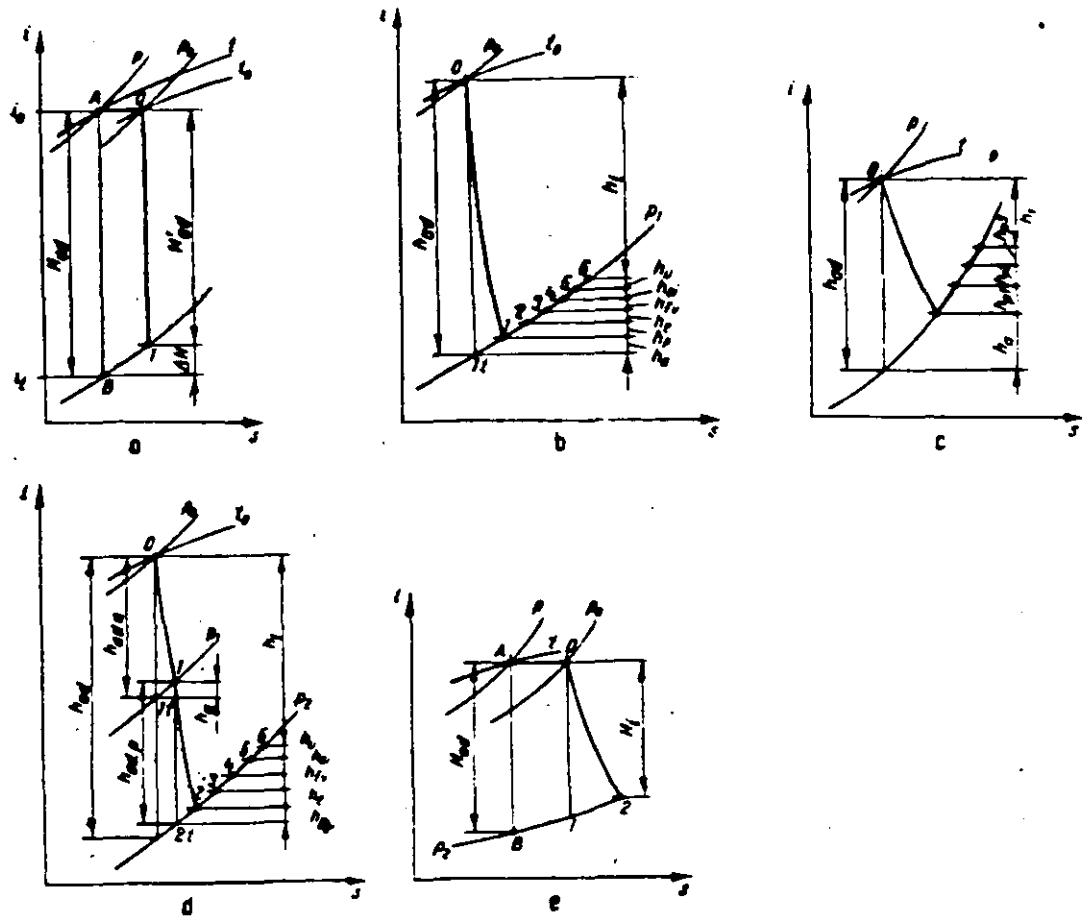
Si se dobla la caída de calor de una turbina, el factor de recuperación será 4 veces más grande y puede ser tan alto como un 10%. Por ejemplo, en una turbina de presión media y de gran sobrecalentamiento, el rendimiento promedio interno de las etapas es de 88 a 90%, pero el rendimiento interno total es de 92 a 94%.

Representación de las pérdidas internas en el diagrama de Mollier (H-S).

La caída de entalpia disponible para ser transformada en trabajo mecánico, corresponde a la expansión adiabática teórica del estado representado por el punto A (Fig. a) correspondiente a los parámetros "p" y "t" - del vapor antes de la válvula principal de paro, hasta el estado representado por el punto B a la presión de salida de la turbina.

Esta caída de entalpia es igual con la diferencia de entalpia  $h_o$  menos  $h_t$ , correspondiente a los puntos A y B:

$$H_{ad} = h_o - h_t$$



a- Pérdida en válvula de regulación; b.- Pérdida interna de una etapa de presión con acción; c.- Pérdida interna de una etapa de velocidad de acción con dos coronas de álabes móviles; d.- Pérdida interna de una etapa de presión con reacción.

FIG.- REPRESENTACION EN DIAGRAMA H-S DE LAS PERDIDAS INTERNAS DE UNA TURBINA DE VAPOR.

Debido a la laminación que tiene lugar en las válvulas de regulación, la presión del vapor disminuye de  $p$  a  $p_0$ ; en la laminación, la entalpia del vapor permanece constante y el punto de entrada del vapor, coloca en  $O$ , en la intersección de una paralela a  $A$  con la isobara  $p_0$  y la expansión del vapor en la turbina se va a iniciar del punto  $O$  y no en el punto  $A$ . Por la laminación del vapor en la válvula de la turbina, la caída adiabática de entalpia ahora corresponde a la expansión teórica  $0-1$  disponible para ser transformada en trabajo mecánico, es decir:

$$H_{ad} = h_0 - h_1$$

Debido a la laminación del vapor en la válvula de regulación de la turbina, existe la siguiente pérdida de entalpia:

$$\Delta h = (h_0 - h_t) - (h_0 - h_1) = h_1 - h_t$$

En las etapas de presión de acción, el vapor se expande en la tobera, de la presión  $p_0$  a la presión  $p_1$  (Fig. b), sobre la curva adiabática  $0-1_t$ , pero debido a las pérdidas en la tobera, la expansión real se hace sobre la curva  $0-1$  y el estado real del vapor está representado por el punto  $1$  al que le corresponde la entalpia  $h_1$ :

$$h_1 = h_{1t} + h_a$$

Todas las otras pérdidas de la etapa, así como el efecto de aumentar la entalpia de salida del vapor a la presión constante  $p_1$ , tienen los valores correspondientes a  $h_p, h_e, etc$ , etc; en el diagrama de la Fig. 6, se representan las pérdidas internas de una etapa de presión de acción.

En la Fig. c, se representan en el diagrama de Molli las pérdidas en álabes para todas las coronas de álabes de una etapa de velocidad de acción.

En la fig. d, se muestra la etapa de presión de reacción en donde la expansión real en la tobera se hace sobre la curva 0-1; el segmento  $1_t-1$  representa las pérdidas en la tobera y la expansión real en el álabe se hace sobre la curva 1-2 y las pérdidas en el álabe están representadas por el segmento  $2_t-2$ . Las otras pérdidas que aumentan la entalpia del vapor a la presión constante  $p_2$  se representan como en la etapa de acción.

### C. Rendimiento mecánico ( $\eta_{me}$ )

Disminuyendo del trabajo mecánico interno las pérdidas externas, se obtiene el trabajo mecánico efectivo en el acoplamiento de la turbina; el rendimiento mecánico de la turbina, es la relación entre el trabajo mecánico efectivo y el trabajo mecánico interno.

Las pérdidas externas incluyen las siguientes:

- . Pérdidas mecánicas como fricción en cojinetes (radiales y axiales), accionamiento de bombas de aceite lubricante y de control y eventualmente, pérdidas en reductores de velocidad.
- . Pérdidas por fugas de vapor al exterior en los sellos laberínticos de AP y BP, incluyendo las fugas del pistón de equilibrio en las turbinas de reacción.
- . Pérdidas de calor por radiación hacia el medio exterior.
- . Pérdidas por estrangulamiento de las válvulas de paro y de control, que a pesar de estar completamente abiertas, siempre producen una cierta caída de presión y estrangulamiento.
- . Pérdidas eléctricas en el generador (eventualmente).

De acuerdo con lo anterior, el rendimiento mecánico será:

$$\eta_{me} = \frac{T_e}{T_i}$$

en donde  $T_e$ , es el trabajo mecánico efectivo y  $T_i$  el trabajo mecánico interno.

En el *capítulo VI*, se incluye información para el cálculo de las pérdidas externas.

D. Rendimiento de la máquina.- ( $\eta_{ma}$ )

El rendimiento de la máquina, es la relación entre el trabajo mecánico efectivo y el trabajo mecánico teórico, es decir:

$$\eta_{ma} = \frac{T_e}{T_t}$$

De esta relación resulta:

$$\eta_{ma} = \eta_i \times \eta_{me}$$

Es decir, que el rendimiento de la máquina, es el producto del rendimiento interno por el rendimiento mecánico.

La potencia final  $P_T$  del turbogenerador, es la siguiente:

$$P_T = \frac{\Delta H_T \times \eta_{ma} \times W_T}{FCE}, \text{ en kW}$$

en donde:

$\Delta H_T$  = caída total de calor con los datos antes de las válvulas, en kcal/kg.

$W_T$  = flujo total de vapor (interno y a sellos) en kg/h

FCE = factor de conversión de energía = 860 kcal/kw-h

De acuerdo con lo anterior, el rendimiento de la máquina, puede también calcularse en la siguiente forma:

$$\eta_{ma} = \frac{FCE \times P_T}{W_T \times \Delta H_T}$$

Conceptualmente, el rendimiento de la máquina puede ser definido como:

$$\eta_{ma} = \frac{\text{potencia expresada en términos de calor}}{\text{caída total isentrópica de entalpia}} = \frac{860 P_T / W_T}{\Delta H_T}$$





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

***COMPONENTES***

***FUNCIONES, CARACTERISTICAS, DISEÑO***

***ING. MARTINIANO AGUILAR RODRIGUEZ***

***AGOSTO - 1992***

## COMPONENTES.- FUNCIONES, CARACTERISTICAS, DISEÑO.-

La instalación de la turbina de vapor, es una instalación compleja, con un alto grado de precisión y automatización, compuesta de numerosos elementos y de instalación auxiliar, que en conjunto aseguran su funcionamiento.

A continuación se hará una breve descripción de los componentes o subensambles y las partes de que constan; algunos de dichos componentes se muestran en la Fig IV.

### 1. CIMENTACION.-

Las partes de este componente son:

- a. Estrato amortiguador en el subsuelo.
- b. Bloque de concreto armado.
- c. Pedestal de la cimentación.
- d. Placa de cimentación.
- e. Anclas de la cimentación y embebidos.
- f. Tornillos de fijación a la carcasa.
- g. Pernos guía.

Las funciones de la cimentación del turbogenerador son principalmente las siguientes:

- . Asegurar la posibilidad de un montaje correcto de la placa base de la turbina.
- . Tomar y transmitir al suelo las cargas que provienen de: el peso de las ensambles (turbina, generador, condensador, etc.) y del momento de torsión. Lo anterior sin sobrepasar la carga máxima admisible.
- . Amortiguar las vibraciones producidas por los componentes.

Normalmente los turbo-generadores modernos tienen su cimentación de marcos de concreto armado.

La placa inferior está ligada a la placa superior por medio de la cual se soporta todo el ensamble al marco de concreto armado formando el bloque de cimentación. La superficie superior-

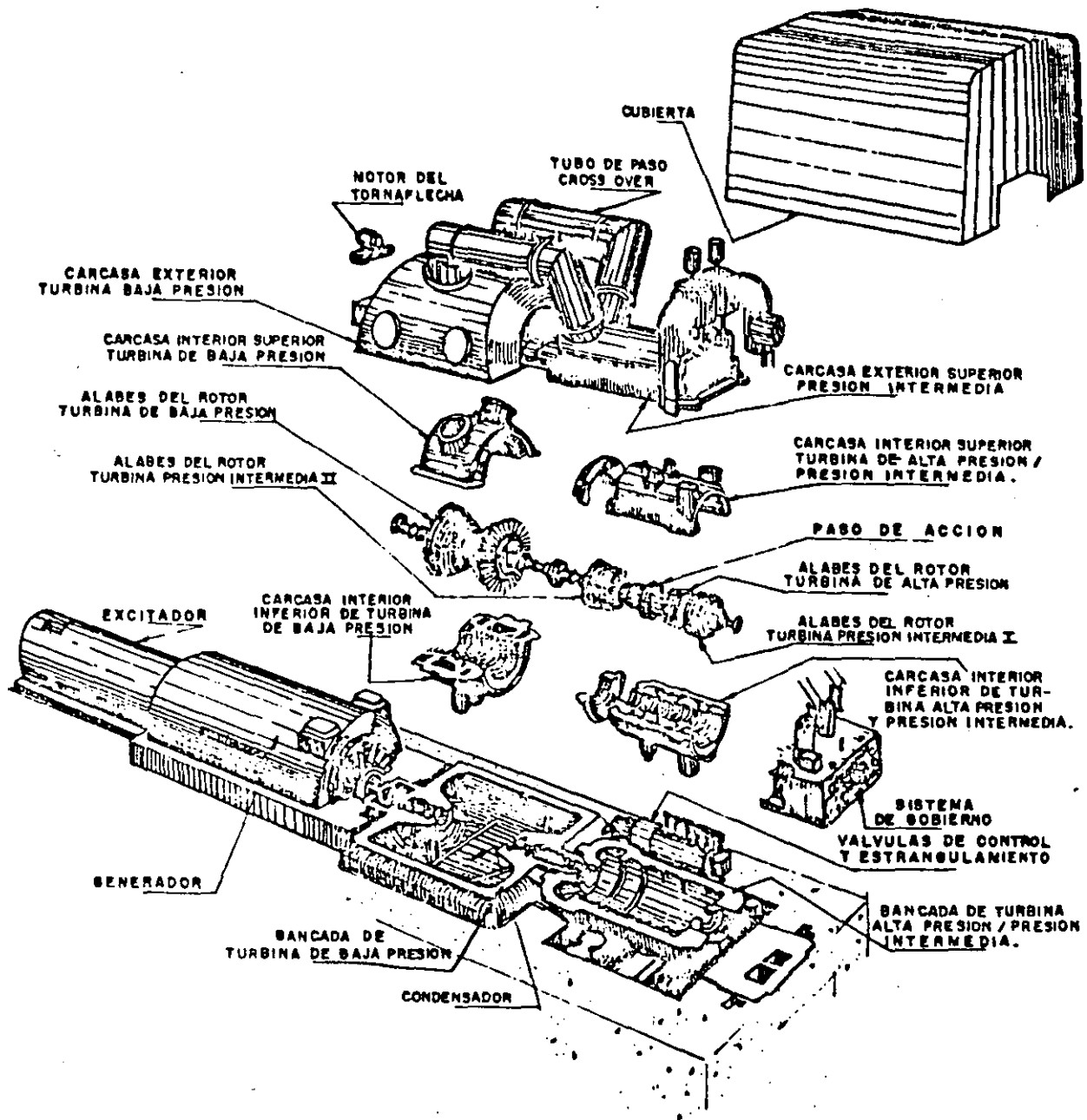


FIGURA No.

de la cimentación puede ser de los siguientes tipos:

- . Cimentación con armazón o pedestal metálico.
- . Cimentación con placa metálica de apoyo embebida.
- . Cimentación sin placa de apoyo.

En la mayoría de los casos se emplea cimentación con placa metálica de apoyo embebida.

El bloque de cimentación se coloca en un estrato amortiguador. Entre la cimentación y el piso de la casa de máquinas se deja un pequeño espacio de 10 a 15 mm. para evitar la transmisión de vibraciones del turbogenerador a la casa de máquinas.

La placa de cimentación sostiene a la turbina y al generador y hace que su peso se reparta uniformemente sobre el bloque de cimentación; dicha placa tiene la forma de un rectángulo y se fabrica de piezas de acero soldadas entre ellas, de fundición de acero o bien, de hierro colado en las turbinas más pequeñas. La placa de cimentación se fija a su vez en el bloque de concreto, en posición perfectamente horizontal con ayuda de las anclas de la cimentación.

La carcasa y la caja del cojinete se fijan a la placa en tal forma que se asegure la dilatación libre de aquella (la carcasa) mientras que el eje geométrico de la turbina y el generador quedan en su situación permanente durante esta etapa; la carcasa se fija a la placa de cimentación con tornillos y el desplazamiento de la carcasa debido a la dilatación, con relación a un punto fijo, es dirigido por medio de múltiples pernos. Unos de estos pernos impiden el desplazamiento lateral, permitiendo sólo el desplazamiento en dirección axial en ambos sentidos.

Las fuerzas de giro a que están sometidos los cojinetes de las máquinas y que proceden de un desequilibrado eventual, se transmiten al bloque de cimentación y desempeñan el papel de fuerzas de excitación a la frecuencia de 60 Hz, produciendo, en algunos casos, resonancias con las frecuencias naturales del conjunto cimentación-estator. Normalmente la frecuencia más baja corres

ponde a flexión transversal (fig. a), aunque pueden producirse otros como los de las Figs. b y c. La flexibilidad de los cojinetes y la reducción de su altura al mínimo sobre el eje del cuerpo contribuyen para reducir los esfuerzos transmitidos.

Para la completa estabilidad de la cimentación del turbo-generador, se recomienda que la máxima relación altura a ancho sea de 1.5, aunque para algunos casos especiales una relación de 2.0 es satisfactoria.

El sitio para el turbo-generador debe ser objeto de una cuidadosa exploración del suelo por personal especializado para evitar asentamientos no uniformes de la estructura; la resistencia de todo el estrato abajo del fondo del emparrillado ( mat) o pilotes debe ser conservador, debiendo considerarse el efecto de:

- . Cargas eléctricas.
- . Alteraciones futuras.
- . Flujo lateral del suelo.
- . Cargas excéntricas.

La cimentación de un turbo-generador deberá ser independiente de las otras estructuras de la planta. Se recomienda que no se apoyen vigas sobre la estructura de cimentación. Cuando sea inevitable, se deberá interponer un material elástico para evitar el desarrollo de vibraciones resonantes.

Los factores que controlan las frecuencias naturales de vibración no pueden predeterminarse con facilidad, pero aumentando la masa normalmente se avanza hacia una mejor operación.

La relación entre la frecuencia y la deflexión para una carga concentrada soportada, elásticamente se da por:

$$f_n = \frac{945.9}{\sqrt{\delta}}$$

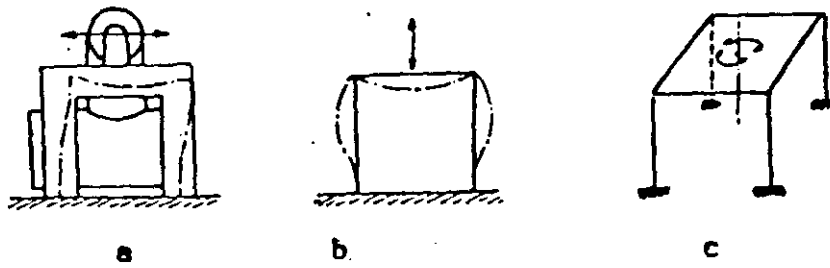


FIG. 1.- VIBRACIONES EN LOS PEDESTALES DE CIMENTACION

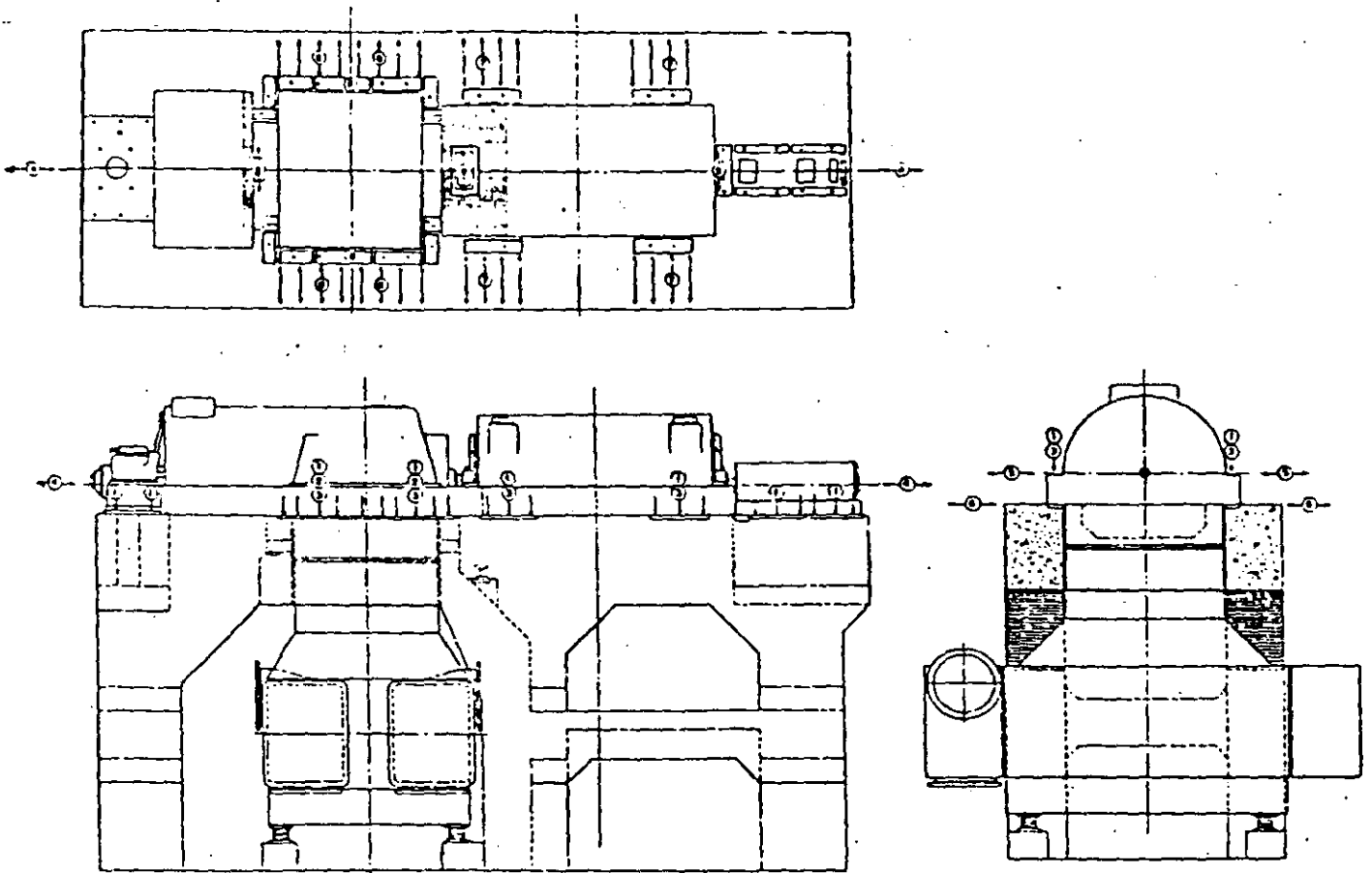


FIG. 2.- DIAGRAMA DE CARGAS EN LA CIMENTACION DE UN TURBOGENER.

en donde:

$f_n$  = frecuencia natural de vibración de los miembros individuales de la cimentación, en ciclos/minutos.

$\delta$  = deflexión en mm.

Cuando se calcule la frecuencia natural de vibración, deberán omitirse las cargas resultantes de distorsión térmica, tuberías, par, vacío y % de cargas muertas agregado por diseño conservador.

Deberá evitarse que la frecuencia natural de vibración de cualquier miembro de la cimentación se acerque a menos del 10% de la velocidad de la máquina.

Los criterios de rigidez son los siguientes:

- . la máxima deflexión elástica vertical para cualquier miembro horizontal, con respecto a sus apoyos, no deberá exceder 0.50 mm. bajo la máxima carga asumida.
- . el acortamiento total elástico vertical de cualquier pilar o columna, con respecto a la base, no deberá exceder 0.50 mm. bajo la máxima carga supuesta.
- . el movimiento lateral de la máquina en la línea de centro de la flecha no deberá exceder 0.50 mm. bajo la máxima carga supuesta.

Las cargas de diseño sobre la cimentación son, hasta cierto punto, arbitrarias y están basadas en diseños anteriores. Las guías que en seguida se sugieren tienen un criterio más cualitativo que cuantitativo:

- a) Todas las cargas verticales que incluyen el peso de la máquina, auxiliares, tuberías, válvulas, peso muerto de la estructura de la cimentación y cargas vivas sobre el piso, deberán incrementarse por variación en la magnitud, distribución, punto de aplicación y efecto dinámico de desbalance, en la siguiente forma:

de la cimentación puede ser de los siguientes tipos:

- . Cimentación con armazón o pedestal metálico.
- . Cimentación con placa metálica de apoyo embebida.
- . Cimentación sin placa de apoyo.

En la mayoría de los casos se emplea cimentación con placa metálica de apoyo embebida.

El bloque de cimentación se coloca en un estrato amortiguador. Entre la cimentación y el piso de la casa de máquinas se deja un pequeño espacio de 10 a 15 mm. para evitar la transmisión de vibraciones del turbogenerador a la casa de máquinas.

La placa de cimentación sostiene a la turbina y al generador y hace que su peso se reparta uniformemente sobre el bloque de cimentación; dicha placa tiene la forma de un rectángulo y se fabrica de piezas de acero soldadas entre ellas, de fundición de acero o bien, de hierro colado en las turbinas más pequeñas. La placa de cimentación se fija a su vez en el bloque de concreto, en posición perfectamente horizontal con ayuda de las anclas de la cimentación.

La carcasa y la caja del cojinete se fijan a la placa en tal forma que se asegure la dilatación libre de aquella (la carcasa) mientras que el eje geométrico de la turbina y el generador quedan en su situación permanente durante esta etapa; la carcasa se fija a la placa de cimentación con tornillos y el desplazamiento de la carcasa debido a la dilatación, con relación a un punto fijo, es dirigido por medio de múltiples pernos. Unos de estos pernos impiden el desplazamiento lateral, permitiendo sólo el desplazamiento en dirección axial en ambos sentidos.

Las fuerzas de giro a que están sometidos los cojinetes de las máquinas y que proceden de un desequilibrado eventual, se transmiten al bloque de cimentación y desempeñan el papel de fuerzas de excitación a la frecuencia de 60 Hz, produciendo, en algunos casos, resonancias con las frecuencias naturales del conjunto cimentación-estator. Normalmente la frecuencia más baja, corres



ponde a flexión transversal (fig. a), aunque pueden producirse otros como los de las Figs. b y c. La flexibilidad de los cojinetes y la reducción de su altura al mínimo sobre el eje del cuerpo contribuyen para reducir los esfuerzos transmitidos.

Para la completa estabilidad de la cimentación del turbo-generador, se recomienda que la máxima relación altura a ancho sea de 1.5, aunque para algunos casos especiales una relación de 2.0 es satisfactoria.

El sitio para el turbo-generador debe ser objeto de una cuidadosa exploración del suelo por personal especializado para evitar asentamientos no uniformes de la estructura; la resistencia de todo el estrato abajo del fondo del emparrillado ( mat) o pilotes debe ser conservador, debiendo considerarse el efecto de:

- . Cargas eléctricas.
- . Alteraciones futuras.
- . Flujo lateral del suelo.
- . Cargas excéntricas.

La cimentación de un turbo-generador deberá ser independiente de las otras estructuras de la planta. Se recomienda que no se apoyen vigas sobre la estructura de cimentación. Cuando sea inevitable, se deberá interponer un material elástico para evitar el desarrollo de vibraciones resonantes.

Los factores que controlan las frecuencias naturales de vibración no pueden predeterminarse con facilidad, pero aumentando la masa normalmente se avanza hacia una mejor operación.

La relación entre la frecuencia y la deflexión para una carga concentrada soportada, elásticamente se da por:

$$f_n = \frac{945.9}{\sqrt{\delta}}$$

- i) Esfuerzos debidos a variaciones de temperatura. (9)
- j) Cargas debidas a tuberías externas (pesos y empujes) , válvula de seguridad atmosférica, etc. (10)
- k) Fuerzas sísmicas. (11)

En la Fig. se muestra un diagrama de la forma de actuar de estas cargas sobre la cimentación.

## 2. CARCASA

Las partes de este componente, son las siguientes:

- a) Parte inferior de la carcasa.
- b) Parte superior de la carcasa.
- c) Tornillos prisioneros de guía.
- d) Tornillos prisioneros de ensamble.
- e) Conexión de escape del vapor al condensador.
- f) Conexiones de diferentes conductos (vapor, extracciones, -- aceite, drenaje, etc.).
- g) Aislamiento térmico de la turbina.
- h) Cubierta metálica (vestido de la turbina).

Las principales funciones de la carcasa son:

- . Cerrar el espacio por el que fluye el vapor.
- . Fijar la posición relativa de las piezas del estator y rotor.
- . Transmitir a la placa y al bloque de cimentación las vibraciones y esfuerzos que se producen.

La forma del contorno de la carcasa está determinada por las dimensiones y forma del rotor así como por la trayectoria del vapor a la entrada y salida principalmente de la turbina. Vista por fuera, la carcasa tiene aproximadamente la forma de un cilindro (fig. ), por lo que a veces se le llama "cilindro de la turbina".

Para permitir la introducción y extracción fácilmente del rotor de la turbina, la carcasa se construye en dos mitades separadas en un plano horizontal por el que, pasa el eje de la turbina, ensambladas con bridas y tornillos metal con metal.

25% para máquinas de 1800 rpm. } ..... ①  
 50% para máquinas de 3600 rpm. }

- b) Carga del condensador o vacío en la forma determinada por el método de montaje del condensador. ②
- c) La carga por par deberá ser 10 veces el par normal producido que tiene el siguiente valor: ③

$$M = \frac{973 \times kW}{rpm}$$

en donde:

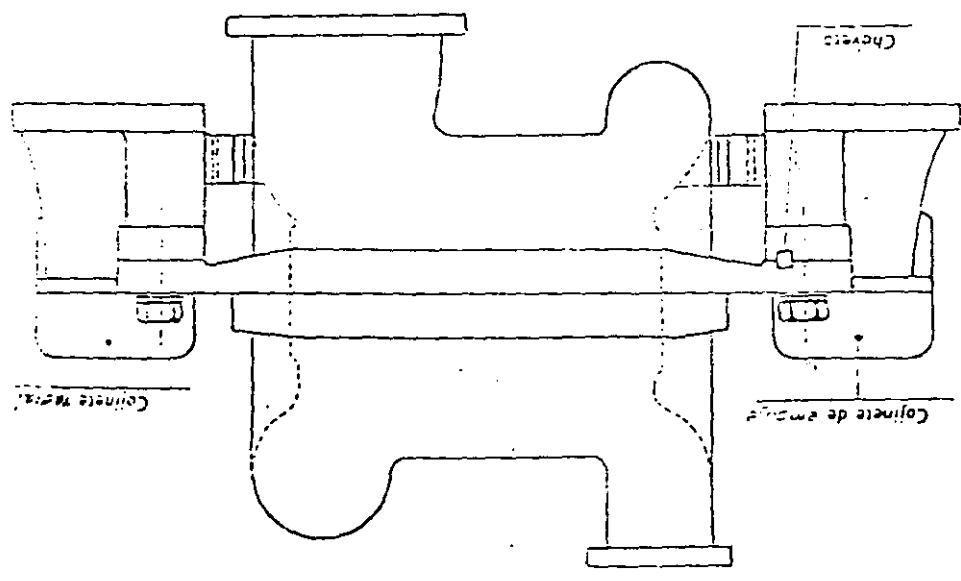
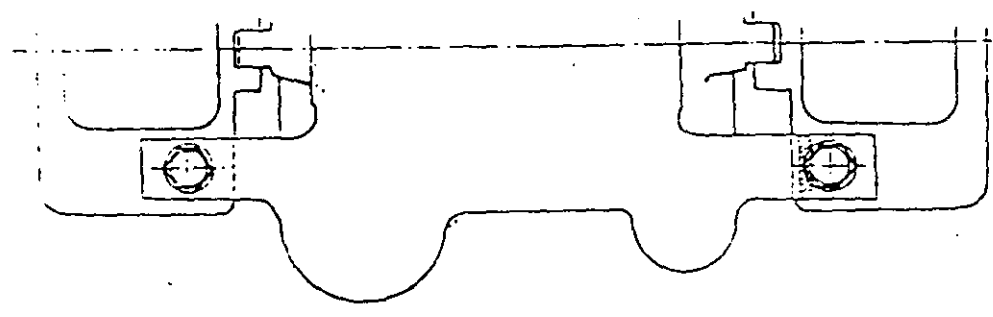
M = par normal, en kg-m (kgm)  
 kW = capacidad de la máquina  
 rpm = velocidad normal de la máquina

Aún cuando ciertas condiciones como de cortocircuito producen pares de 50 veces el normal, el valor dado de 10 es suficiente; debido al efecto de inercia de las partes estacionarias.

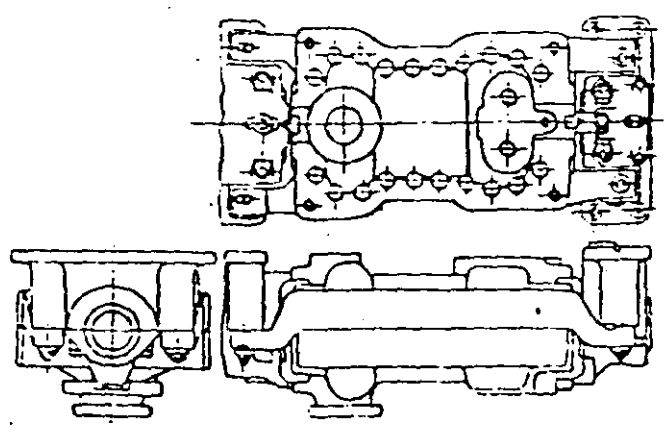
- d) Fuerza longitudinal equivalente del 20 al 50% del peso de la máquina, aplicada en la línea de centro de la flecha. ④
- e) Fuerza transversal a cada lado de las bridas de la carcasa del 20 al 50% del peso de la máquina aplicada en la línea de centro de la máquina. Se considera que esta fuerza no actúa simultáneamente con el inciso d). ⑤
- f) Fuerzas horizontales transversales en la parte superior del apoyo de la turbina, igual a la carga en el escape de la turbina. ⑥
- g) Fuerzas horizontales transversales en la parte superior del apoyo del generador, igual a la carga del estator del generador. Como las fuerzas f) y g) son opuestas, no tienen efecto en la tendencia del volteo de la cimentación. ⑦
- h) Fuerzas actuando en los centros de apoyo; los soportes y dispositivos de centrado deben ser extremadamente rígidos y tener una deflexión menor de 0.13 mm. con respecto a la estructura principal de la cimentación. La magnitud la proporciona el fabricante. ⑧

FIGURA 1.- MONTAJE DE LA CARCASA DE ALTA PRESION

FIGURA



CARCASA DE TURBINA DE VAPOR

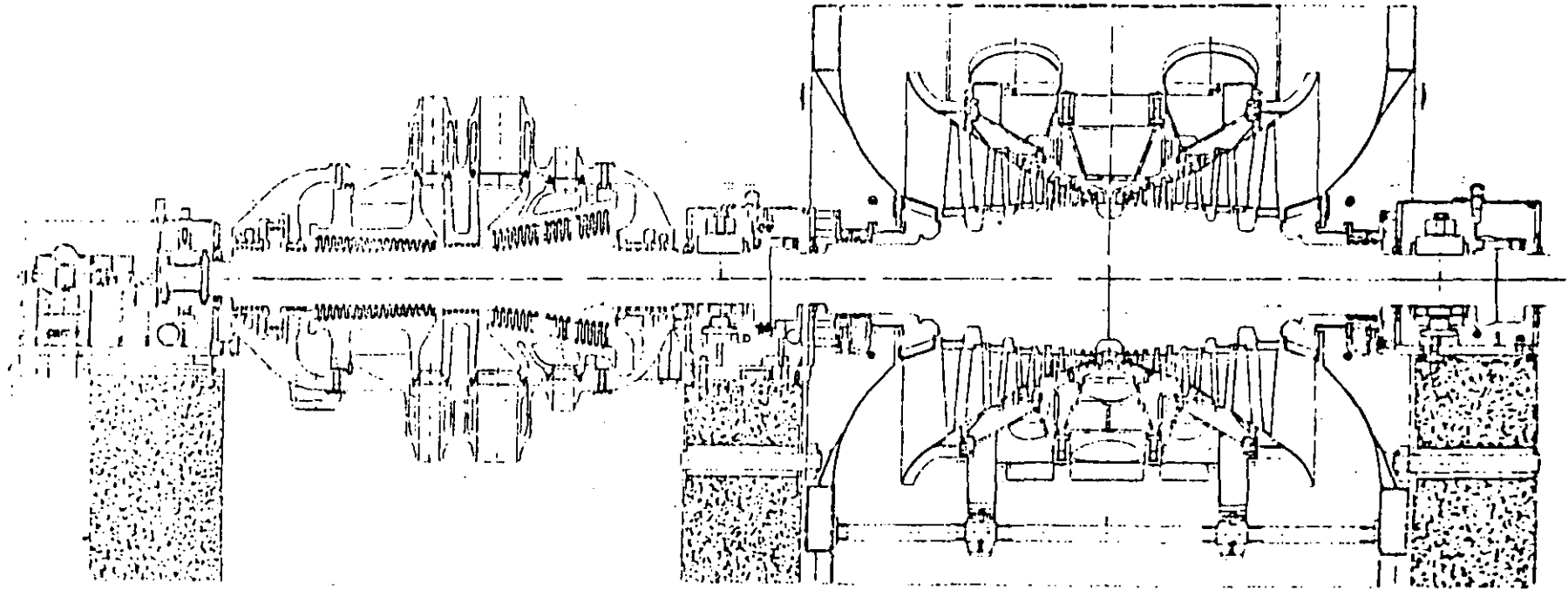


Generalmente las turbinas de vapor de gran potencia, están construidas con carcacas de alta, media y baja presión, como se ilustra en la figura No. IV-5.

Las carcacas deben cumplir con lo siguiente:

- a) Actuar como un recipiente en cuyo interior fluye el vapor a presión, y por su diseño impedir la existencia de fugas internas o externas.
- b) Servir para montar y soportar las toberas y álabes fijos, manteniéndoles en posición concéntrica con respecto a los álabes móviles del rotor que va montado en su interior, con tolerancias muy cerradas para lograr mayor eficiencia y estabilidad.
- c) Contribuir a evitar grandes deformaciones, permitiendo una expansión libre y adecuada para condiciones de operación normal y transitoria de la turbina.
- d) Ser de un diseño tal que pueda desmontarse con facilidad para la inspección y mantenimiento de la turbina.
- e) Resistir la erosión y la corrosión originadas por la composición química normal del vapor y además los efectos de esfuerzos de "deslizamiento" que con el tiempo se pueden presentar en el material.

En la generalidad de los casos, las carcacas son de tipo partido horizontalmente, provistas de juntas en la línea de unión y con tornillos de sujeción. Las carcacas de alta presión usualmente se construyen con pared doble y se hace circular vapor a presión por el espacio entre las dos paredes; esto permite que la carga de vapor de alta presión se distribuya entre la pared interior y la exterior, con lo cual se reduce el espesor de cada pared. En la figura No. IV-6 se presenta un dibujo desagregado de una car-



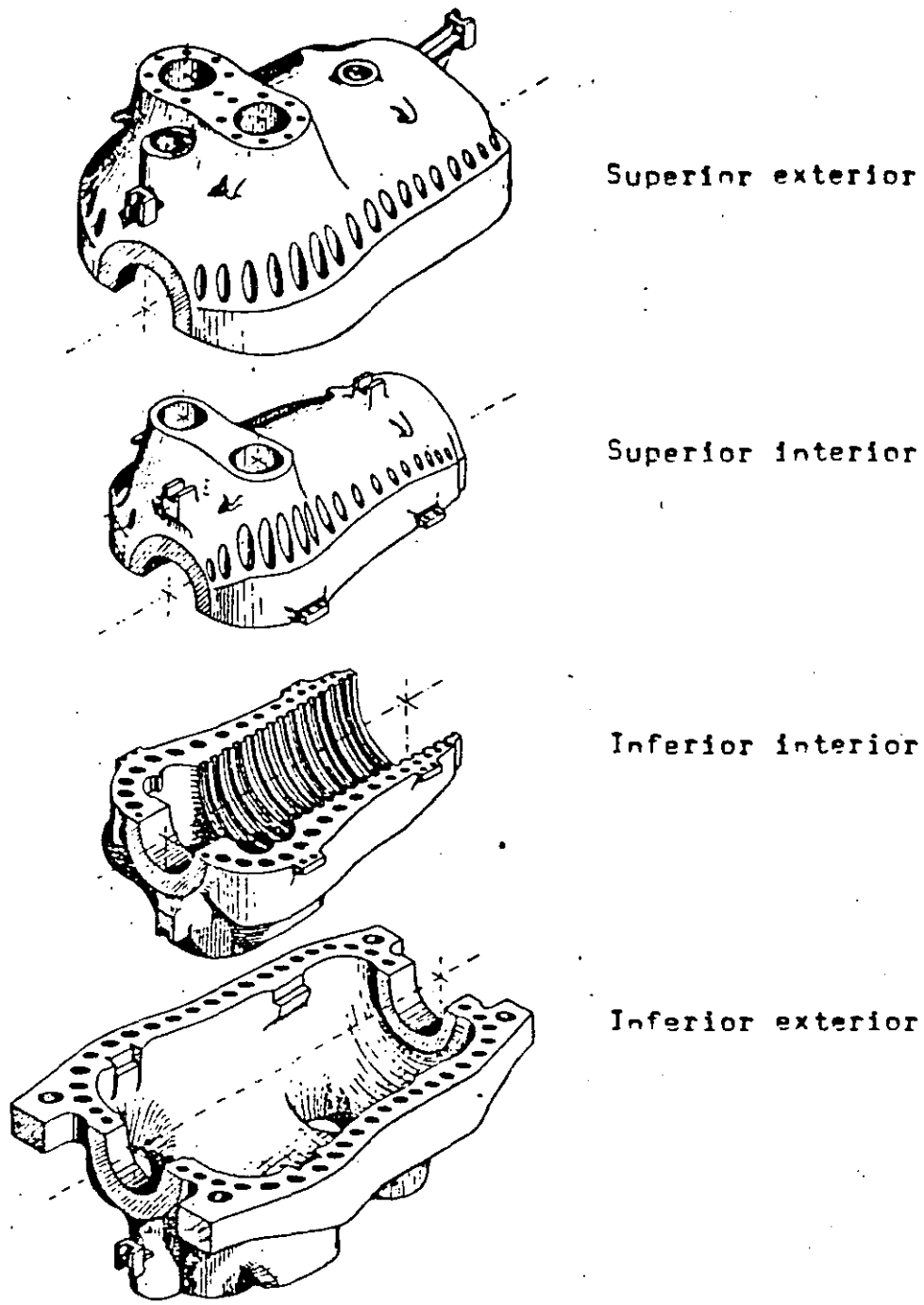


FIG. .- DESAGREGADO DE LA CARCASA DE UNA TURBINA

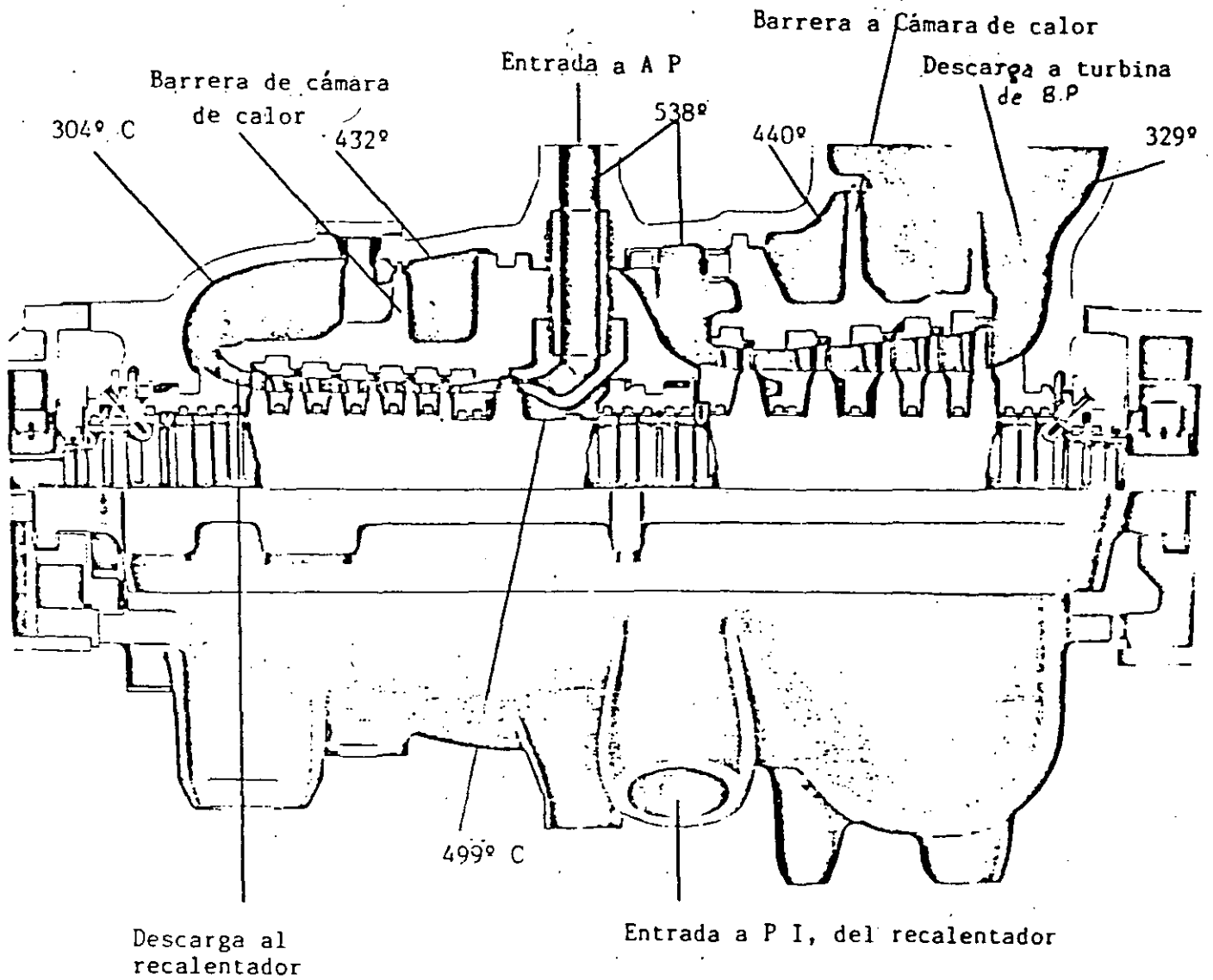


FIG ARREGLO DE DOBLE CARCASA PARA DISMINUIR DIFERENCIAL DE TEMPERATURA Y EVITAR DISTORSION.

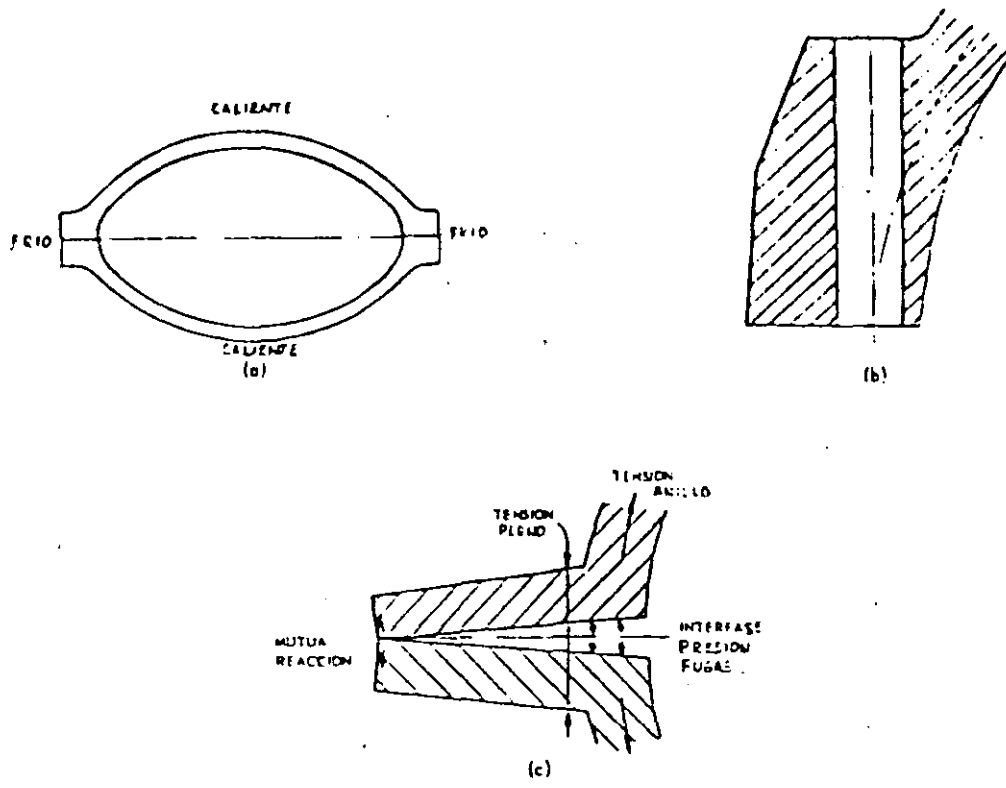


La carcasa de una turbina es esencialmente un recipiente a presión y su peso es soportado en los extremos; en el plano transversal se diseña para soportar esfuerzos de anillo y en la dirección longitudinal debe ser muy rígida con objeto de mantener la precisión de los claros entre los diagramas o álabes fijos y el rotor. La complejidad de esfuerzos se deben a las cajas de sellos, las bridas horizontales y los pasajes de entrada y salida de vapor; la masa externa de las bridas puede ser tal que, en el arranque, se calienten más despacio que las demás partes de la carcasa y el régimen diferente de expansión genere esfuerzos por temperatura y distorsión como se muestra en la Fig. 4-6a; éste proceso puede ser minimizado con un diseño especial o bien incorporando pasajes a través de los cuales fluya el vapor durante los períodos de arranque.

Las bridas de las carcasas requieren un diseño cuidadoso y en la Fig. 4-6b se muestra una brida típica de alta presión; éstas se hacen gruesas para rigidez y para que el centro de la línea del perno sea tangencial a la carcasa, y delgada para rápido calentamiento. En la Fig. 4-6c se muestra el arreglo de fuerzas usado como base de diseño; las caras de las bridas se suponen presurizadas y en contacto únicamente el borde exterior.

Las carcasas de alta presión y de presión intermedia, normalmente se proveen con "patas" soportes, que descansan sobre los pedestales de los cojinetes y la concentricidad del rotor y la carcasa dependen del posicionamiento preciso de éstos brazos ménsula sostén. Usualmente éstas patas son horizontales con la palma al nivel de la junta horizontal con lo que, la concentricidad no se afecta por la expansión de la carcasa; las palmas tienen cuñas transversales que transmiten la expansión axial de la carcasa (Fig. 4-7)

Es importante que las partes estén bien espaciadas separadas, porque tienen que transmitir el par de reacción de las carcasas de los álambes estacionarios a la cimentación; en algunos casos las patas están en la mitad inferior, se suspende con los pernos de las bridas y se necesitan medidas especiales para soportarla cuando se abre la turbina para mantenimiento.



a-distorsión exagerada debida a bridas frías; b-proporciones de bridas de alta presión; c-diagramas de fuerzas usados en el diseño de bridas.

FIG. IV-8.- DISEÑO DE BRIDAS Y CARCASA

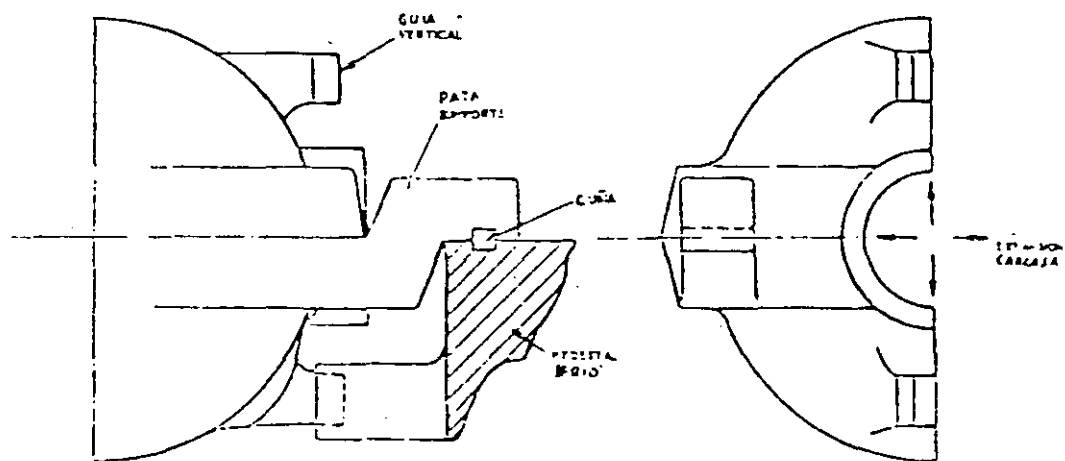


FIG. IV-9.- PATAS SOPORTE DE CARCASA

Las carcasas de una turbina están juntas fijas rigidamente en la dirección axial y se produce una ubicación positiva con la cimentación unicamente en un punto, generalmente debajo del escape de baja presión; en esta forma, - la turbina está libre para expanderse desde éste punto y el movimiento en el gobernador en el extremo del pedestal puede ser de cinco centímetros o más. Para mantener el alineamiento transversal se emplean cuñas deslizantes transversales entre el pedestal y la cimentación.

Normalmente las carcasas de turbinas de alta presión y presión intermedia, así como los diafragmas son de fundición de acero de Cr MoV resistente al "deslizamiento" (creep), pero las carcasas y diafragmas de baja presión en donde la temperatura nunca excede los 230°C (en turbinas sin recalentamiento) se hacen a veces de hierro fundido. La temperatura máxima permisible de trabajo de hierro fundido es de 230°C debido al crecimiento del grano.

En las turbinas con recalentamiento, la temperatura del vapor entrando a la carcasa de b.p. puede ser mayor de 230°; por ésta razón y por los grandes dimensiones, las carcasas de b.p. se fabrican de fundición de acero al carbón o de placas de acero. Esta construcción también proporciona protección en el caso de falla de álabes, y rapides en la fabricación.

una carcasa para turbina de vapor se puede determinar utilizando la siguiente fórmula:

$$m = \frac{pd}{2f}$$

En donde:

m = Espesor de la pared, en cm

p = Presión interna, en  $\text{kg/cm}^2$

d = Diámetro interno, en cm

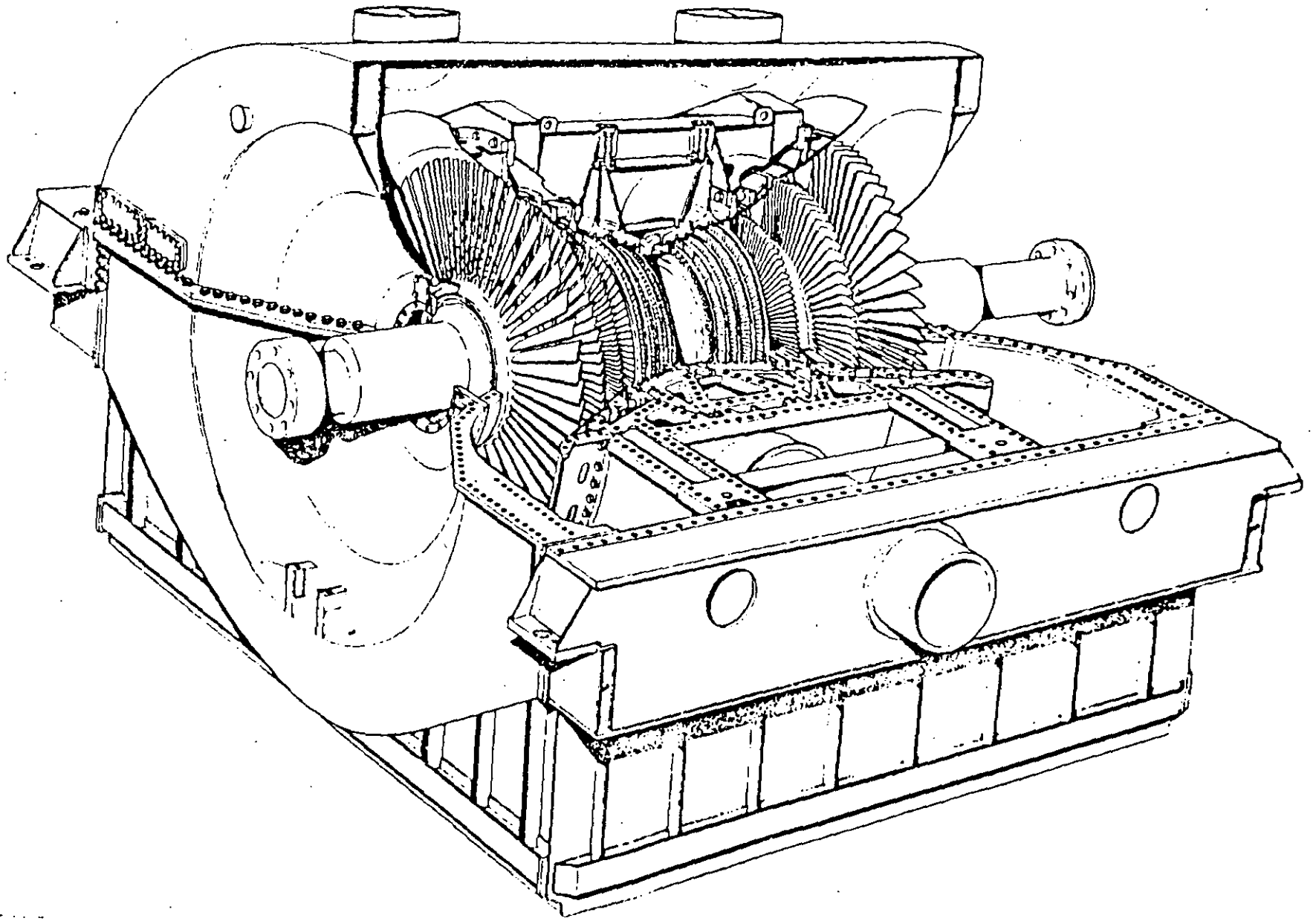
f = Esfuerzo permisible, en  $\text{kg/cm}^2$

Una vez determinado el espesor, es necesario corregir su valor para considerar los efectos de temperatura en el lado interno y externo de la pared; en condiciones normales y transitorias de operación.

Utilizando los métodos modernos de análisis de esfuerzos, las carcasas de una turbina de vapor se diseñan haciendo el análisis de elementos finitos.

Por lo general las carcasas de las turbinas de baja presión y baja temperatura son de hierro fundido y para presiones muy altas, mayores de  $84 \text{ kg/cm}^2$  las carcasas pueden ser forjadas. Para presiones altas y temperaturas de hasta  $425^\circ\text{C}$ , las carcasas son fundidas de acero al carbón, mientras que para temperaturas de  $315$  a  $538^\circ\text{C}$  se utilizan fundiciones de acero al carbón con molibdeno o bien forja de acero con aleación de níquel, cromo y molibdeno. Para temperaturas mayores de  $538^\circ\text{C}$  se puede utilizar acero inoxidable.

Las carcasas de baja presión de turbinas de vapor de gran capacidad, se pueden construir con placa de acero rolado, soldando las diferentes partes que las integran. En la figura No. 11-10, se presenta una carcasa de pared doble de baja presión, construida con placa de acero soldada.



De acuerdo con la temperatura de vapor, la carcasa se fabrica de los siguientes materiales:

- . Hierro fundido de calidad superior o de acero al carbón para temperaturas hasta de 250°C.
- . Acero ligeramente aleado con molibdeno, para temperaturas -- entre 250 y 400°C.
- . Acero aleado con cromo y molibdeno, para temperaturas de 420 a 510°C.
- . Acero aleado con cromo, molibdeno y vanadio, para temperaturas mayores de 510°C.

Las carcasas que trabajan a altas presiones se fabrican forjadas y de forma simple sin nervaduras para evitar deformaciones.

En el extremo del frente (entrada) de la carcasa, se fija el bloque de las válvulas de regulación; la caja del cojinete radial-axial en el que se apoya éste extremo de la carcasa contiene, cerca del cojinete, el regulador de velocidad (a veces fuera de esta caja), el regulador de seguridad, la bomba de -- aceite, diferentes relevadores del sistema de regulación, etc.

En la caja del cojinete radial, que hace cuerpo común con la carcasa y que se coloca en el lado opuesto del frente o entrada, por sobre la conexión de escape de vapor al condensador, se colocan, cerca del cojinete radial de la turbina: el cojinete radial del generador acoplado a la turbina, el acoplamiento, el dispositivo para virar el rotor (torna-flecha), etc.

La carcasa se conecta al condensador por medio de una pieza especial de unión que debe permitir la dilatación independiente, tanto de la turbina como del condensador; así mismo, en la carcasa se colocan las diferentes conexiones de los conductos de vapor, extracciones, aceite, drenaje, etc.

La superficie exterior de la turbina se aísla térmicamente para lo siguiente:

- . Protección del personal.
- . Disminuir las pérdidas de calor, que conducen a una disminu-

ción del rendimiento.

- . Evitar el calentamiento de partes de la turbina que deben permanecer frías como la cimentación, cojinetes, etc, porque pueden provocarse dilataciones anormales, deformaciones, descen-  
trado, vibraciones, etc.

Para el aislamiento térmico se usa colcha de lana mineral en temperaturas hasta de 400°C; para temperaturas más altas se emplea asbesto pulverizado aplicado directamente sobre la carcasa, así como, placas, diatomita, etc.

Sobre el aislamiento se monta la cubierta de lámina o placa de acero pulida o bruñida o bien, lámina de aluminio, con objeto de impedir el deterioro del aislamiento térmico, para reducir la radiación térmica y para darle forma estética a la turbina.

### 3. ESTATOR

Las partes de este componente son las siguientes:

- a. Toberas
- b. Diafragmas
- c. Sellos (laberintos, extracción del vapor de laberintos, con-  
densador de vapor de sellos, regulador, etc.)
- d. Alabes o paletas del estator, fijos o directrices.

Para entender más fácilmente el modo de funcionamiento de una turbina de vapor, así como la posición relativa de las piezas de una turbina, en la Fig. 1.1 se representan esquemáticamente los elementos componentes de la etapa de una turbina de acción.

En la flecha (1) de la Fig. 1.1 se monta el disco (2) en cuya periferia se fijan los álabes o paletas (3) alimentadas con vapor por las toberas (4) y éstas a su vez, se fijan en una placa circular (5) llamada diafragma fija en la carcasa (6); éstas piezas constituyen principalmente el estator y rotor de la turbina.

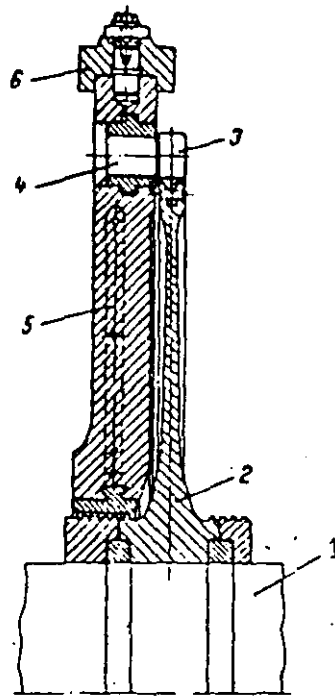
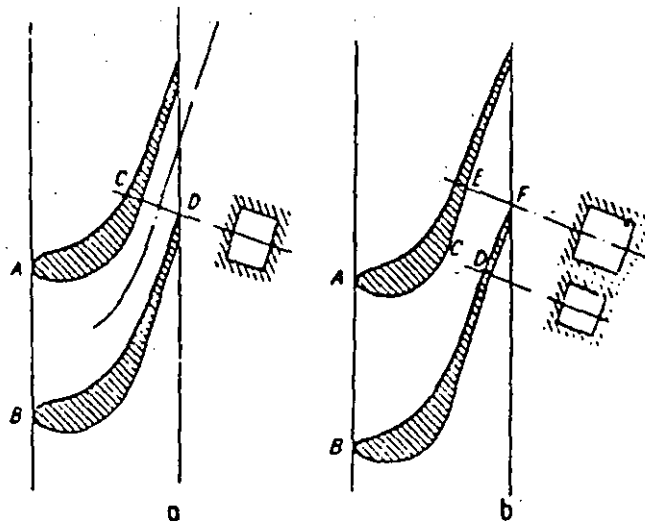


FIG. III.-ELEMENTOS DE UNA ETAPA DE TURBINA DE ACCION



a- Convergente      b- Convergente-divergente

FIG. III.- TIPOS DE TOBERAS



El estator está constituido por las piezas que no se mueven -- durante el tiempo de funcionamiento de la turbina, montadas en el interior de la carcasa y que son: toberas, diafragmas con sellos entre las etapas y álabes directrices (en la rueda Curtis y en la turbina de reacción).

a. Toberas.-

Las toberas son piezas fijas con un canal de forma especial en el interior, en donde el vapor se expande desde la presión a la que entra a la tobera hasta la presión de salida-- alcanzando una velocidad alta, del orden de cientos de m/s. En la tobera se realiza la transformación de la energía potencial del vapor (energía térmica o entalpia) en energía cinética.

Dentro del modo de cómo varía la sección de la tobera, se tiene:

tobera convergente (Fig. a), cuya sección disminuye continuamente de la entrada (sección AB) hasta la salida (sección CD) y

tobera convergente-divergente (Fig. b) cuya sección disminuye hasta un valor mínimo (sección CD) y después aumenta hasta la salida (sección EF).

Si la presión de salida de la tobera es mayor o igual a la presión crítica, se emplean toberas convergentes y si la -- presión de salida es menor que la presión crítica, se emplean toberas convergentes-divergentes.

En las turbinas de acción con etapas de presión, las toberas se montan en la periferia de los diafragmas, junto a -- los álabes rotatorios respectivos, repartidos en un sector o algunos sectores circulares en caso de admisión parcial, o formando un círculo completo en el caso de etapas de admisión total.

Las toberas pueden ser hechas por fresado, Fig. a, en el caso de toberas empleadas en presiones medias y altas; por -- fresado y soldadura, Fig. b, empleadas mucho en las turbinas modernas de alta presión y temperatura o de placa de --

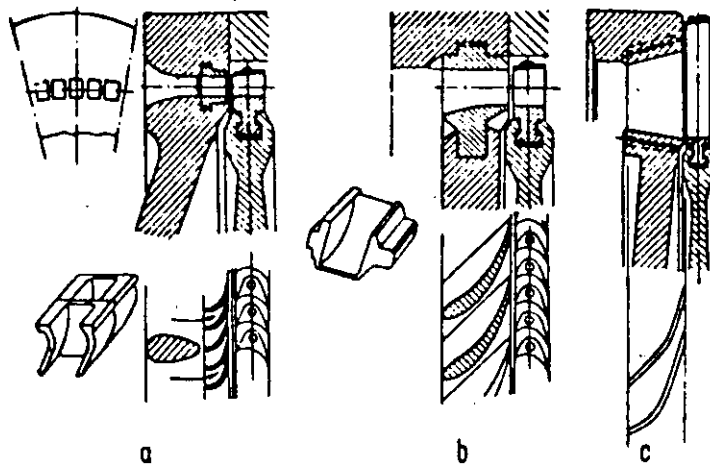
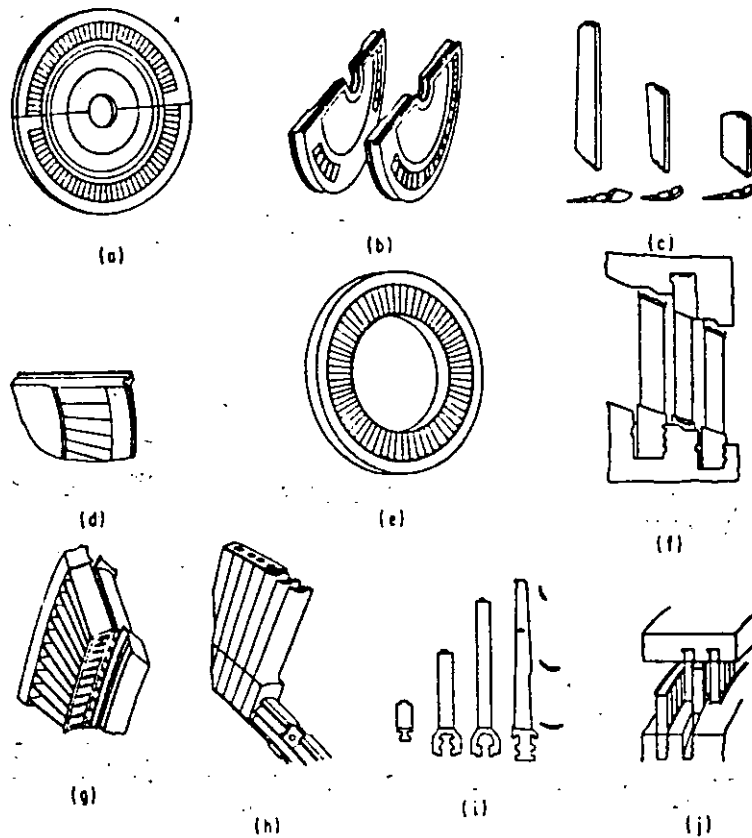


FIG. 13.- TOBERAS



a-diafragma típico de impulso; b-mitades de diafragmas mostrando la junta; c-álabes de diafragmas típicos; d-acercamiento de toberas de diafragmas; e-hilera de toberas de reacción típica; f-álabes móviles y fijos de reacción; g-anillos de álbes móviles y fijos de reacción; h-álabes de impulso en el disco; i-álabes de varios tamaños; álbes de reacción ensamblados -

FIG. 14.- TOBERAS Y ALABES PARA TURBINAS DE IMPULSO Y REACCION

acero, Fig. c, empleadas mucho en las etapas de baja presión en donde los esfuerzos mecánicos y la temperatura de trabajo son más reducidos y en donde la longitud de la tobera -- puede alcanzar cientos de milímetros.

En las turbinas de reacción las toberas forman los álabes - fijos, con el mismo perfil de los álabes móviles, montadas directamente en la carcasa de la turbina.

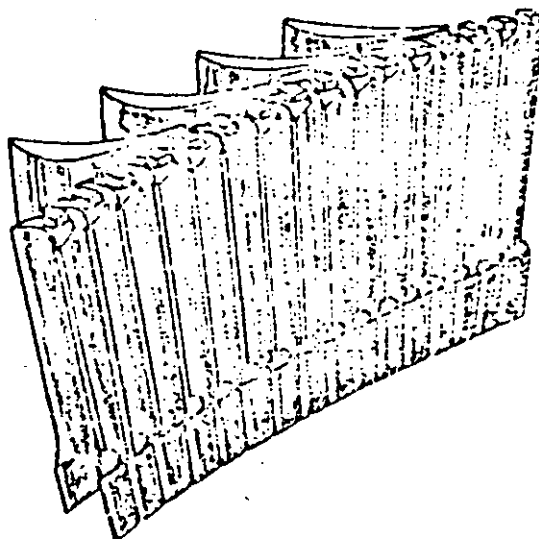
Las toberas y álabes fijos, se hacen de acero inoxidable, - aleaciones con cromo, molibdeno, vanadio, wolfranio, etc., - en función de la temperatura de vapor.

En la Fig. 17-14 se muestran toberas y álabes para turbinas de impulso y de reacción.

La función principal de las toberas es la de convertir parte de la energía térmica del vapor en energía cinética, lo cual es un paso intermedio muy importante en el proceso de transformar el calor en trabajo.

El diseño de toberas para vapor presenta un problema mayor que el de toberas para gas, ya que el vapor es un fluido que en ciertos pasos de la turbina, principalmente los de baja presión, se llega a presentar prácticamente en dos fases, vapor y líquido.

En las turbinas de vapor modernas, la primitiva tobera Laval se ha convertido en un grupo de toberas formadas por perfiles aerodinámicos, como se ilustra en la figura No. 17-15, dirigiendo el flujo a un paso de álabes de impulso



En las turbinas de vapor, las toberas de los diafragmas formadas por el ducto entre dos álabes fijos, pueden ser del tipo convergente o convergente-divergente, según sea la magnitud del cambio de presión entre la entrada y la salida del diafragma. En la realidad sin embargo, las toberas usualmente no son de eje recto, sino curvo, y el flujo de vapor a la salida de la tobera sale formando un cierto ángulo con el borde de salida. Estas toberas formadas por perfiles aerodinámicos se caracterizan por su alta eficiencia.

Para el dimensionado de las toberas, se calcula un número suficiente de secciones transversales de área  $A$ , usando las siguientes ecuaciones:

$$c = \sqrt{2 \Delta h}$$

$$A = \frac{Gv}{c}$$

En donde:

$A$  = Área transversal de la tobera

$G$  = Gasto

$v$  = Volumen específico

$c$  = Velocidad

$\Delta h$  = Cambio de entalpía

Las áreas así calculadas pueden tener forma circular o rectangular, y es necesario además determinar la longitud de la tobera a lo largo de su eje, y definir si el eje de la tobera es recto o curvo. En síntesis, la tobera se puede calcular por la variación lineal de la presión, de la entalpía o del volumen específico a lo largo de su eje.

Con las áreas ya conocidas, se define el perfil de la tobera como un arco de círculo para la sección convergente y como un cono con un ángulo de 8 a 10° para la sección divergente. Si se tiene un ángulo mucho mayor en la porción divergente se produce desprendimiento del flujo y se incrementan las pérdidas por fricción de forma, pero si el ángulo fuera mucho menor, aumentaría mucho la longitud de la tobera y el valor de la fricción de superficie.

En la práctica las turbinas de vapor tienen toberas de sección rectangular.

Las pérdidas en las toberas se toman en cuenta por medio del coeficiente de velocidad  $k_n$ , el cual se define como la relación entre la velocidad real y la ideal para una tobera. En general, el valor del coeficiente depende de: el tamaño de la tobera, la rugosidad de su superficie, su longitud total, su ángulo de divergencia, el espacio entre toberas, la humedad del vapor, el espesor del borde de salida de los perfiles, etc.

Los materiales adecuados para la fabricación de las toberas de alta presión, deben tener una buena resistencia al calor y al desgaste causado por partículas que arrastra el vapor. Para las toberas de los pasos de baja presión, la resistencia al desgaste es esencial por el agua en suspensión que lleva el vapor en esos pasos, además, la resistencia a la erosión y oxidación por la misma causa es de gran importancia.

Los aceros comunes para toberas son aceros con 0.35% C y 2% Mn. Para ofrecer una buena resistencia bajo carga prolongada a 400°C se emplea acero 0.2% C, 13% Cr, 1% Mo. Si la temperatura de carga prolongada aumenta a 450°C, el material adecuado debe tener níquel tal como el acero inoxidable 18% Cr, Ni, W. Para temperaturas superiores a los 500°C, se recomienda acero 14% Cr.

b. Diafragmas.-

Los diafragmas son piezas de forma de una placa circular, - Fig. N-11a, compuesta de dos mitades: una fija en la mitad inferior de la carcasa y la otra fija a la mitad superior de la carcasa dentro de un canal torneado o dentro de una ranura especial.

En las turbinas de vapor, entre los discos o pasos rotativos que contienen los álabes, usualmente se encuentran los diafragmas o pasos fijos, en los cuales van montadas o integralmente formadas las toberas. Las funciones principales de los diafragmas son:

- Dar al flujo de vapor una dirección adecuada para que pase por los pasos de álabes rotatorios o móviles a las velocidades y ángulos previstos en el diseño.
- Realizar su función de dirigir el flujo de vapor en una amplia variedad de condiciones de presión y temperatura para dicho flujo.
- Tener integridad estructural para resistir esfuerzos térmicos y de presión, además de aquellos causados por expansiones diferenciales y los térmicos de carácter cíclico.

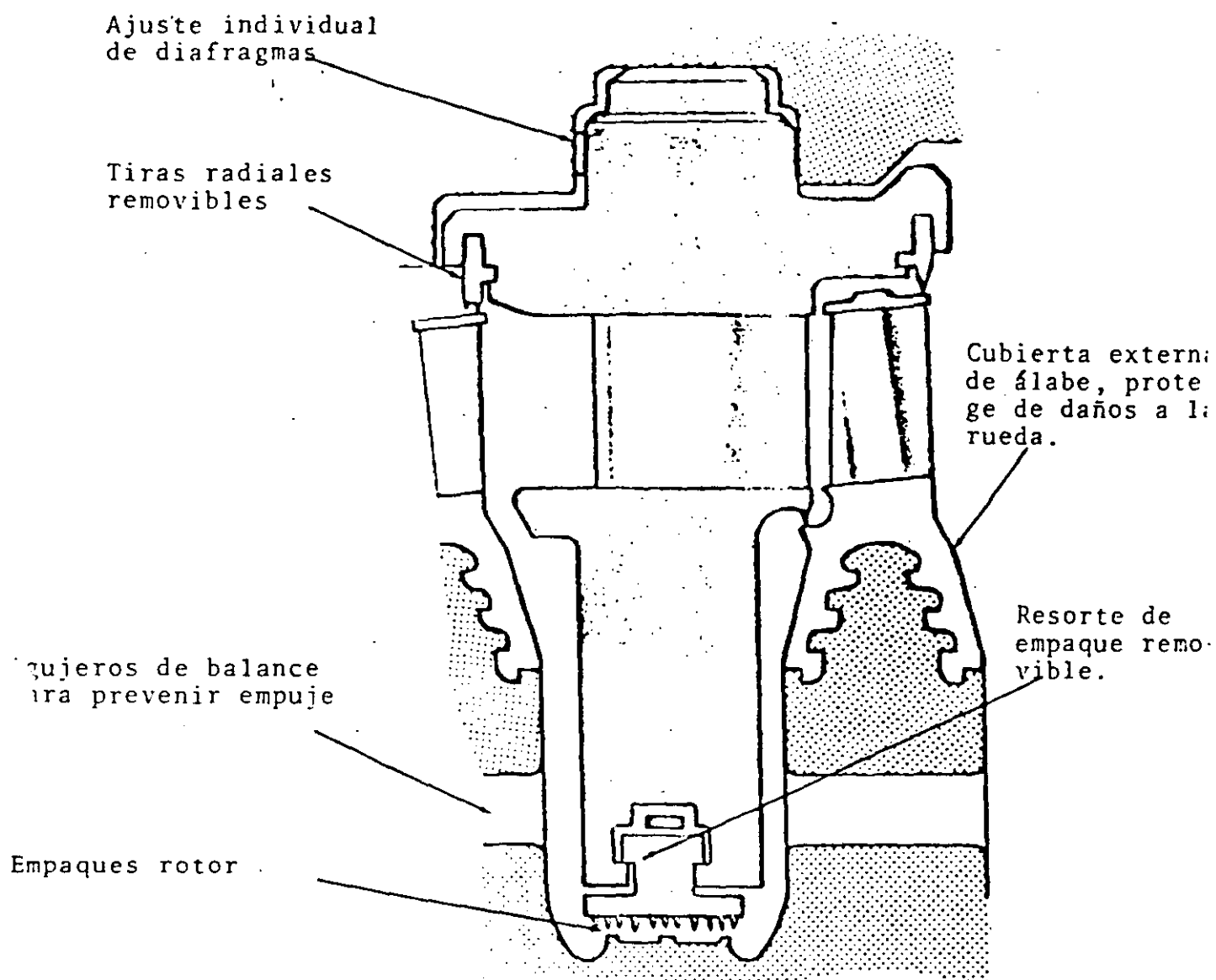
Generalmente en las turbinas de vapor, los diafragmas van montados en anillos, los cuales se instalan en posición adecuada en el interior de la carcasa. Los apoyos especiales que poseen los diafragmas permiten su libre expansión y contracción sin distorsión y en forma independiente de la carcasa; esto permite que los diafragmas se mantengan concéntricos con el rotor cuando la turbina está en operación.

Los diferentes diafragmas de una turbina al estar en contacto con el vapor en sus dos caras, se expanden o se contraen simultáneamente con el rotor cuando se presentan cambios de temperatura por motivo de cambios de carga; de esta forma se reduce al mínimo la expansión diferencial entre las partes estacionarias de la turbina y el rotor.

Como los diafragmas van montados en el interior de la carcasa, si ésta es de tipo partido con junta horizontal, es de esperarse que los diafragmas estén compuestos de dos partes quedando armados en una sola pieza al cerrarse la carcasa.

Los diafragmas llevan incorporadas en su corona o periferia a las toberas; éstas en algunas ocasiones son parte integral del diafragma, pero también pueden estar soldadas al diafragma como puede observarse en la Fig.

Dependiendo del tipo de montaje que se utilice para los diafragmas, se pueden instalar en algunos casos anillos separadores que mantienen a los diafragmas en posición constante unos con respecto a otros, aún en las condiciones de dilatación que se presentan en las diferentes condiciones de operación de la máquina. Los diafragmas en su diámetro interno están provistos de sellos de laberinto, como puede observarse en la Fig. de características de fabricación de diafragmas.



### CARACTERISTICAS DE FABRICACION DE DIAFRAGMAS



En el diseño de los diafragmas se contemplan dos aspectos que son el mecánico y el fluidodinámico, siendo éste último el de mayor importancia. El diseño mecánico está relacionado con la resistencia del diafragma a los esfuerzos inducidos por la presión del vapor, y el diseño fluidodinámico corresponde esencialmente al dimensionamiento de las toberas para la condición de flujo de vapor que se tenga.

En los diafragmas de las turbinas de vapor varía el grado de admisión, dependiendo del área total de toberas que posee el diafragma para el paso del vapor; en la figura No. IV-17 se presentan tres diafragmas, en los cuales la admisión es parcial para los casos "a" y "b", siendo total para el caso "c".

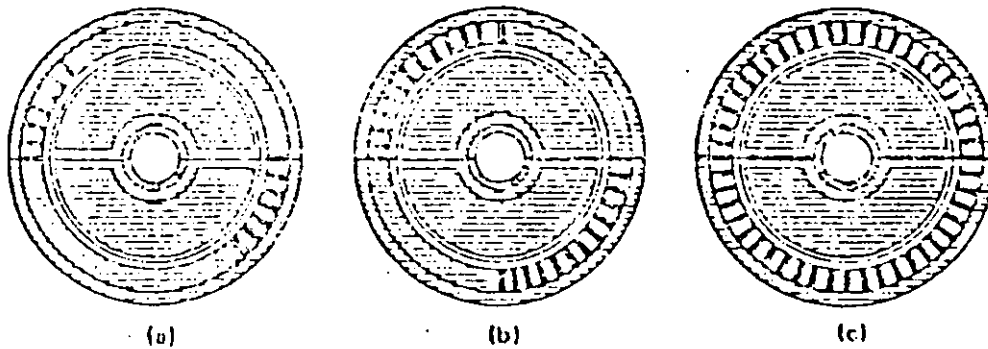


Fig. No. IV-17

Los diafragmas soportan una carga importante debido a la diferencia de presiones que existe entre la entrada y la salida de las toberas. De acuerdo con el análisis hecho por Stedola, los diafragmas se pueden considerar como placas continuas, planas, de espesor constante, suponiendo además que no se encuentran partidos por su diámetro horizontal. En estas condiciones la tensión máxima "n" en el diafragma es:

$$n = \frac{3}{8} (3 + s) \frac{r^2}{h^2} p$$

y la deflección máxima en el centro del diafragma es:

$$y = \frac{3}{16} (1 - s) (5 + s) \frac{r^4}{h^3} \frac{p}{E}$$

En donde:

h = Espesor de la placa

r = Radio de la placa

p = Diferencia de presión entre las dos caras

s = Constante de Persson

n = Tensión máxima

E = Módulo de elasticidad

En el caso real, el hecho de que los diafragmas tengan una perforación en el centro para dar paso al rotor y el que estén partidos en su diámetro horizontal como se ilustra en la figura No. IV-18, da origen a que la deflección máxima real sea aproximadamente 2.4 veces mayor que la teórica.

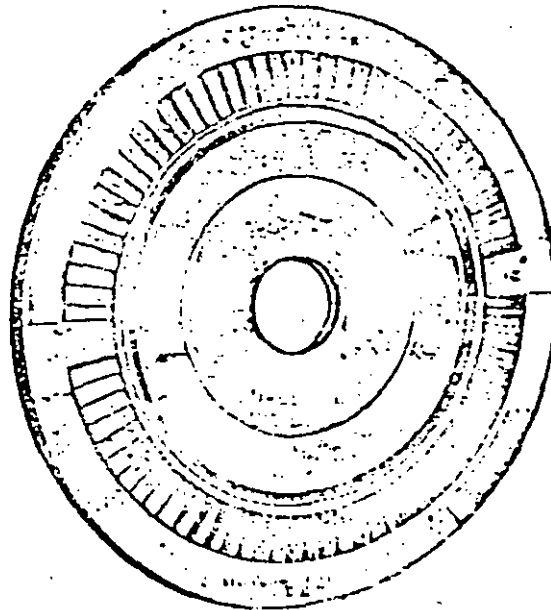


Fig. No. IV-18

#### 4. SELLOS

##### A. Sellos de la Flecha.-

Para poder acoplar el generador eléctrico, así como accionar los dispositivos auxiliares como regulador, bomba de aceite, etc., la flecha de la turbina debe atravesar la carcasa en dos lugares: en la parte de alta presión por donde el vapor entra a la turbina y en la parte de baja presión por donde el vapor escapa. En las turbinas a contra-presión la presión en el interior de la carcasa es mayor que la presión atmosférica en ambas partes y la función de los sellos es impedir que el vapor escape al medio exterior. En las turbinas de condensación, en la parte de alta presión, la presión en el interior es mayor que la presión atmosférica y en la parte de baja presión es menor, por lo que, en la parte de alta presión, la función de los sellos es impedir que el vapor escape hacia el exterior y en la parte de baja

presión debe impedir la penetración a la turbina del aire - del exterior y de ahí al condensador en donde deteriora el vacío lo que trae como consecuencia una disminución de la potencia y/o un aumento en el consumo específico de vapor de la turbina.

Debido a que la velocidad periférica en la zona de sellos - es de algunas decenas de m/s, no se usan los sellos por fricción (prensaestopas) porque se destruyen rápidamente a causa del mucho calor desarrollado por fricción; de ésta forma, en las turbinas de vapor se usan sistemas especiales de sellos, llamados:

- . Sellos laberínticos
- . Sellos con anillos de carbón
- . Sellos de agua

En la Fig. W-19, se muestran las zonas de fugas y estos tipos de sellos y en la Fig. W-20, las fugas de vapor en las etapas de impulso.

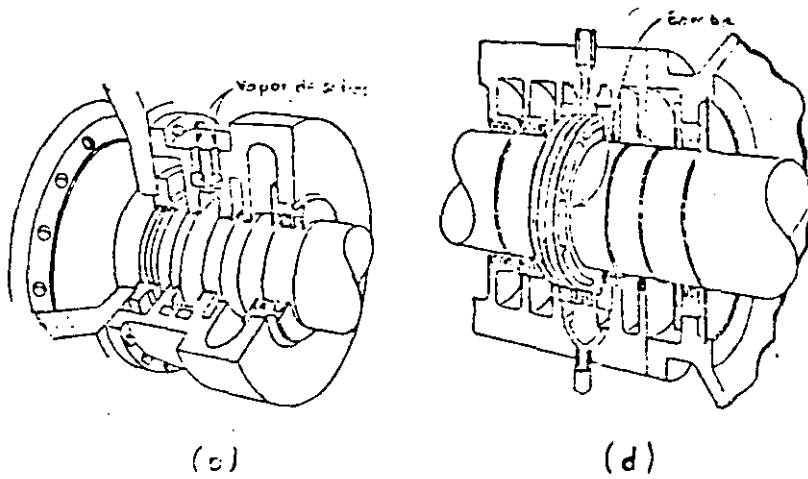
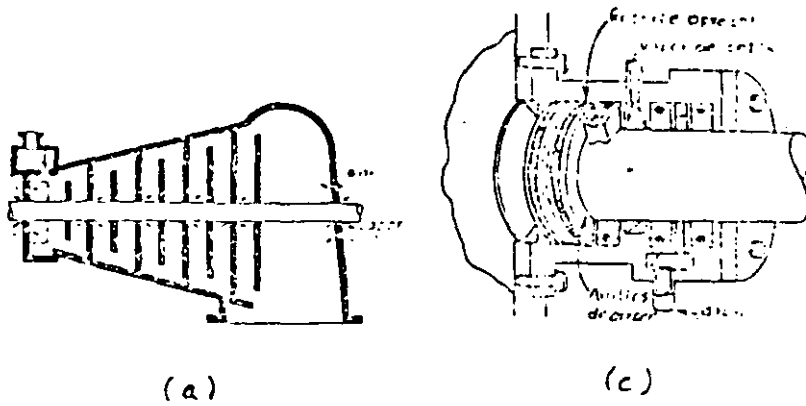
Sellos laberínticos.- El laberinto realiza la limitación - del escape de vapor entre dos espacios con presión diferente por laminación sucesiva en múltiples cámaras o etapas.

La cámara de un laberinto consta de estrechamientos y alargamientos de sección en donde el vapor es laminado (Fig. W-20); la velocidad del vapor que se genera en la sección angosta, se destruye por torbellino, (marcado con flechas en la Fig. W-20) en las partes ensanchadas de las cámaras disminuyendo la presión del vapor. En el extremo de la parte más grande, el vapor tiene un volumen mayor, correspondiéndole el volumen específico de la presión en la cámara respectiva del laberinto.

Dentro de un laberinto, el vapor es obligado a pasar a través de cámaras sucesivas, Fig. W-20, es decir, está sujeto a una serie de laminaciones sucesivas hasta cuando alcanza la presión existente después del último anillo de sello.

Los laberintos no evitan la pérdida total de vapor, sino sólo la disminuyen; un laberinto de sellos es mejor mientras más cámaras o etapas tenga y mientras menor sea la sección de paso (juego, holgura, etc.).

La forma de construcción de los laberintos es muy variable - como puede observarse en la Fig. W-20. En el caso de los -



a-zona de fugas; b-sellos laberínticos; c-sellos de carbón; d-sellos de agua.-

FIG. 48.- SELLOS DE TURBINAS

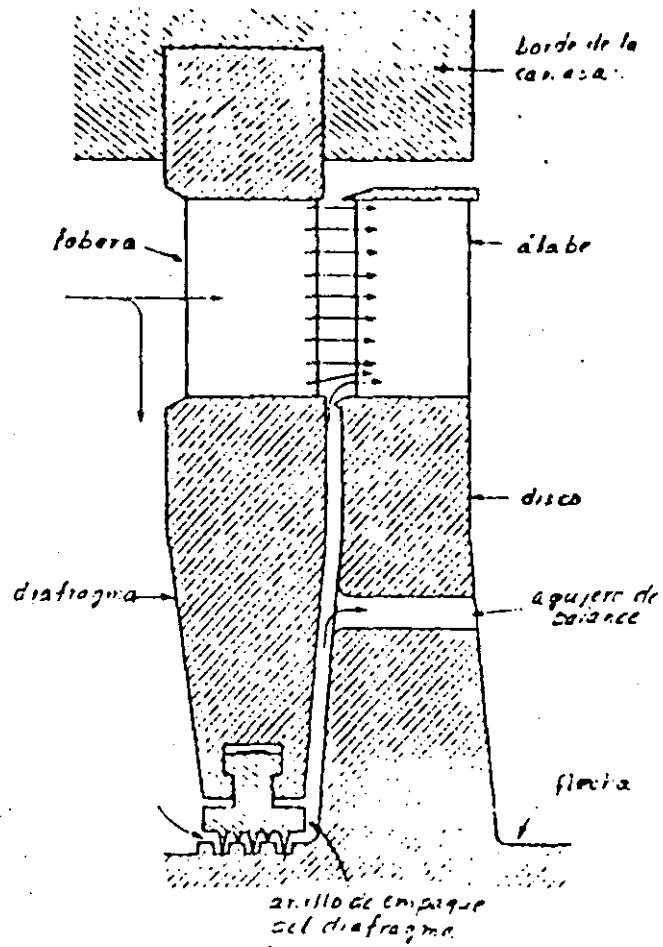


FIG. 100.- FUGAS DE VAPOR EN LAS ETAPAS DE IMPULSO.

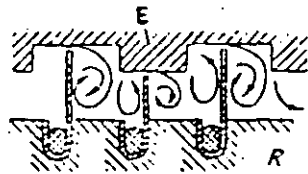
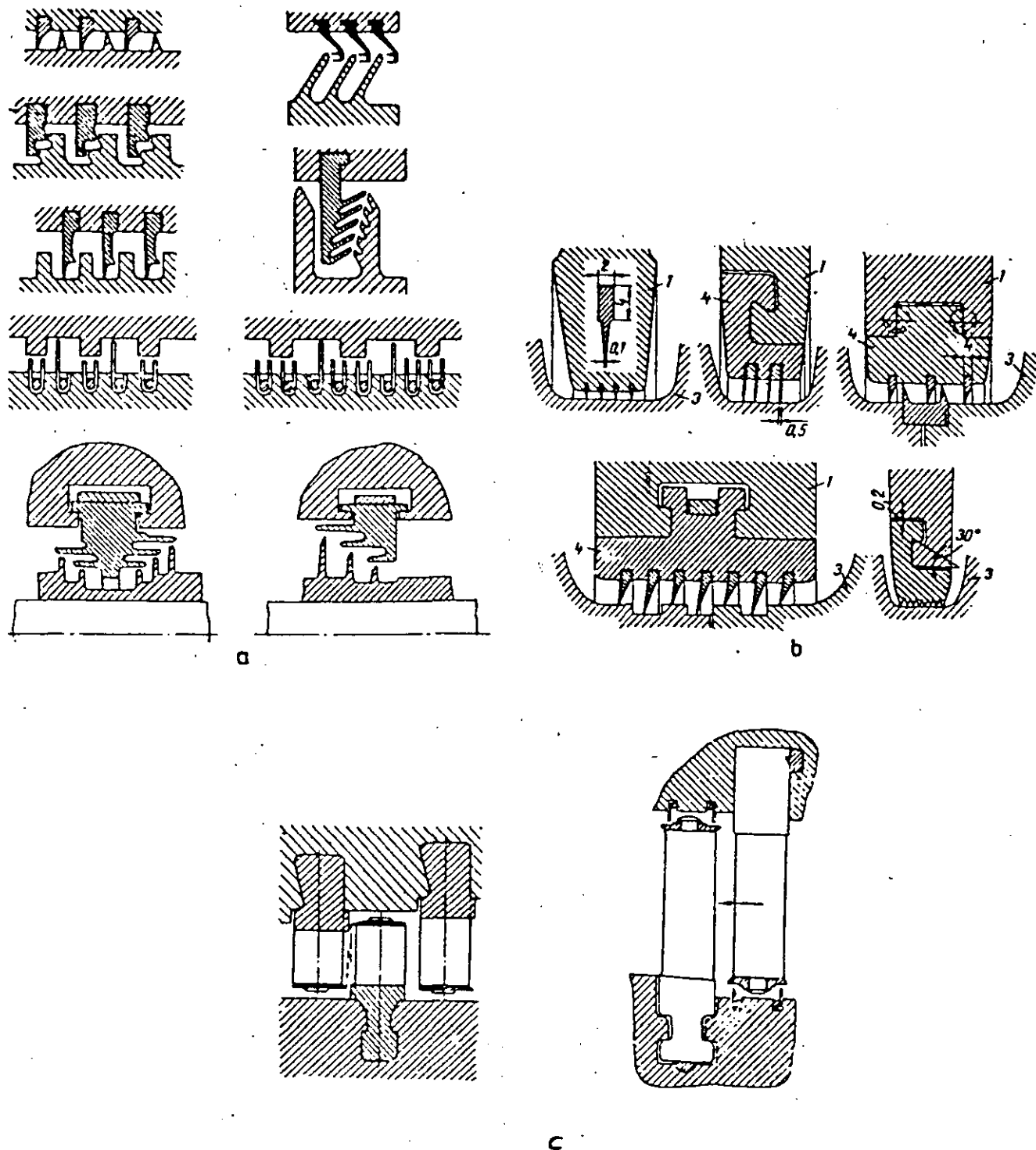


FIG. 101.-CAMARA LABERINTICA



a-Flecha y carcasa; b-Flecha y diafragmas; c-Alabes de reaccion.-

FIG. 112.- SELLOS DE LABERINTOS

laberintos representados en la Fig. a, los anillos móviles (canales) se tornean directamente en la flecha y los anillos fijos - - (anillos de sellos) se fijan a presión, en pedazos, montados a su vez en la carcasa de la turbina; las partes de laberintos están seccionados en el plano horizontal para que puedan montarse en la carcasa.

Las puntas de los anillos de sellos son muy delgadas (0.1 a 0.2 mm.) para que puedan doblarse fácilmente en caso de rozar con la flecha; el juego radial de los laberintos tiene un valor comprendido entre 0.2 y 0.5 mm. El juego axial es mayor y se elige en función del desplazamiento relativo del rotor con relación a partes fijas, durante el funcionamiento de la turbina.

Los anillos de sellos usados en temperaturas no muy elevadas, se fabrican de latón y los de temperatura elevada de acero inoxidable; los soportes se hacen de acero.

Tanto los laberintos de alta presión como los de baja presión, están divididos en tres zonas, marcadas en la Fig. W-11 como I, II y III; los laberintos de alta presión trabajan entre la presión de salida del vapor en la primera etapa (o vapor vivo) y la presión atmosférica. En la zona I, en el laberinto de alta presión, el vapor viene con una presión  $p$  y se expande hasta la presión  $P_a$  (1.5 a 3.0 Kg/cm<sup>2</sup>); con esta presión el vapor entra en un colector circular en donde se reparte: una pequeña parte pasa a la zona II del laberinto y se expande hasta la presión  $P_b$ , pudiendo ser mayor que la atmosférica y después sale a la atmósfera por el conducto 11. El resto del vapor sale por el conducto 14, en el colector circular, al laberinto de baja presión; esta parte de vapor forma la cortina que impide la penetración de aire al condensador.

El vapor que va a la parte de baja presión, se reparte en dos: una parte se expande en la zona I y después entra al condensador y la otra parte se expande en la zona II y después sale a la atmósfera por el conducto 15. Entre la zona



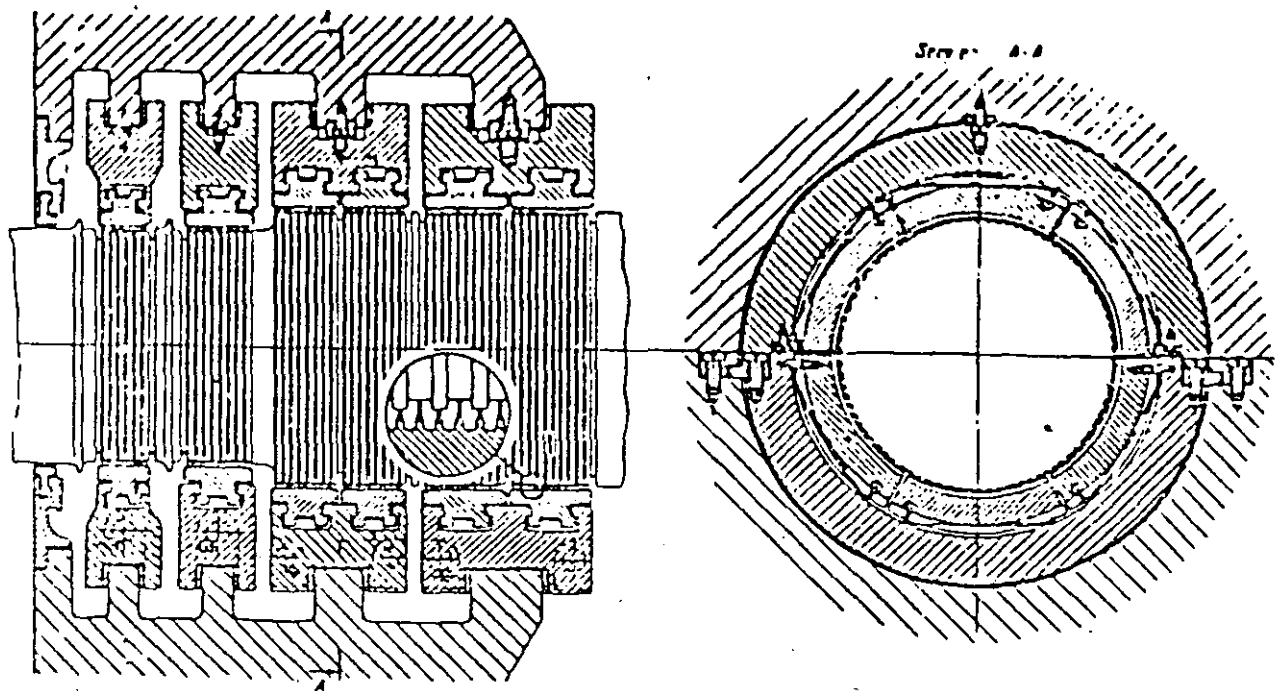
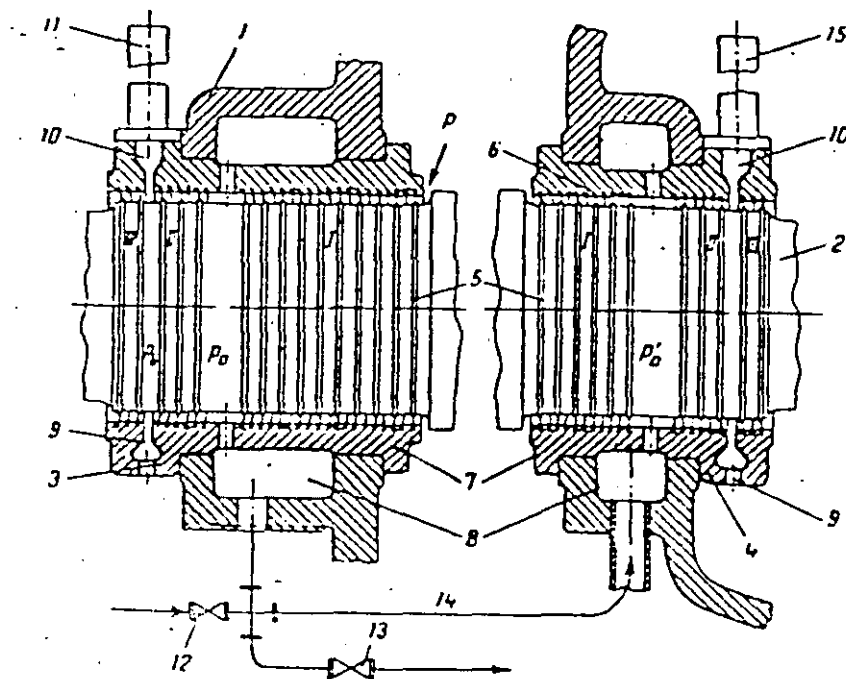


FIG. .- SELLOS LABERINTICOS DE LA FLECHA Y CARCASA



1-carcasa; 2-flecha; 3-labirintos de alta presión; 4-labirintos de baja presión; 5-anillos móviles; 6-anillos fijos de sellos; 7-piezas de labirintos; 8-cámara colectora circular; 9-drenaje; 10-cámara de ventilación; 11-tubo de evacuación a la atmósfera; 12-válvula de vapor vivo; 13-válvula de regulación de flujo de vapor al condensador

FIG. .- DISPOSICION DE LABERINTOS EN TURBINA DE CONDENSACION

II y III del laberinto, existe la cámara 9, llamada cámara de ventilación que comunica con la atmósfera por medio de un tubo por el que se evacúa el vapor a la atmósfera para que no descargue hacia el cojinete.

La observación de los dos tubos de evacuación a la atmósfera permite conocer el modo de funcionamiento del laberinto (demasiado o insuficiente vapor); en las turbinas grandes modernas, éstos tubos se sustituyen con dispositivos automáticos de supervisión del funcionamiento de los laberintos.

Durante el arranque de la turbina, funcionamiento en vacío o a muy bajas cargas, la presión en la cámara de la primera etapa de la turbina puede ser menor que la atmosférica y en este caso, se introduce vapor vivo por la válvula especial-12, cerrándose durante este tiempo la válvula 13 de regulación de vapor hacia el condensador.

El esquema de la Fig. 11 no constituye la solución única para alimentar con vapor los laberintos o para evacuar el vapor de ellos; la regulación de vapor entre diferentes laberintos, extracciones, condensador e instalación de condensación se ejecuta con ayuda de dispositivos automáticos de regulación y supervisión del funcionamiento de laberintos.-

A continuación se describen los diferentes tipos de sellos laberínticos y un sistema de sellos utilizado en las grandes turbinas modernas.

Los sellos laberínticos son los únicos que se utilizan en las grandes turbinas de vapor, debido a que pueden soportar las más altas condiciones de vapor.

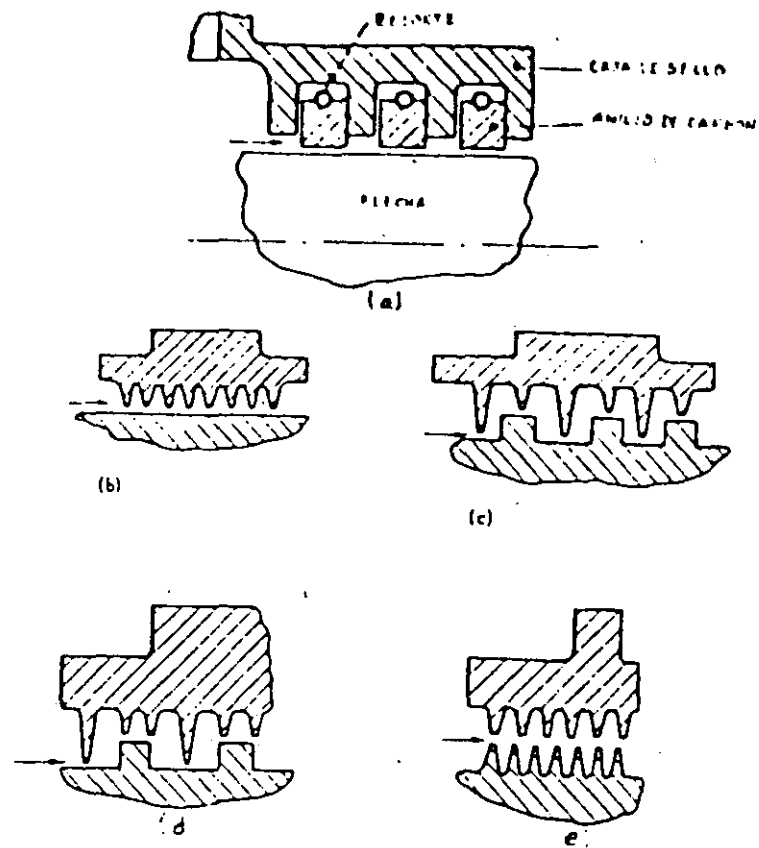
Como se mencionó anteriormente, un sello laberíntico consiste de un anillo con una serie de aletas maquinadas que forman un número de restricciones anulares y cada restricción es seguida por una cámara de expansión.

Una forma simple de sello laberíntico se muestra en la Fig. IV-29 b; conforme el vapor entra en la restricción, la velocidad se incrementa y se desarrolla energía cinética a expensas de la energía de presión. Cuando el vapor entra a la cámara de expansión, la energía cinética se convierte, por turbulencia, en calor y no recupera la energía de presión, es decir, que la presión es bajada progresivamente conforme el vapor es estrangulado en restricciones sucesivas, a entalpia aproximadamente constante.

Para asegurar que la máxima energía cinética se convierte en la cámara de expansión, el anillo con aletas y la flecha se escalonan como se muestra en la Fig. IV-29 c; éste tipo de sello laberíntico unicamente puede ser usado donde la expansión diferencial axial, entre rotor y carcasa, es pequeña.

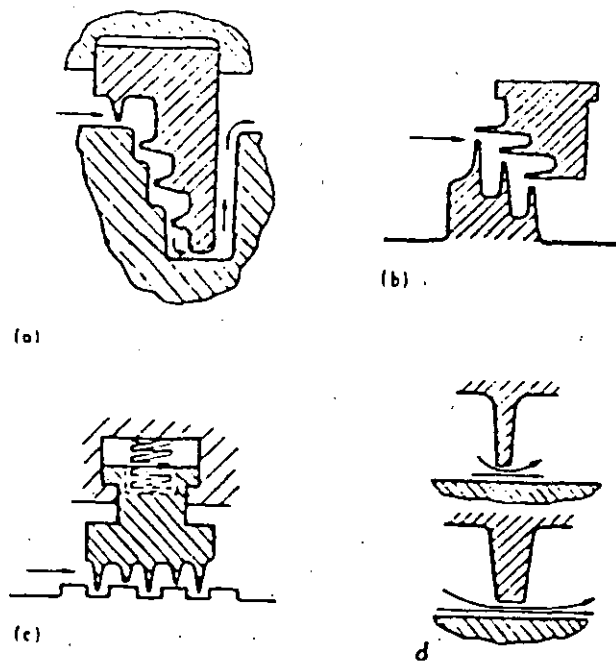
Un arreglo alternativo de sello laberíntico escalonado con dos o más aletas de diámetro grande, se muestra en la Fig. IV-29 d; este arreglo puede aceptar grandes cambios en las dimensiones relativas axiales. Bajo todas las condiciones, cuando menos dos de las tres aletas por paso forman efectivas restricciones.

El principio anterior puede ser extendido a un gran número de aletas de diámetro grande, pero el No. de restricciones efectivas por centímetro de longitud axial se hace progresivamente menor y es preferible adoptar una forma más simple de sello como los de las Figs. IV-29 b o e; el mayor No. de restricciones compensa el incremento de pérdida de eficiencia comparado con el sello escalonado.



a-sello de anillos de carbón; b-labirinto plano; c-labirinto escalonado; d-labirinto con doble escalón; e-labirinto variable

FIG. 24.- SELLOS Y CASQUILLOS (GLAND).



a-labirinto radial y axial; b-labirinto en trapezillo; c-labirinto con resorte; d-labirintos de placas finas y gruesas

FIG. 25.- CASQUILLOS DE LABERINTOS

Otro diseño de sello que es independiente de la expansión diferencial, es el sello vernier mostrado en la Fig. IV-24e; en éste, tanto la flecha como el anillo de sello tienen aletas y el paso de éstas es ligeramente diferente en los dos componentes de sellos. Este diseño no es tan eficiente como el sello escalonado, pero tiene la ventaja que únicamente las aletas directamente opuestas rozarían si ocurre un desplazamiento radial y por lo tanto, la cantidad de calor generado sería pequeña y el daño sería mínimo.

En donde es posible un control cerrado de la expansión diferencial axial, por ejemplo cerca del cojinete de empuje de la turbina, se puede usar un sello laberíntico axial o uno combinado axial y radial. Una forma de éste tipo de sello, se muestra en la Fig. IV-25a, y puede verse que el vapor es forzado a fluir radialmente hacia adentro contra la acción bombeadora centrífuga, con lo cual se reduce la fuga.

En la Fig. IV-25b, se muestra una forma de sello laberíntico con los claros en tresbolillo para asegurar que no se arrastra energía cinética de la restricción precedente. Las aletas estacionarias son axiales y si ocurre un rozamiento, el calor generado causa que las aletas estacionarias se expandan incrementando los claros. El espesor de las puntas de los sellos laberínticos se hace tan delgado como sea práctico para que si ocurre un rozamiento accidental entre la flecha y el casquillo, las aletas se separan con poco calentamiento de la flecha; un rozamiento fuerte podría generar rápidamente tanto calor que flexionaría la flecha y la desbalancearía. El comportamiento de una punta gruesa de aleta es mejor que el de una punta delgada, porque la "vena contracta" es más pequeña para un claro dado, incrementando la longitud efectiva del pasaje de restricción, como se muestra esquemáticamente en la Fig. IV-25d. De acuerdo con lo anterior, el diseño del espesor de la aleta es un compromiso entre estos dos requerimientos en conflicto.

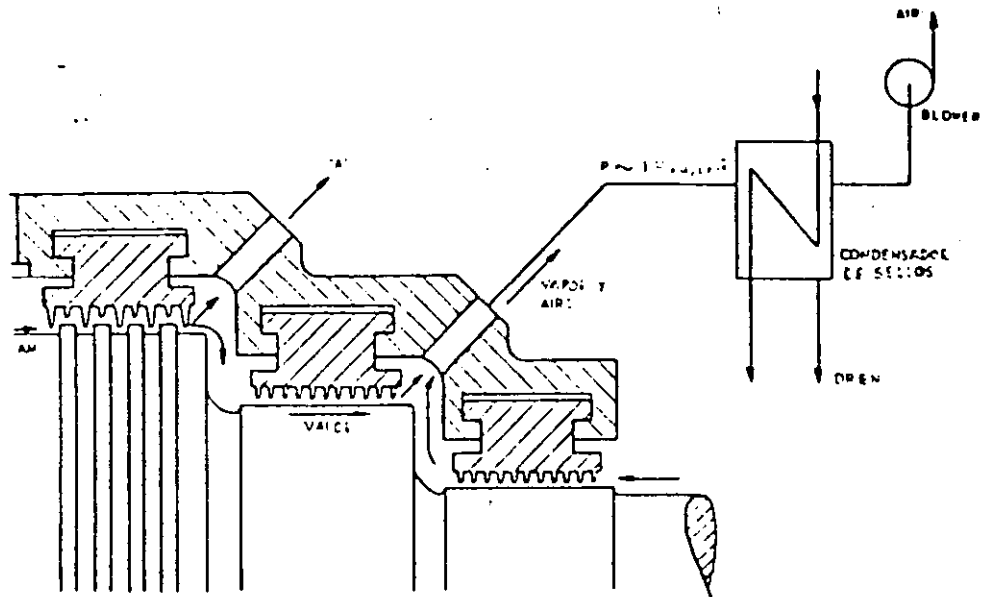
El diámetro y el claro radial del sello laberíntico se hace tan pequeño como sea práctico ya que el flujo de fuga a través del sello es directamente proporcional al claro; en la práctica el claro mínimo radial adoptado es de aproximadamente (0.020") 0.5 mm

Para minimizar el efecto de rozamiento con sellos de claros cerrados, en ocasiones los anillos se respaldan para empuje con resortes, como se muestra en la Fig. 7-15 c; en este caso los anillos de sellos se hacen normalmente de cuatro o más segmentos.

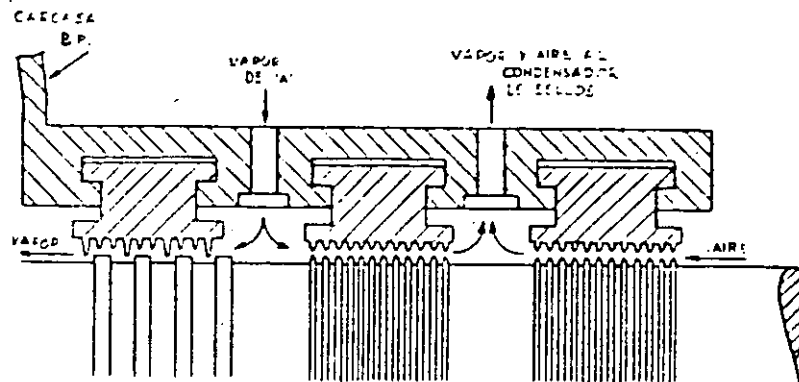
El flujo a través de un sello laberíntico es una función de la presión y temperatura inicial, la presión final y del área del claro bajo la restricción; el flujo másico a través de una serie de restricciones es constante, pero la velocidad de el vapor a través de los estrangulamientos sucesivos se incrementa en la medida en que el vapor se expande. La velocidad a través de la restricción final no puede exceder la velocidad sónica y la relación de presiones con la última restricción es entonces igual al valor crítico y si la contrapresión se reduce más, no se incrementa el flujo másico, es decir, para un sello con un número dado de restricciones, hay una relación de presiones asociada que da la máxima fuga a través del sello.

Para reducir la pérdida de energía en el exterior de los sellos al final de las carcasas de a.p. y de t.p. así como promover un gradiente de temperatura gradual a lo largo de la flecha, se acostumbra dividir dichos sellos en secciones guiando el vapor de salida a una etapa apropiada en la turbina o para alimentar un calentador después de cada sección con lo que, el calor regresa al ciclo como se muestra en la Fig. 7-16 .

Para evitar la fuga de vapor de los sellos laberínticos hacia la casa de máquinas en donde se condensa en las paredes y planta, todos los elementos finales de los sellos se mantienen a aproximadamente 0.035 kg/cm<sup>2</sup> ( mm de Hg) abajo de la presión



(a) A.P. FINAL



(b) B.P.

FIG. W-26 - ARREGLO DE SELLOS EN LOS EXTREMOS FINALES DE CARCASAS

atmosférica por el empleo de un condensador de vapor de sellos venteado a la atmósfera vfa un soplador. Este pequeño vacío es suficiente para sacar el aire de la sección final de sellos en donde se mezcla con el vapor saliendo de la carcasa; el aire - se separa en el condensador de sellos y se regresa a la atmósfera.

El arreglo de la sección final de sellos de una carcasa de a.p. se muestra en la Fig. V-26a; la presión de salida del sello en el punto "A" antes de la penúltima sección de sellos, normalmente se establece a unas décimas de  $\text{kg/cm}^2$  arriba de la presión atmosférica conectando la salida del sello al punto alto de la alimentación del calentador más cercano en la carcasa de B.p. El flujo de vapor extraído de ésta salida, normalmente se emplea para los sellos de la carcasa de b.p.; el arreglo de los sellos de la carcasa de b.p. se muestra en la Fig. V-26b. El vapor fluyendo hacia afuera evita la entrada de aire a la carcasa y al condensador.

El vapor de los sellos de a.p. puede ser suficiente para los sellos de b.p. a altas cargas, pero a bajas cargas se requiere un suministro separado de vapor de sellos; normalmente este suministro se toma de la línea de vapor principal de la turbina y se estrangula a través de una válvula reductora.

En la Fig. V-27 se muestra un sistema típico de vapor de sellos; los enfriadores A y B se requieren para reducir la temperatura de suministro de vapor vivo a una temperatura aceptable para la flecha de la turbina, empleándose tanto los de pulverización de agua como los de tubos y cubierta o de superficie; normalmente el sistema de sellos se para automáticamente por la válvula reductora controladora de presión.

Como la mayoría del vapor de fuga de los sellos no pasa a través de las etapas de la turbina, se tiene una pérdida de energía; ésta es la razón por la que se hacen esfuerzos para tener un arreglo eficiente de sellos y reducir dicha pérdida de energía.



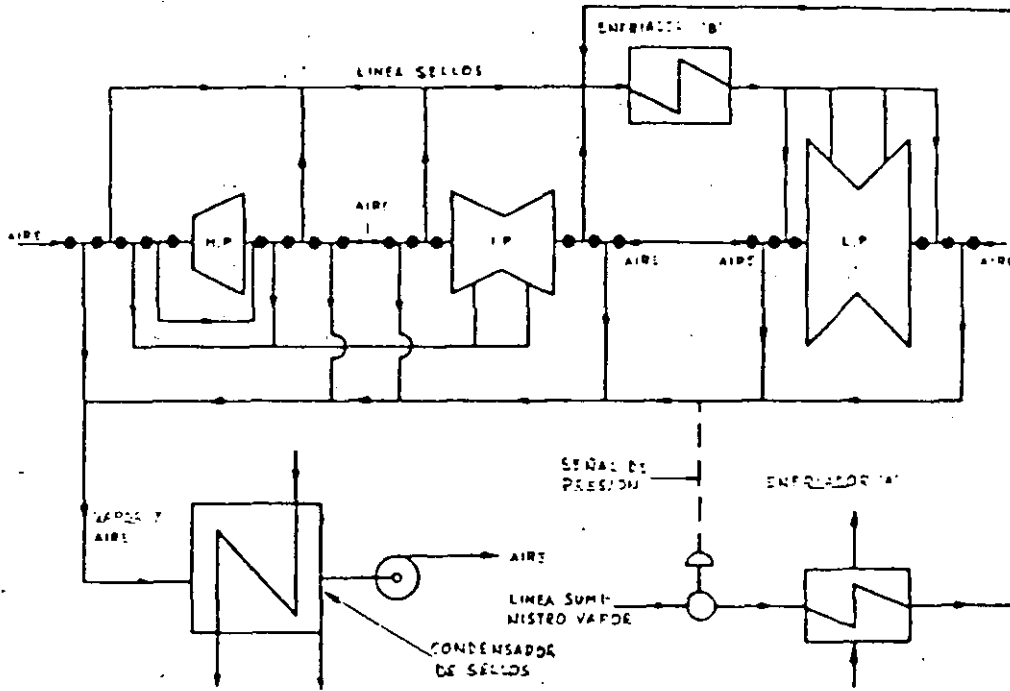


FIG. 103.- ARREGLO TÍPICO DE UN SISTEMA DE SELLOS DE FLECHA Y CÁRREGA DE TURBINA.

## b. Sellos Con Anillos de Carbón

Estos sellos no se usan en las grandes turbinas modernas, debido a que la máxima temperatura de operación es de  $120^{\circ}\text{C}$  y la máxima velocidad de la flecha está limitada a 2700 m/min. (45 m/s).

Se utilizan solo en turbinas de poca potencia; el sello se realiza con ayuda de cuatro y hasta ocho anillos de carbón de sección rectangular cortados en múltiples segmentos. Cada anillo se introduce dentro de una caja anular metálica manteniendo cabeza con cabeza los segmentos, en forma de anillo, con la ayuda de unos arcos. La caja metálica con los anillos de carbón se introducen después en otra en la flecha, todos montados dentro de una pieza fija en la carcasa de la turbina.

## c. Sellos de las Etapas.-

Debido a que en las dos caras de los diafragmas existe presión diferente, para reducir al mínimo el escurrimiento o fuga de vapor de la parte de más alta presión, se proveen de laberintos de sellos entre la flecha, discos y diafragmas; en la Fig. 10 se muestran diferentes tipos de laberintos de sellos montados en los diafragmas. El número de anillos de sellos depende del ancho del diafragma y normalmente es de 4 a 10.

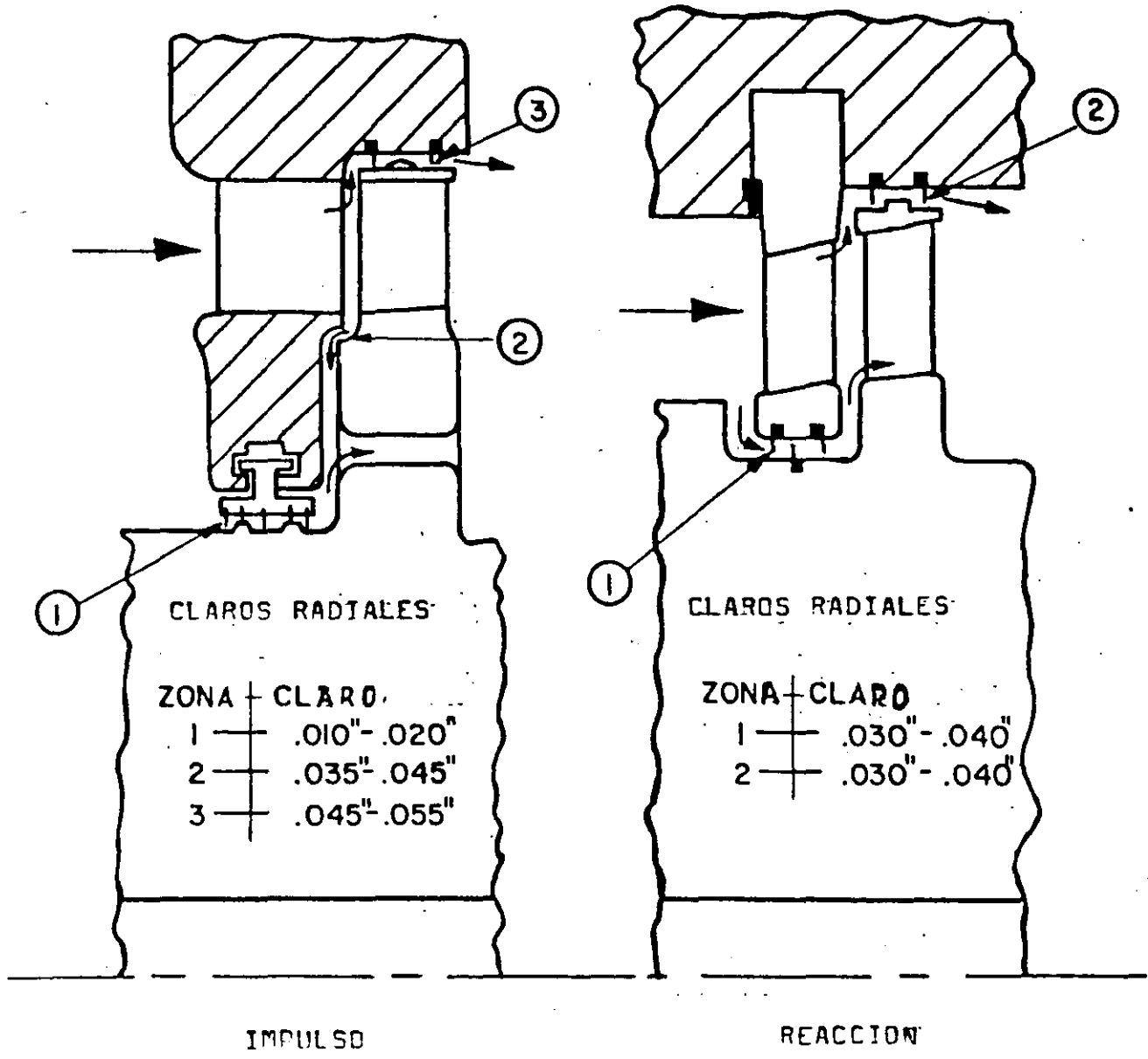


FIG. 28.- ARREGLO DE SELLOS DE ETAPAS DE IMPULSO Y ETAPAS DE REACCION

En las turbinas de reacción, el escape de vapor se produce por el juego entre álabes fijos y tambor y entre álabes móviles y carcasa; en la Fig. 11 se muestran los tipos de sellos usados para disminuir estas pérdidas.

## 5. ROTOR

El rotor representa el ensamble formado por las siguientes partes:

- . Flecha o tambor
- . Discos
- . Alabes

Flecha.-

La flecha, fig. 12, tiene la función de sostener los discos o tambor y sobre ellos se ejerce el par motor producido por la fuerza del vapor que acciona sobre los álabes. La flecha transmite este par motor a los equipos a que está conectado.

Las turbinas de vapor de gran capacidad que se utilizan en la generación de energía eléctrica, normalmente tienen tres rotores acoplados en línea para el flujo de alta presión, el de presión intermedia y el de baja presión.

Cada rotor está formado por una flecha y un conjunto de discos sobre los cuales se montan los álabes.

- a) La flecha sirve para montar los discos y soportar las cargas de estos, derivadas de su propio peso y del efecto centrífugo al estar en operación, además recibe el par de torsión que le es transmitido por los álabes y que hace girar al rotor.

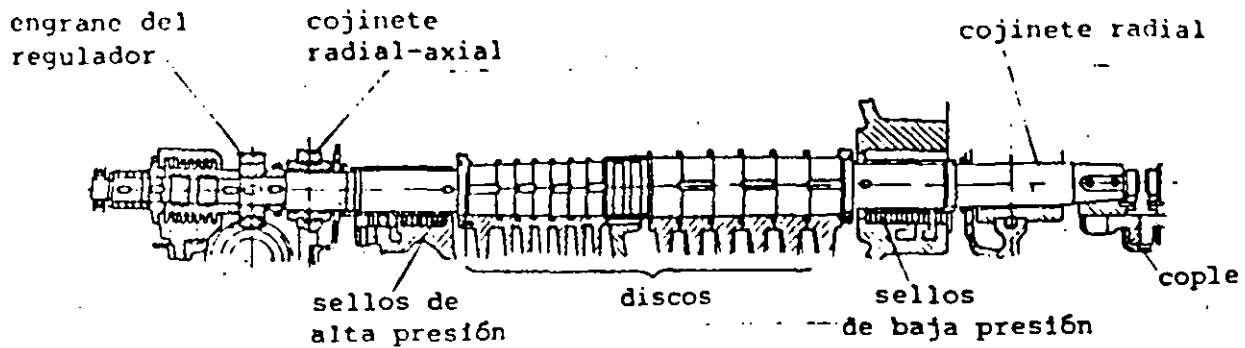
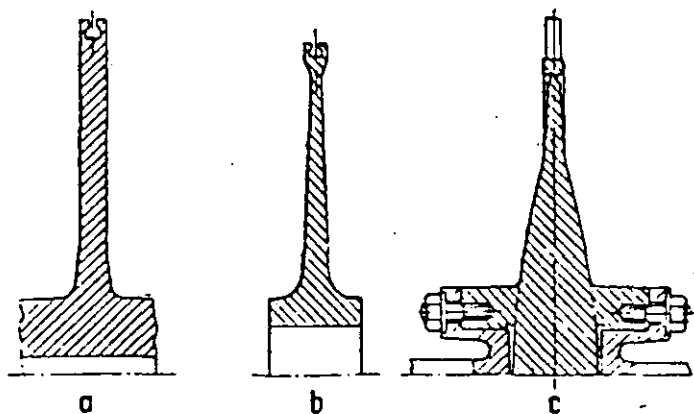


Fig. 9 FLECHA CON DISCOS A PRESION



DISCOS TURBINA

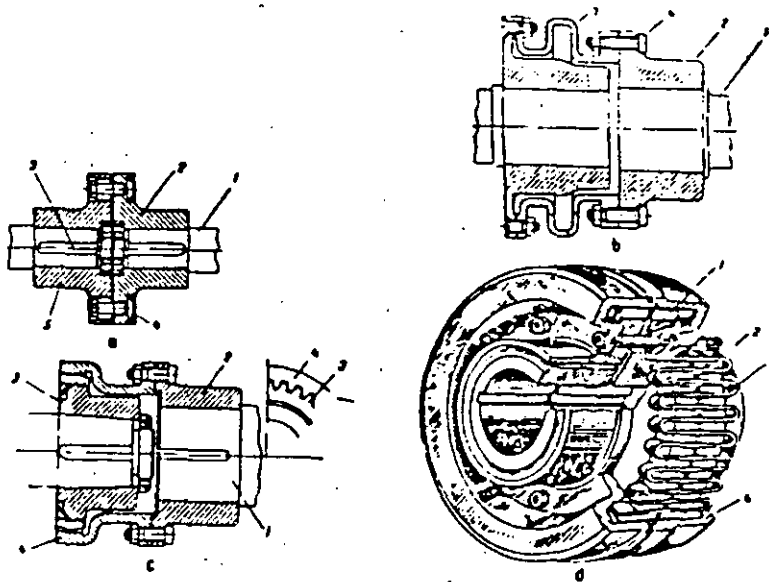


Fig. 10 COPLES DE UNIÓN; a.- Rígido; b.- Semielástico; c.- Elástico de engranes; d.- Elástico con arco de láminas

- b) La flecha debe resistir las condiciones térmicas y de presión mostrando una alta resistencia a los esfuerzos de deslizamiento y de ruptura.
- c) La resistencia a la erosión es otra cualidad necesaria en una flecha de rotor.
- d) Las flechas de los rotores de turbinas de vapor deben tener una alta estabilidad térmica, resistir las deflexiones y deformaciones y poseer características de resistencia al desgaste compatibles con las de las chumaceras.
- e) Las flechas necesitan tener una buena resistencia a los daños causados por rozamiento con los anillos de sello.

La tecnología moderna permite la fabricación de rotores integrales forjados, en los que la flecha, los discos, el cople, el anillo de empuje y el pistón de balance, forman una sola pieza.

Velocidad crítica.- Cualquier cuerpo, fijo de un modo cualquiera, si es sacado de su posición de equilibrio por la acción de una fuerza, regresa a su estado inicial, después que ha cesado la acción de la fuerza, ejecutando una serie de oscilaciones - llamadas oscilaciones propias, de amplitud cada vez más pequeña hasta que se amortigua completamente. Si la acción de la fuerza se efectúa periódicamente, el cuerpo está sujeto a una oscilación sostenida.

En el caso de que la frecuencia con que acciona la fuerza exterior sobre el cuerpo (frecuencia de oscilación sostenida) coincide con la frecuencia de oscilación propia del cuerpo o sea -

menor que ésta un número entero de veces, el cuerpo entra en resonancia, es decir, la amplitud de oscilación aumenta continuamente pudiendo provocar la ruptura del cuerpo.

En el caso de la turbina de vapor, la frecuencia de oscilación propia del rotor, depende de sus dimensiones y peso, de la disposición de los discos (repartición de carga), así como de la disposición y tipo de cojinetes.

Las oscilaciones sostenidas del rotor son provocadas por:

- . Golpes dados por el vapor en el paso periódico por los álabes de las etapas de las toberas.
- . Defectos de fabricación..
- . Defectos de diseño.
- . Defectos de montaje.
- . Formación de depósitos o incrustaciones en álabes, toberas.
- . Etc.

La frecuencia de estas oscilaciones depende de la velocidad de la flecha; la velocidad a que la frecuencia de oscilación propia del rotor es igual a las rps efectuadas por el rotor se conoce como velocidad crítica del rotor de la turbina.

Si la velocidad crítica del rotor es igual a la velocidad de la turbina o cerca de ésta, el rotor entra en resonancia y haciendo oscilaciones con amplitud cada vez mayor provoca vibraciones fuertes en toda la turbina; si esta situación se mantiene un tiempo prolongado puede provocar averías en la turbina.

A velocidades mayores o menores de la crítica, el rotor funciona suavemente. Para evitar el fenómeno de resonancia, los rotores se diseñan para que la velocidad crítica sea entre 30 y 45% menor que la velocidad nominal o cuando menos 20% mayor -- que la nominal.

Las flechas de las turbinas son de dos tipos:

- . Rígidas: la velocidad crítica es mayor que la velocidad nominal
- . Elásticas: la velocidad crítica es menor que la velocidad nominal.

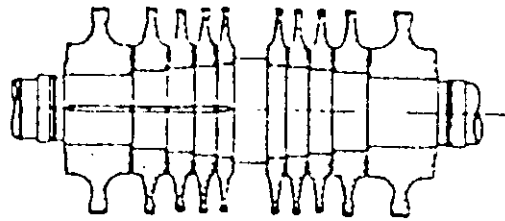
En el arranque de turbinas con flecha elástica, se pasa por la velocidad crítica antes de llegar a la nominal, conociendo el valor crítico, el paso por el debe ser muy rápido, de conformidad con el fabricante, con lo cual se evitan averías provocadas por la operación de fenómenos de resonancia.

En la Fig. 17-30 se muestran los tipos básicos de flechas y tambores (rotores) de grandes turbinas (sin los álabes móviles; los "a" y "b" se emplean en las turbinas con álabes del tipo impulso y los "c", "d" y "e" en las turbinas que emplean el 50% de reacción incluyendo los "n" para rotores de b.p. Las características de éstos tipos son las siguientes:

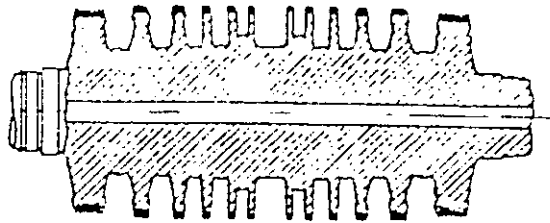
- a).- El rotor fabricado consiste de una flecha de acero forjado; se ajustan por contracción y se acúan.
- b).- Rotor integral o también conocido como sólido en el cual los discos y la flecha están formados de una forja sólida.
- c).- Rotor de domo o tambor hueco, el cual al estar diseñado del mismo espesor del material de la carcasa promueve una distribución de temperatura uniforme.
- d).- Rotor de tambor sólido, adecuado para carcasas en donde hay baja temperatura y diámetros grandes, como por ejemplo en las carcasas de b.p. sin recalentamiento.
- e).- Rotor de discos soldados, empleando en rotores de b.p. y que tiene dos ventajas principales: elimina la necesidad de grandes flechas forjadas que son caras y difíciles de fabricar y además al no tener agujeros centrales en los discos contiene esfuerzos mucho más bajos. Tanto el proceso de la máquina de soldadura como los tratamientos térmicos deben realizarse con mucho cuidado.

El rotor construido tiende a ser más barato de los dos de impulso, puesto que los discos y la flecha son relativamente

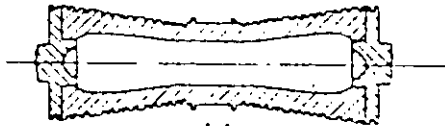




(a)



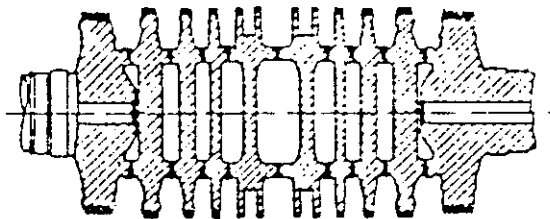
(b)



(c)



(d)



(e)

FIG. 39.- TIPOS DE ROTORES DE TURBINAS  
FLECHAS Y TAMBORES.

te fáciles de forjar e inspeccionar por grietas, y el maquinado de éstos componentes puede hacerse concurrentemente. El rotor integral es caro y difícil de forjar y hay una incidencia alta de rechazos, además está involucrada una gran cantidad de tiempo de maquinado y de material de desecho. A pesar de lo anterior, las ventajas del rotor integral son tales, que en las grandes turbinas modernas con recalentamiento, invariablemente se usan en los rotores de a.p. y algunas veces también para los rotores de p.á. y de b.p. Esto es debido a la dificultad de asegurar en estas turbinas que el apriete por contracción de los discos no se afloje, particularmente en el extremo de alta temperatura en donde a veces los discos pueden estar calientes y la flecha fría; esto podría acentuarse si hubo contacto rugoso en el agujero causando mala conductividad. Otra fuente de problemas bajo condiciones de alta temperatura y esfuerzo es el fenómeno de "deslizamiento" (creep) el cual también podría causar que el ajuste de apriete desaparezca después de muchas horas de operación.

Con relación a los rotores de b.p., el principal problema es del esfuerzo centrífugo, siendo los discos de la última etapa las partes de la turbina más fuertemente esforzadas; en este caso el factor de seguridad basado en el punto de cedencia puede ser menor de 2, a 15% de sobrevelocidad. La carga centrífuga de los álabes grandes rotatorios produce esfuerzo de tensión en el borde del disco y este esfuerzo se incrementa con la disminución del radio, siendo máximo su valor en el agujero del eje; <sup>cuanto más grande sea el agujero del eje,</sup> mayor es el máximo esfuerzo. Si el agujero es excesivamente pequeño, el esfuerzo de fleje o aro disminuye, pero si no hay agujero, el esfuerzo de aro a través del disco es de la mitad (teóricamente); este hecho es utilizado en ciertos rotores de b.p. soldados que no tienen agujero central y también en rotores integrales de b.p. que únicamente contienen un pequeño agujero usado para inspeccionar la forja. Una flecha, en la cual se van a montar por apriete discos, se máquina con una serie de diámetros escalonados finalizando con un collar central; cada disco es calentado y ensamblado en la

flecha, siendo mantenido cada uno en su posición por una forma de faja circular. La rotación relativa se evita ya sea con cuñas o por espigas o clavijas en el cubo, una a otra en el co-  
*lillar central.*

### Materiales del Rotor

Normalmente los rotores de a.p. y p.i. se hacen de acero cromo molibdeno vanadio, un material ferrítico adecuado para temperaturas de vapor en los discos hasta de 540°C. El acero austenítico no se prefiere porque:

- . Es difícil de fabricar
- . Es caro
- . Tiene un alto coeficiente de expansión; que dificulta integrarlo con los componentes ferríticos calientes.

Los rotores de b.p. se hacen ya sea de acero 3% cromo molibdeno o de acero 2 1/4 % níquel cromo molibdeno; el primero no es preferido en donde hay en el diseño grandes diámetros y altas velocidades en los cojinetes, porque es susceptible de desgaste erosivo durante la vida temprana del rotor. En ocasiones se emplea tratamiento de fosfato para evitar el desgaste en cojinetes de acero cromo cuando nuevos o después de salidas largas.

Los discos de b.p. se hacen de acero 3% cromo molibdeno vanadio o de acero 3 1/2 % níquel cromo molibdeno vanadio, que tiene las propiedades particulares requeridas para discos con grandes esfuerzos.

Las forjas de rotores no tienen propiedades uniformes en su totalidad; debido a que la fundición original solidifica de la superficie exterior hacia dentro, se tienden a congregarse inclusiones en el centro, de forma que las propiedades del corazón son más malas que cerca de la superficie. Por lo general se trepana un agujero a través del eje del rotor y, mientras la parte del corazón puede usarse como pieza de prueba, el agujero

ro se usa para inspección óptica de la superficie del centro usando un boroscopio; adicionalmente se hace una inspección ultrasónica desde la superficie exterior.

El forjado de discos, en virtud de su forma, tiene propiedades superiores al de rotores, aún si se hacen del mismo material; las propiedades del agujero son particularmente importantes debido a que es la región con esfuerzos más altos en toda la turbina.

#### Estabilidad Térmica de Rotores

Durante la fabricación de flechas de turbinas, se realizan grandes esfuerzos para asegurarse que el forjado es estable y que las propiedades físicas no cambien en servicio. Hay tres tipos de inestabilidad:

- . Permanente; debida a coeficientes de expansión asimétricos a través del diámetro. Esta se evita por medio de un estrecho control metalúrgico en la etapa de lingote.
- . Temporal; debida a esfuerzos residuales en el rotor. Se releva por calentamiento antes y después del maquinado en un horno especial en donde se gira la flecha.
- . Transitoria; debida a diferencias en conductividad y emisividad. Normalmente se evita usando el torna-flecha.

Una flecha inestable tiende a "pandearse" en servicio, produciendo fuerzas desbalanceadas que ocasionan vibraciones.

Cuando se ensamblan con los álabes, los rotores se balancean estática y dinámicamente; en el caso de rotores contruidos, cada disco con álabes se balancea individualmente antes del ensamble.

El balance estático significa que los pesos estan dispuestos uniformemente alrededor del eje de la flecha y puede ser veri

ficado girando el rotor sobre soportes horizontales de bordes afilados.

El balance dinámico significa que los momentos de los pesos fuera de balance a lo largo del eje con relación a cojinetes sumen cero y se verifica girando el rotor sobre cojinetes resilientes, detectando la vibración y añadiendo o quitando pesos hasta que la vibración es despreciable.

Normalmente los rotores se balancean a baja velocidad (aprox. 400 rpm) y el ajuste de pesos se hace en dos o más planos en los extremos del rotor.

#### Expansión del Rotor

En las turbinas acopladas solidamente solo hay un cojinete de empuje y el rotor es libre de expanderse desde este punto en cualquier dirección; con relación al rotor, la carcasa también se expande desde este punto pero la expansión de la carcasa no siempre es la misma que la del rotor. La expansión relativa se conoce como expansión diferencial; cuando la turbina se calienta durante un arranque en frío, normalmente el rotor está más caliente que la carcasa y se tiene una expansión diferencial positiva. Durante los arranques en caliente es posible que la carcasa haya retenido suficiente alta temperatura para causar una expansión diferencial negativa; bajo carga estable cualquier expansión diferencial será pequeña, debida a los diferentes coeficientes de expansión. Durante el paro, se tendrá expansión diferencial positiva debido al enfriamiento más rápido de la carcasa.

La expansión diferencial limita al régimen al cual la turbina puede ser cargada, razón por la cual es continuamente monitoreada; previendo la expansión diferencial, los sellos se diseñan para permitir un movimiento axial relativo entre las partes estacionarias y rotatorias.

Discos.-

Los álabes del rotor, en las turbinas de acción, se fijan en la periferia de unos discos.

La forma y dimensiones de los discos se establecen en función de las dimensiones de los álabes y del diámetro medio de la etapa, para que las sollicitaciones que se generan bajo la acción de la fuerza centrífuga no sobrepasen los valores máximos admisibles (Fig. 10-31).

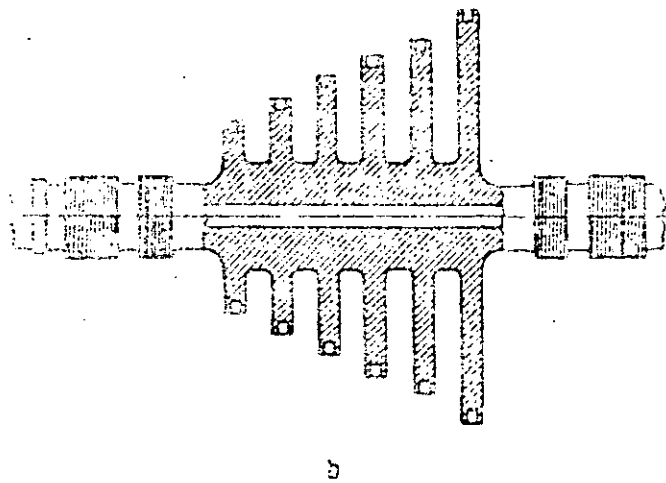
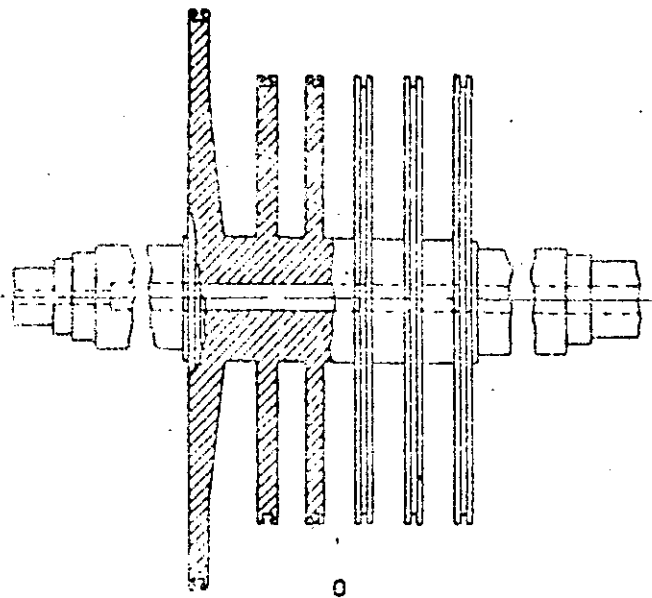
Las etapas con diámetro menor (abajo de 1 m) y con álabes cortos en que la fuerza centrífuga es relativamente reducida, se usan discos de cuerpo con espesor constante (Fig. a). Las etapas con diámetro mayor y con álabes largos, a las que les corresponde una fuerza centrífuga mayor, los discos tienen un espesor variable (Fig. b y c), más gruesos en la base o raíz y más delgado en el extremo o corona.

Para velocidades periféricas menores (abajo de 150 m/s), los discos se hacen, por lo general, de una pieza con la flecha forjados y torneados (Fig. 10-32).

Para diámetros mayores de 1 m, los discos se hacen separados y se fijan a la flecha a presión, en anillos rígidos o elásticos, en pieza cónica o cilíndrica, etc.

Los rotores de las turbinas de vapor están básicamente formados por una flecha, sobre la cual se tienen montados o integralmente forjados, según sea el caso, varios discos que cumplen las siguientes funciones:

- a) Son los elementos sobre los cuales van montados los álabes móviles y soportan las fuerzas centrífugas que éstos les transmiten.
- b) Soportan las diferencias de presión que se presentan en pasos consecutivos.
- c) Tienen una alta resistencia a los esfuerzos de ruptura y de deslizamiento.
- d) Resisten los efectos de la erosión.
- e) Proporcionan integridad estructural al rotor.



2 ROTOR CON DISCOS COMUNES A LA FLECHA

a.- Diámetro constante; b.- Diámetro creciente

Existe también la configuración de tipo tambor, en la cual se unen con soldadura, varias piezas o tambores forjados que llevan discos formados integralmente como se ilustra en la figura No. IV-33

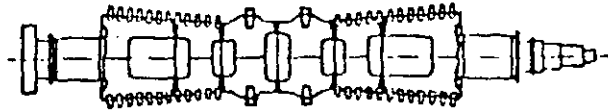


Fig. No. IV-33

En lo relativo a la geometría del disco, propiamente dicho, es necesario citar los tipos de discos más usuales en las turbinas de vapor.

- a) Discos de espesor constante con orificio central
- b) Discos de perfil cónico angosto
- c) Discos de perfil cónico ancho para varios pasos
- d) Discos de perfil hiperbólico
- e) Discos de espesor constante sin orificio central
- f) Discos de igual resistencia

En la figura No. IV-34 se presentan las secciones transversales típicas para cada una de las clases de discos mencionadas.

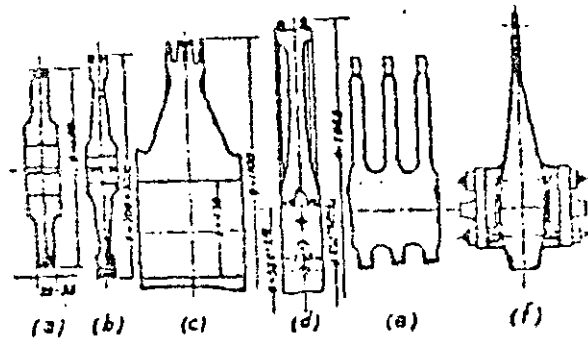
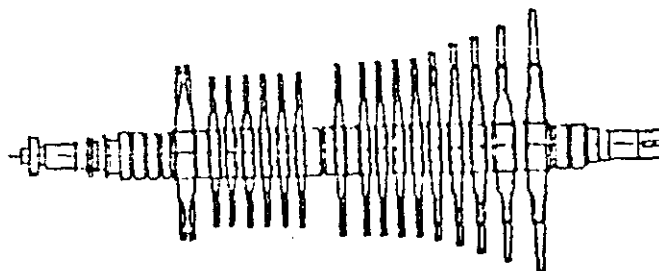


Fig. No. IV-34

Los discos de los rotores de las turbinas de vapor, también pueden ser partes independientes del rotor mismo y montarse por separado sobre la flecha como se observa en el diagrama de la figura siguiente





Los discos de turbina en vapor que pueden llamarse de construcción mixta en lo relativo al montaje de sus discos, pues una parte de ellos son forjados integralmente con el rotor y otra parte, se monta formando unidades independientes. En el dibujo de corte longitudinal de la figura No. IV-35, se presenta la configuración descrita.

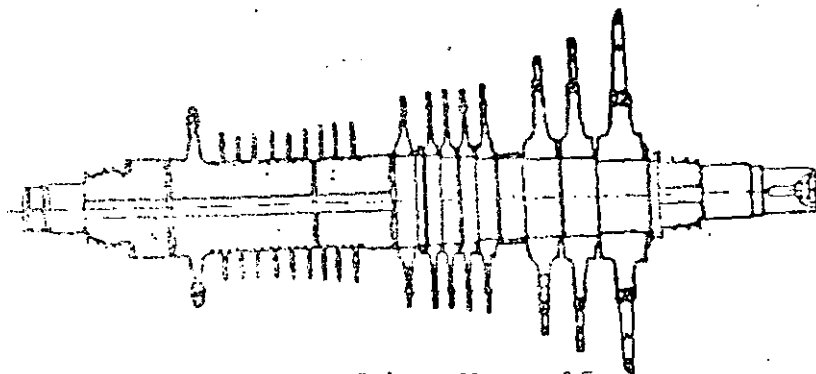


Fig. No. IV-35

Los discos de espesor constante se utilizan para velocidades circunferenciales bajas de 130 mts/seg aproximadamente. Estos discos se fabrican forjados en forma integral con la flecha o bien como partes independientes. Para los discos de perfil cónico, la velocidad periférica puede ser de hasta 300 mts/seg. Los discos de perfil hiperbólico son de aplicación muy variada, y los de espesor constante forjados en forma integral con el eje, son de aplicación para velocidades periféricas de hasta 170 mts/seg. Con el tipo de igual resistencia, se pueden alcanzar velocidades periféricas mayores de 400 mts/seg; en este tipo de discos la resistencia no varía en dirección radial. Algunos tipos de discos están provistos de orificios en la dirección de su eje, localizados a un radio determinado y que tienen por objeto igualar la presión en ambas caras del disco, especialmente en las turbinas de impulso.

#### Tambor.-

Los tambores de turbinas tienen la forma de un cilindro o cono truncado, fabricados de acero de buena calidad, estando torneados en la superficie lateral y con ranuras en donde se montan los álabes.

En el caso de las turbinas a reacción y las turbinas combinadas, se usan rotores con tambor realizados constructivamente en diversos tipos, estando entre los más importantes los siguientes: (Fig. a, b y c).

. Tambor monoblok, fabricado lleno, en una sola pieza forjada. (fig. a)

. Tambor formado por discos soldados (fig. b)

En las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de alta presión, se usan rotores con tambor de tipo monoblok, fabricado en una sola pieza forjada.

En las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de baja presión, se usan rotores con tambor formado por discos soldados. Debido a la gran presión, producida por la presión del vapor, los rotores de las turbinas a reacción se proveen con un tambor de equilibrio (presión turmy) colocado antes de la primera etapa - el rotor (Fig. b)

Los rotores (aparatos)

Los rotores de las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de alta presión, se usan rotores con tambor de tipo monoblok, fabricado en una sola pieza forjada.

En las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de baja presión, se usan rotores con tambor formado por discos soldados. Debido a la gran presión, producida por la presión del vapor, los rotores de las turbinas a reacción se proveen con un tambor de equilibrio (presión turmy) colocado antes de la primera etapa - el rotor (Fig. b)

Los rotores de las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de alta presión, se usan rotores con tambor de tipo monoblok, fabricado en una sola pieza forjada. Debido a la gran presión, producida por la presión del vapor, los rotores de las turbinas a reacción se proveen con un tambor de equilibrio (presión turmy) colocado antes de la primera etapa - el rotor (Fig. b)

Los rotores de las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de alta presión, se usan rotores con tambor de tipo monoblok, fabricado en una sola pieza forjada. Debido a la gran presión, producida por la presión del vapor, los rotores de las turbinas a reacción se proveen con un tambor de equilibrio (presión turmy) colocado antes de la primera etapa - el rotor (Fig. b)

Los rotores de las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de alta presión, se usan rotores con tambor de tipo monoblok, fabricado en una sola pieza forjada. Debido a la gran presión, producida por la presión del vapor, los rotores de las turbinas a reacción se proveen con un tambor de equilibrio (presión turmy) colocado antes de la primera etapa - el rotor (Fig. b)

Los rotores de las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de alta presión, se usan rotores con tambor de tipo monoblok, fabricado en una sola pieza forjada. Debido a la gran presión, producida por la presión del vapor, los rotores de las turbinas a reacción se proveen con un tambor de equilibrio (presión turmy) colocado antes de la primera etapa - el rotor (Fig. b)

Los rotores de las turbinas a reacción y en las turbinas combinadas, para las etapas de alta presión, se usan rotores con tambor de tipo monoblok, fabricado en una sola pieza forjada. Debido a la gran presión, producida por la presión del vapor, los rotores de las turbinas a reacción se proveen con un tambor de equilibrio (presión turmy) colocado antes de la primera etapa - el rotor (Fig. b)

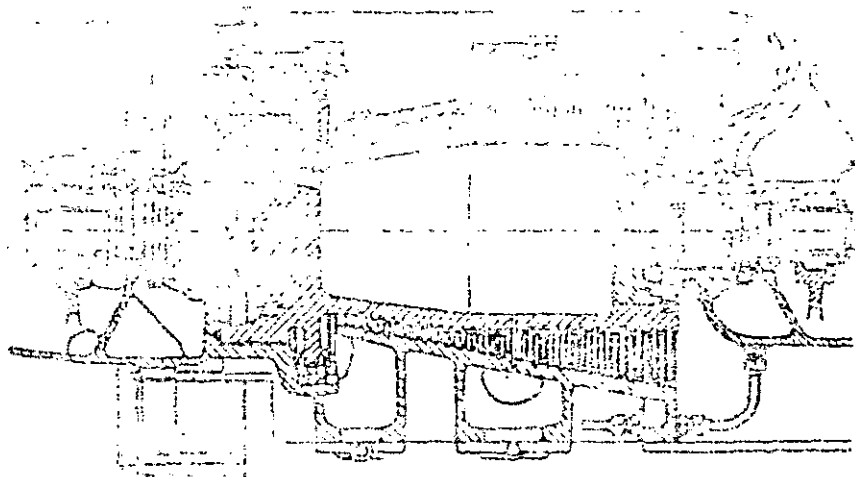
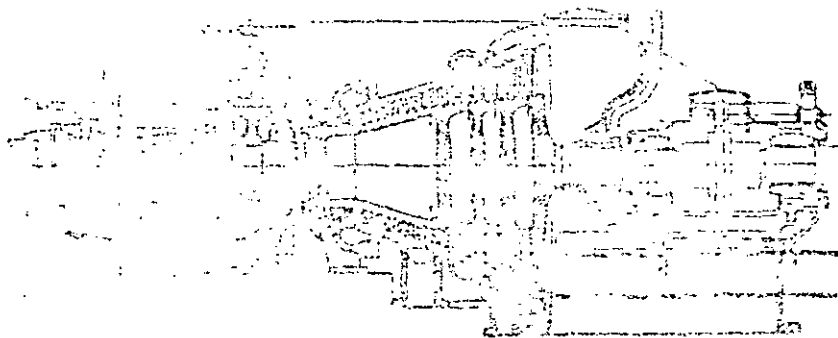
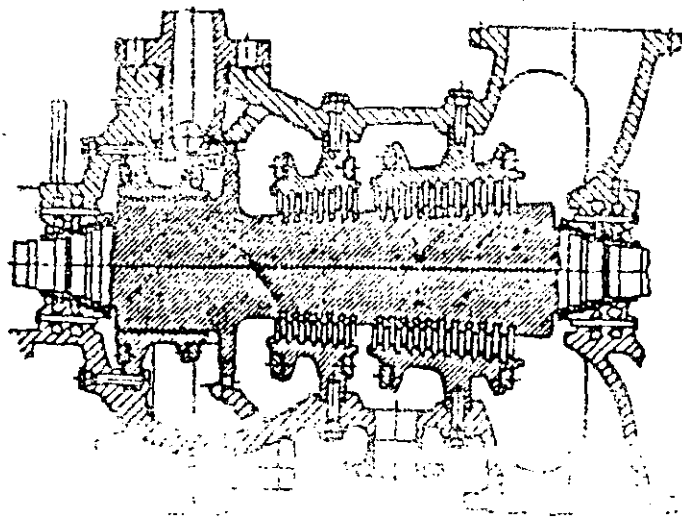


FIGURE 1. STEAM-ENGINE-MECH.

- . Temperatura elevada y variable.
- . Acción corrosiva y erosiva del vapor, etc.

Estos factores, junto con consideraciones termodinámicas, determinan la forma, dimensiones, modo de fijación y materiales usados en la construcción de álabes.

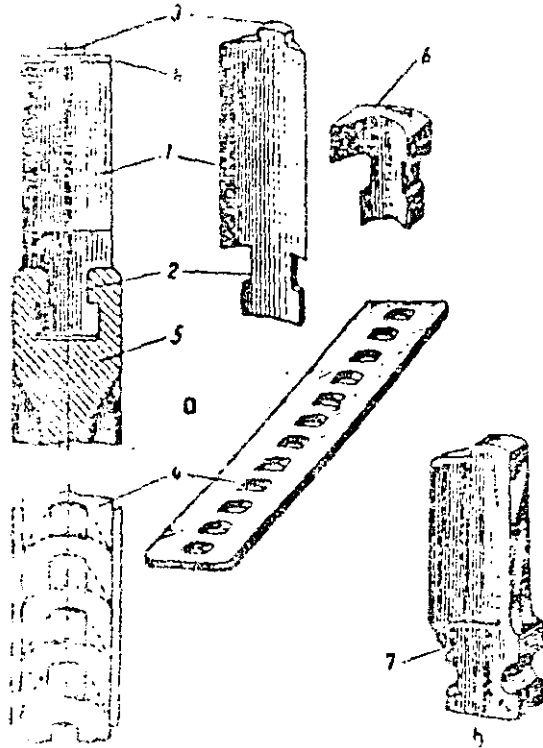
En general, un álabe está compuesto de tres partes (fig. 10-11):

- . El cuerpo (1) es decir, la parte perfilada en donde la vena de vapor, incide o "golpea" para producir la fuerza o par motor.
- . La base o pie (2) es decir, la parte por la que se fija al disco (5).
- . La corona o punta (3), la que se acostumbra remachar dentro de una banda o zuncho (4) de placa de acero, para rigidizarlo e impedir la vibración (en álabes cortos); en los álabes muy cortos puede eliminarse ésta banda. Los álabes largos (mas de 250 mm.), se rigidizan formando paquetes entre los cuales se colocan alambres de ligadura (de uno o tres alambres) uniendo al álabe con pegamento de composición especial.

La cavidad (cóncava) del cuerpo se le llama caja y la parte opuesta (convexa) espalda del álabe; la borde o borde de la parte por donde penetra el vapor es el borde de entrada y la parte opuesta borde de salida.

El perfil de los álabes depende del tipo de turbina; en las turbinas de acción, los álabes tienen un perfil grueso en el centro con ángulo de entrada y de salida aproximadamente iguales y canal de paso de vapor con sección prácticamente constante desde la entrada hasta la salida para permitir el paso de vapor a presión constante.

En las turbinas de reacción, los álabes tienen una forma no-simétrica; el ángulo de entrada, tiene un valor mucho mayor que el ángulo de salida y la sección del canal disminuye continuamente debido a que el vapor se expande en los canales entre álabes y la presión disminuye.



ELEMENTOS DE LOS ALABES

En los álabes cuya longitud es menor de  $1/5$  del diámetro de la etapa, el perfil, ancho y espesor (del álabe) es igual desde la base hasta la punta o corona y se les llama álabes de perfil constante.

Si la longitud del álabe es mayor de  $1/5$  del diámetro de la etapa, para poder ser golpeado por el vapor en un ángulo favorable en toda la longitud, es decir, para obtener un buen rendimiento y para disminuir las sollicitaciones en la base y el disco, se acostumbra hacer los álabes más anchos en la base, más delgados en la punta y oblicua o torcida como las hélices de avión y se les llama álabes de perfil variable.

Las dimensiones de los álabes varían dentro de límites bastante grandes y se establecen en función del flujo y volúmen específico del vapor y las características de la etapa.

Debido a que el volúmen específico del vapor aumenta con la disminución de presión, para permitir el paso de vapor, la sección de paso debe ser más grande, es decir, los álabes deben ser más largos (y anchos) a medida que el vapor pasa de la parte de alta presión a la parte de baja presión en la turbina.

El ancho de los álabes está comprendido entre 10 y 120 mm. y se establece para resistir los esfuerzos a que se somete durante el funcionamiento; mientras los álabes sean más largos, el ancho debe ser mayor.

El largo o longitud de los álabes puede variar desde unos 5 mm. en turbinas pequeñas hasta cerca de 300 mm. en las últimas etapas de la turbina; a velocidades mayores de 3600 rpm la longitud máxima de los álabes es menor debido a que aumenta mucho la fuerza centrífuga.

El peso de los álabes aumenta con las dimensiones de éstos, pudiendo variar desde unos 20 gramos hasta cerca de 5 kg.

Los álabes de acción se fijan a los discos y los álabes de reacción se fijan directamente al tambor y a la carcasa.

La base a raíz por medio de la cual el álabe se fija a los canales o ranuras torneados en los discos, en el tambor o en la carcasa pueden ser de diferente forma, tal como se muestra en la Fig. 10. En las turbinas modernas, en que los álabes trabajan a temperatura elevada, se fijan con remaches y soldadura; los álabes muy largos de las últimas etapas de las turbinas de condensación de gran potencia, se fijan sólo con remaches.

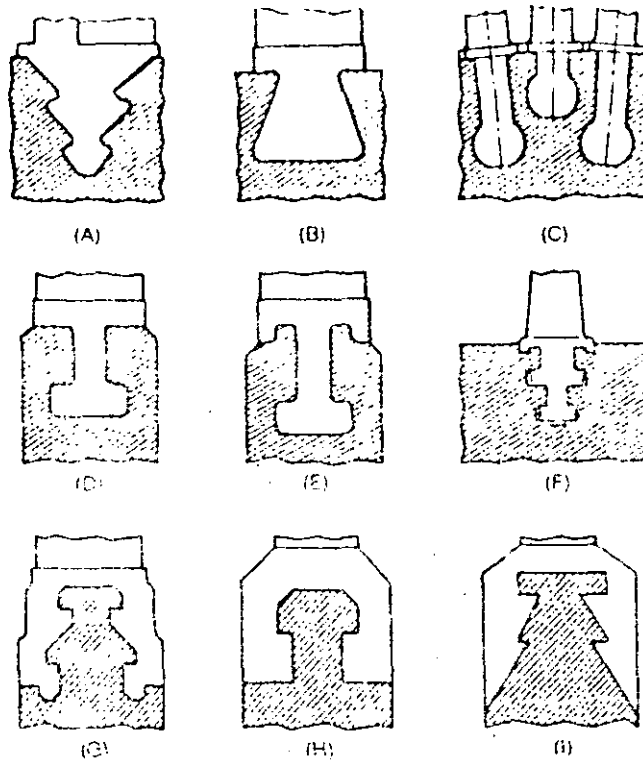
Para que en cada etapa, los canales entre los cuerpos de los álabes sean idénticos, es necesario que la distancia entre álabes sea idéntica para lo cual se usan piezas separadoras; éstas tienen la misma curvatura y la base o raíz del álabe con un espesor de ajuste adecuado para que al montaje se conserve entre álabes la distancia necesaria. Los álabes pueden hacerse enteros con la pieza separadora o con pieza separadora aparte.

Los álabes ligeros, normalmente se hacen de placas y cuando deban soportar esfuerzos grandes, se hacen por fresado, haciendo un ajuste con la pieza separadora.

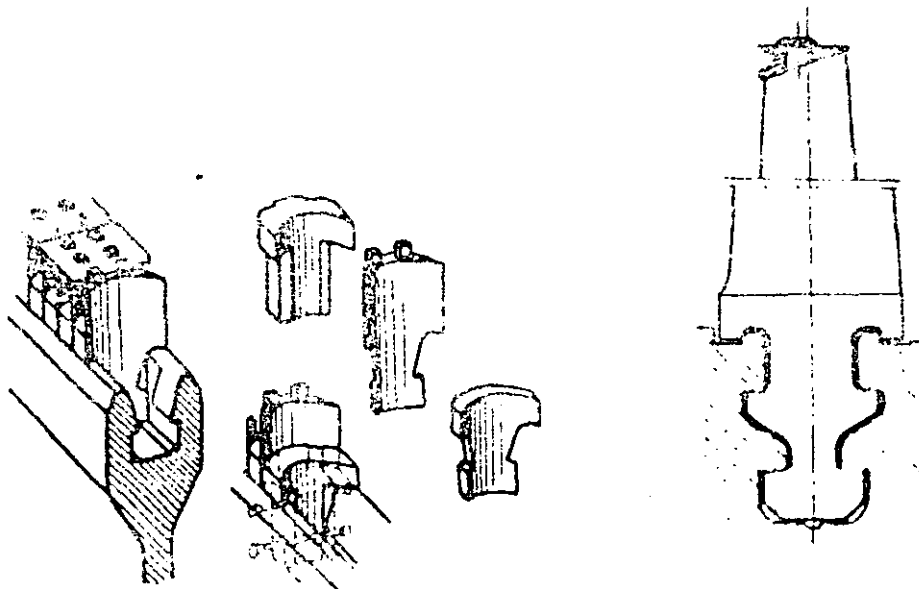
En las turbinas modernas, los álabes se hacen de acero aleado con níquel, cobalto, Vanadio, etc., resistentes a altas temperaturas, solicitaciones mecánicas y a la erosión.

En las últimas etapas de las turbinas de condensación, que a veces con humedad hasta del 15%, se recubren cerca de la punta en el lado de entrada del vapor, con una placa de metal muy duro, como por ejemplo estelita (aleación de titanio, Cebalro, Cromo y Níquel) para darle mayor resistencia a la erosión producida por la acción mecánica de las gotas de agua que golpean con velocidad alta la superficie del álabe.

Las piezas de separación se hacen de acero al carbón de calidad o de acero inoxidable en función del estado del vapor (sobrecalentado o saturado); las bandas o zunchos y alambres de ligadura se hacen de acero inoxidable.



A- Pino o atornillado.- B- Cola de milano o de pelon.- C-Bulbo y mango.- D-Ranura T.- E-T montada.- F-Ajuste montado.- G-Montaje externo.- H- Cola de milano circunferencial invertida.- I- Cola de milano-pino.-



Montaje de las alabes Centrifuga

Montaje de las alabes de reaccion Westinghouse

FIG IV-38.- METODOS DE FIJACION DE ALABES



## 6. COJINETES .-

La función primordial de las chumaceras es soportar a los rotores de las turbinas evitando su desplazamiento radial, en el caso de chumaceras de apoyo y el axial, en el caso de chumaceras de empuje, cumpliendo además, los siguientes requisitos:

- a) Amplio margen de diseño
- b) Alta confiabilidad
- c) Bajos costos de mantenimiento

El número y disposición de las chumaceras, depende del tamaño de las turbinas, siendo las turbinas de vapor de gran capacidad las que tienen las configuraciones más variadas.

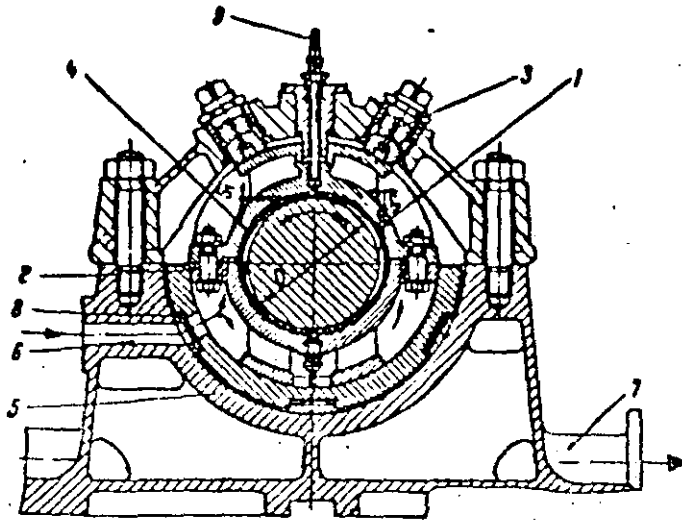
Además de las chumaceras de apoyo, las turbinas de vapor tienen chumaceras de empuje que resisten el empuje axial intrínseco del rotor producido por el efecto de reacción en los diferentes pasos. El empuje axial puede ser asimilado totalmente por la chumacera de empuje o puede contar el rotor con un tambor de balance que contrarresta parte del empuje axial y disminuye la carga sobre la chumacera de empuje.

Los cojinetes de las turbinas son de tres tipos:

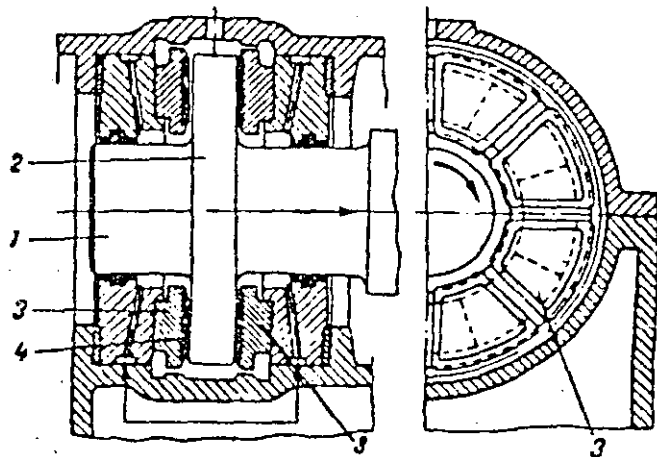
- . Cojinete radial ó de apoyo
- . Cojinete axial (de empuje)
- . Cojinete radial-axial

Cojinete Radial.- (o de apoyo)

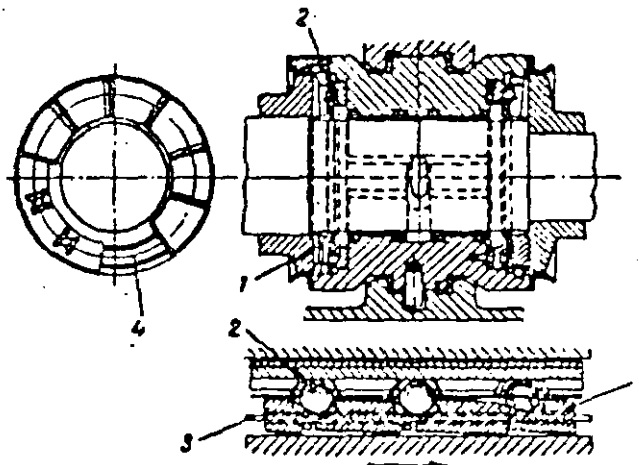
Este sostiene la flecha de la turbina, soportando el peso del rotor e impidiendo el desplazamiento radial de la flecha; las partes principales del cojinete son las dos mitades de que -- está hecho (Fig. 17-30); el cojinete superior (1) y el inferior- (2) apretados entre ellos por el tornillo (3).



COJINETE RADIAL



COJINETE AXIAL (EMPUJE)



COJINETE RADIAL-AXIAL

Los cojinetes se hacen de fundición de hierro o acero y la su perficie interior se recubre con una aleación antifricción 4, llamada metal blanco o babbit.

El cojinete se apoya en el soporte (5), que puede ser el ext<sup>r</sup>ior del mismo cojinete, de forma cilíndrica o de superficie esférica (cojinete autoalineante), que le permite pequeños movimientos de oscilación con lo que se adapta a la posición -- del muñon, producida por la deflexión de la flecha.

En la parte inferior del cojinete se provee un orificio (6) - por el que llega el aceite a presión, necesario para la lubricación del cojinete; el aceite accionado por el muñon en movimiento se interpone entre el cojinete y el muñon, formando una película de aceite que impide el contacto de metal con metal. El cojinete se provee con un termómetro (9), para el control de temperatura.

En la actualidad, existen dos tipos de chumaceras de apoyo que son las de tipo convencional elíptico de dos mitades y las de segmentos basculantes construidos de varios segmentos radiales.

La mayoría de las chumaceras que soportan las cargas mayores en una turbina de vapor son de tipo elíptico. Generalmente estas chumaceras se usan en rotores de baja presión que giran a 1800 y 3600 rpm y en los rotores de los generadores.

Las chumaceras elípticas se fabrican de tal forma que el claro horizontal es aproximadamente dos veces mayor que el claro vertical. Además, estas chumaceras cuentan con un asiento esférico sobre el cual se apoyan al estar montadas en el interior de su pedestal.

El asiento esférico contribuye a obtener un alineamiento exacto cuando se monta el rotor de la turbina.

También existen chumaceras de apoyo que son cilíndricas, es decir, no elípticas pero se usan para soportar cargas relativamente bajas.

Estas chumaceras también se fabrican con asiento esférico.

Las chumaceras de apoyo también pueden ser de segmentos basculantes. Este tipo de chumaceras contribuyen a proporcionar un mayor grado de amortiguamiento para reducir el efecto de las fuerzas dinámicas del rotor y mejorar su estabilidad en operación. Su aplicación es particularmente útil en rotores de gran tamaño.

Las chumaceras de segmentos basculantes se construyen de modo tal que tengan un cierto radio de curvatura circunferencial y uno axial, ambos en la parte posterior de cada segmento con el objeto de obtener un alineamiento constante y una acción hidrodinámica correcta.

#### Cojinete axial.- (de empuje)

Debido a las diferencias de presión que se producen en los diámetros de los rotores, así como por la fuerza de fricción durante el tiempo de funcionamiento de la turbina, se producen fuerzas axiales que tienden a desplazar el eje de la turbina. En general, la fuerza axial tiende a empujar la turbina hacia el lado de la parte de alta presión hacia el lado de baja presión, aunque algunas veces, debido a cambios en la presión, el sentido de la fuerza axial puede ser opuesto.

Para evitar el desplazamiento del rotor que produce el alcance de los ejes móviles y fijos de la máquina, se provee al eje del rotor un cojinete axial o de empuje que soporta el empuje axial del rotor y lo fija en posición axial; normalmente este cojinete se monta en el lado de alta presión de la turbina.

En términos generales, el cojinete axial, Fig. 10, consta de un disco plano (2) llamado collarín, fijo a la flecha (1), de dos superficies planas fijas, que impiden que el disco, es decir, el rotor, se desplace en ambos sentidos bajo la acción de la fuerza axial; actualmente solo se usan cojinetes axiales del tipo Michel.

A los lados del collarín (2) fijado a la flecha (1) se colocan los segmentos (3), para tomar la fuerza axial, en ambos sentidos; la cara del segmento (3) que dá hacia el collarín está recubierta con la composición antifricción babbit para cojinetes (4). La espalda del segmento (cara opuesta al collarín) es cilíndrica y tiene un sistema de apoyo esférico en el cuerpo del cojinete, que le permite oscilación y apoyo fijo pudiendo inclinarse y formar entre el collarín y el segmento un juego en forma de cuña por el que penetra el aceite de lubricación.

Las chumaceras de empuje pueden ser de tipo no basculante o bien de superficie no basculante o bien de tipo basculante.

Las chumaceras de empuje de segmentos basculantes están situadas delante a la cara anterior y frente a la cara posterior del collar de empuje, de forma tal que permitan el movimiento de las chumaceras. Además, el punto de giro de la chumacera basculante se encuentra ligeramente fuera del centro, con lo cual se contribuye a la formación de la película de aceite lubricante entre la chumacera y el collar de empuje en rotación.

La chumacera de empuje de tipo no basculante con segmentos en gradiente tiene, posiblemente la mayor capacidad de carga que cualquier otro tipo de chumacera axial.

La chumacera está montada en una caja o montadura que posee un asiento esférico, el cual asegura una alta precisión en el alineamiento.

La cara de la chumacera está formada por varios sectores radiales separados entre sí, por los canales de alimentación de aceite, y cada sector tiene en su cara un gradiente o pendiente que hace más efectiva la formación de la película de aceite lubricante entre la chumacera y el collar de empuje.

#### Cojinete Radial-Axial.-

En algunas ocasiones, el cojinete axial del lado de alta presión de la turbina se construye junto con el cojinete radial, en la forma de cojinete radial-axial autoalineable, Fig IV-51, lo cual simplifica la construcción y acorta la longitud de la turbina.

Para evitar la entrada de vapor en los cojinetes que produce el resquebrajamiento de éste y deterioro del aceite, así como impedir la salida hacia afuera el aceite, se proveen diversos dispositivos de sellos a ambos lados de los cojinetes, como sellos de labio, etc.

#### 4. ACOPLAMIENTO

Entre las partes de las turbinas entre ellos, en el caso de los motores, o del rotor con el generador eléctrico, se utilizan diferentes sistemas de acoplamiento, que en general son de los siguientes tipos:

- 1. Rígido
- 2. Semiflexible
- 3. Flexible (de engranes, de arcos de lámina)

Adicionalmente la necesidad de acoplamiento es por:

- . La limitación de longitud de flecha que es posible forjar en una sola pieza.
- . La necesidad frecuente de usar diferentes materiales para varios rotores en vista de las varias condiciones de temperatura y esfuerzos.

Los acoplamientos son esencialmente dispositivos para transmitir par, pero además deben cumplir con las funciones siguientes:

- . Permitir un desalineamiento angular relativo
- . Transmisión del empuje axial
- . Asegurar la localización axial o permitir un movimiento axial relativo.

#### Acoplamiento rígido (Fig. 1 a)

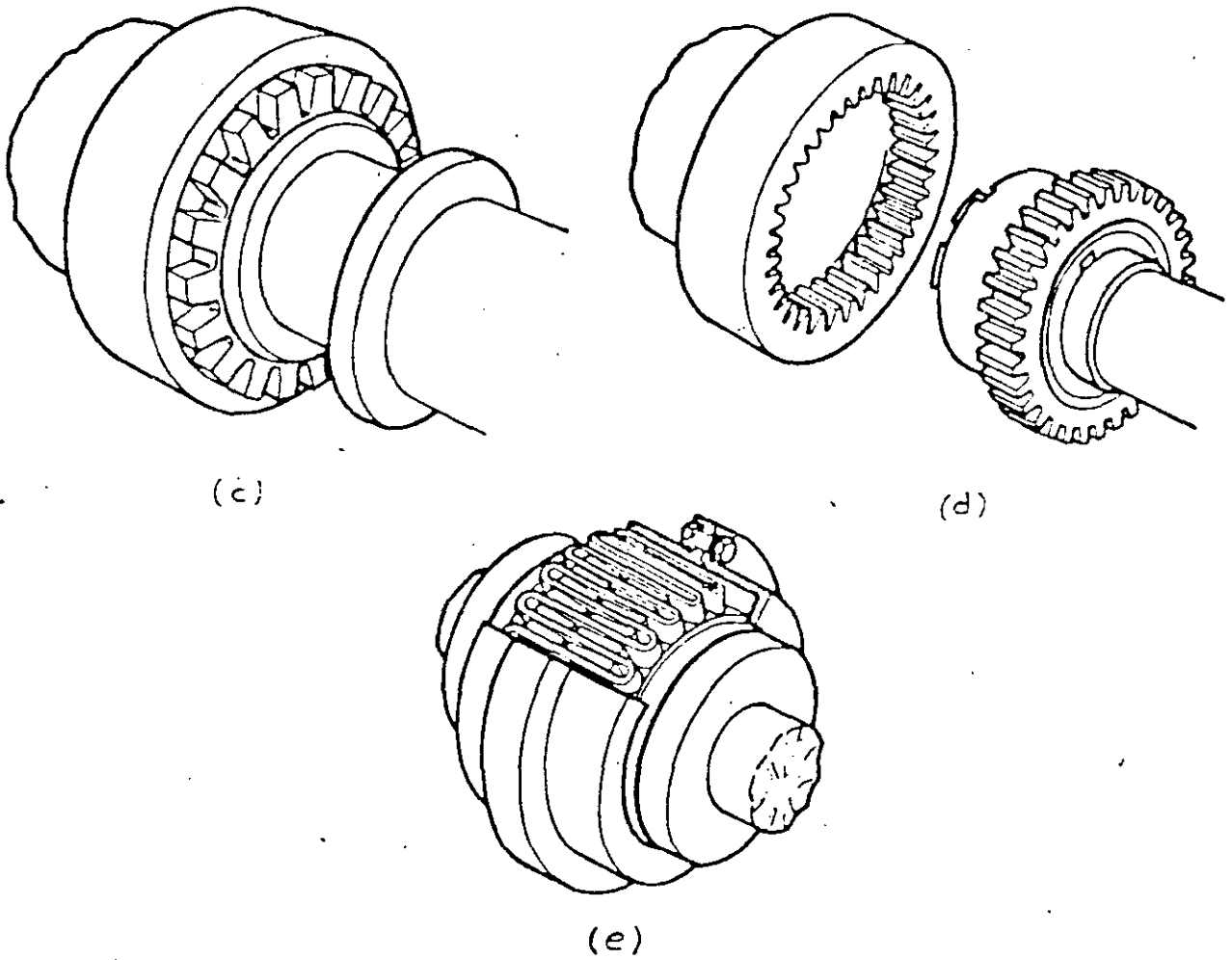
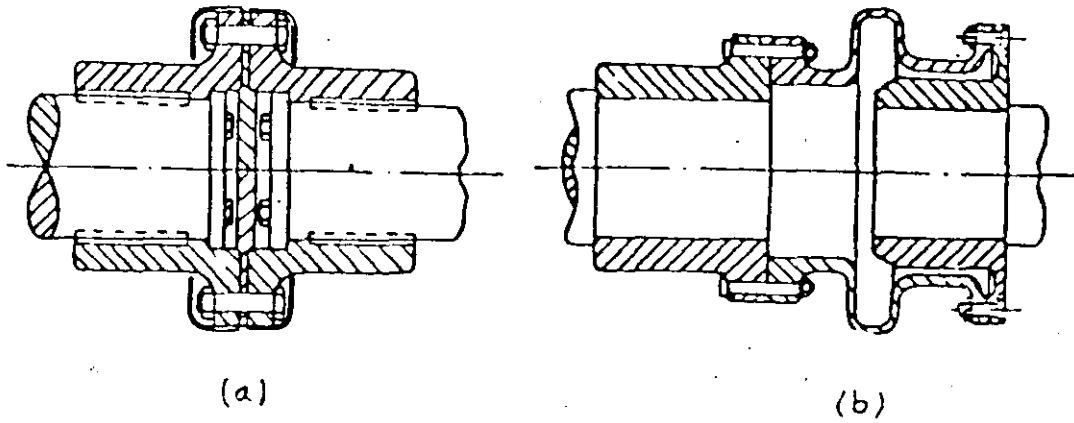
El acoplamiento rígido está formado por dos bridas forjadas, conjuntamente con la flecha o separados, que se fijan rígidamente entre ellas por medio de tornillos. En grandes turbinas, el alto par que tiene que ser transmitido hace que el uso de coples flexibles sea impráctico: consecuentemente tienen que emplearse coples rígidos entre los cilindros de las turbinas, de manera que la flecha se convierte en un rotor continuo.

#### Acoplamiento Semiflexible (Fig. 1 b)

Este tipo de acoplamiento (2), que se fijan con tornillos (4) con un anillo de dientes (3) que tiene más convoluciones (5) debido al manquillo. Este tipo de acoplamiento permite pequeños desplazamientos radiales y desalineamientos angulares, pero no el desplazamiento relativo de la flecha en dirección axial. Normalmente se emplea entre la turbina y el generador y no permite la localización.

#### Acoplamiento Flexible (Fig. 1 c)

El acoplamiento flexible consta de dos bridas montadas en los extremos de las flechas que se acoplan, existiendo en la periferia de las bridas una corona de dientes.



a-rígido; b-semi-flexible; c-flexible de gancho; d-flexible de engranes; e-flexible de arcos de lámina

FIG. 1.- TIPOS DE ACOPLAMIENTOS



Los acoplamientos flexibles son capaces de absorber pequeñas cantidades de desalineamiento angular, así como movimiento axial; un doble acoplamiento flexible puede también acomodar excentricidad. El acoplamiento semi-flexible únicamente permite flexión angular.

El acoplamiento de gancho (Fig. 1-1c) que puede ser sencillo o doble, es robusto y desliza fácilmente cuando transmite cargas ligeras, sin embargo, en cargas pesadas la fricción causa que se vuelva rígido axialmente.

El acoplamiento de dientes múltiples (Fig. 1-1d) transmite el par con engranes de dientes internos y externos, los cuales están curvados para acomodar desalineamiento angular.

El acoplamiento de lámina o "gusano" (Fig. 1-1e) es satisfactorio hasta tamaños medios y proporciona, en adición a otras características, resiliencia torsional y la rigidez torsional se incrementa con la carga.

La transmisión del movimiento se hace directamente por intermedio de la corona de dientes (Fig. c) o por medio de unos arcos o gusanos de lámina de acero los cuales hacen la ligadura entre las bridas con dientes (Fig. d). El acoplamiento flexible permite desplazamientos relativos de la flecha en dirección axial y en cualquier desalineamiento de la flecha. El acoplamiento con arcos de lámina amortiguan los choques o golpes que aparecen en las variaciones grandes de momentos de rotación.

A diferencia del acoplamiento fijo y semiflexible que no se lubrican, el acoplamiento flexible debe engrasarse abundantemente.

### 5 - TORNA-FLECHA O DISPOSITIVO PARA VIRAR EL ROTOR.-

Después del paro, la turbina no se enfría de modo uniforme; la parte inferior, hacia el condensador, de la carcasa y el rotor, se enfría más rápido que la parte superior, con una diferencia de temperatura que puede llegar a ser de 50 a 60°C. Debido a lo anterior, se generan en el rotor tensiones internas que producen el pandeo en éste hacia abajo.

El pandeo del rotor aumenta hasta un valor máximo, después del cual empieza a disminuir a medida que se iguala la temperatura después de un determinado tiempo y vuelve a su valor normal.

Cuando la catenaria del pandeo del rotor se haya en el límite admisible, se puede arrancar la turbina tomando medidas especiales para evitar que el rotor roce al estator y evitar vibraciones fuertes; estas medidas especiales, son entre otras las siguientes: aumento de la duración de calentamiento y reducción de los incrementos de velocidad y carga de la turbina con relación a los valores correspondientes a arranque de turbina fría.

Cuando el pandeo llega a los valores presentes por las normas internas (y del fabricante) de operación, se puede iniciar el arranque de la turbina.

Para reducir la curvatura del rotor durante su enfriamiento, existen dos métodos:

- . Virar manualmente el rotor de la turbina a 180° cada ciertos intervalos de tiempo.
- . Virar en forma continua y lentamente el rotor (de 3 a 5 rpm) con ayuda de un dispositivo especial, con el que vienen provistas - todas las turbinas modernas y grandes.

Un dispositivo de este tipo, que se muestra en la Fig. 3, consta de un motor eléctrico (1) que gira la flecha de la turbina (2) por medio de un engranaje de rueda helicoidal y tornillo sin fin (3) y (4); este dispositivo se desacopla durante el funcionamiento de la turbina. En caso necesario, se puede virar el rotor en forma manual, con la ayuda de la manivela (5).

### 3. DISPOSITIVOS PARA EL ARRANQUE.-

Antes de que el vapor entre a la primera etapa de la turbina, debe pasar por las siguientes válvulas:

- . Válvula de paro, de cierre rápido o de emergencia.
- . Válvula de regulación.
- . Válvulas interceptores combinadas (en el caso de recalentamiento).

En pocos casos, en instalaciones pequeñas y cuando no se trata de bloques unitarios de caldera-turbina, se tiene además una válvula de aislamiento.

En las Figs. 4 y 5 se muestran las localizaciones y arreglos de las válvulas de dos de los principales fabricantes.

#### Válvula de paro, cierre rápido o emergencia.- (Fig. 6)

Esta válvula cierra bruscamente la entrada de vapor a la turbina en los siguientes casos:

- . Cuando se alcanza la velocidad máxima admisible.
- . Baja presión de aceite lubricante o de control.
- . Desplazamiento axial anormal del rotor.
- . Bajo vacío en el condensador.
- . Fallas en el generador o transformador eléctrico
- . Otras situaciones peligrosas.

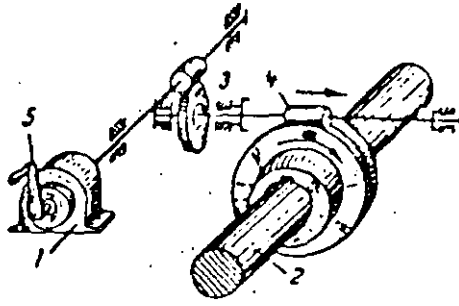


FIG. 3.-TORNA FLECHA O DISPOSITIVO PARA VIRAR EL ROTOR

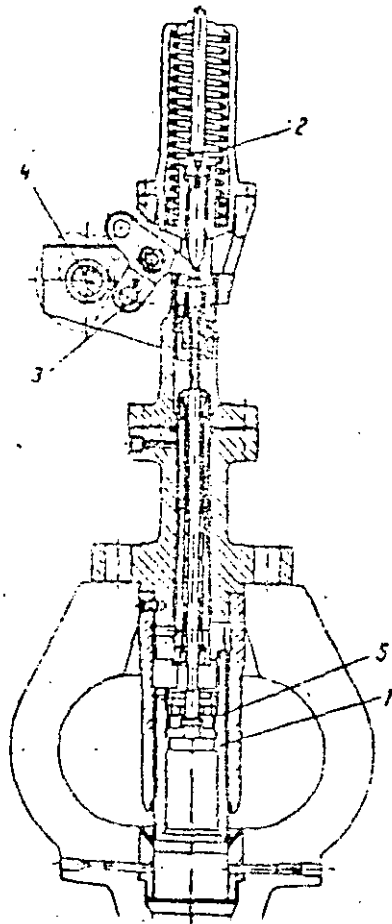
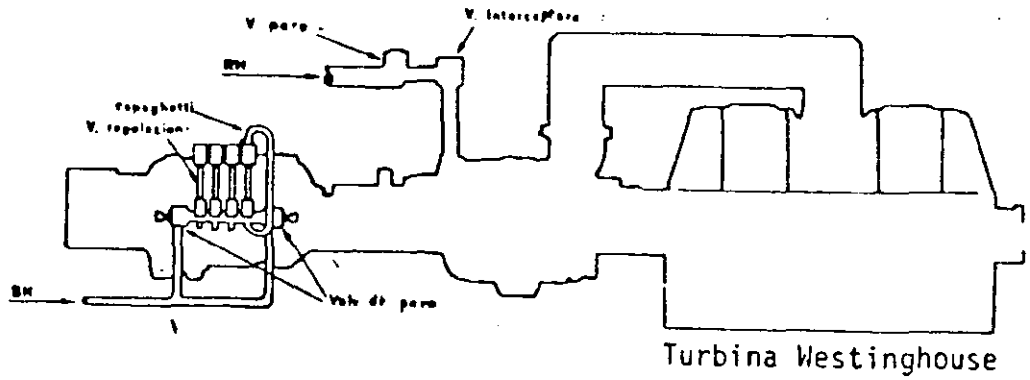
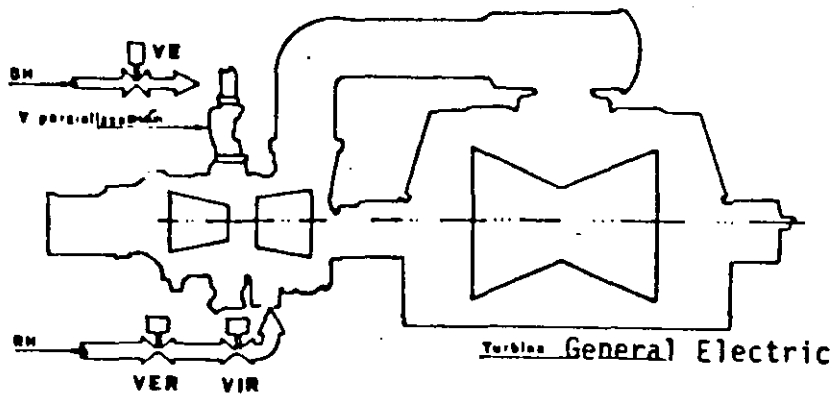
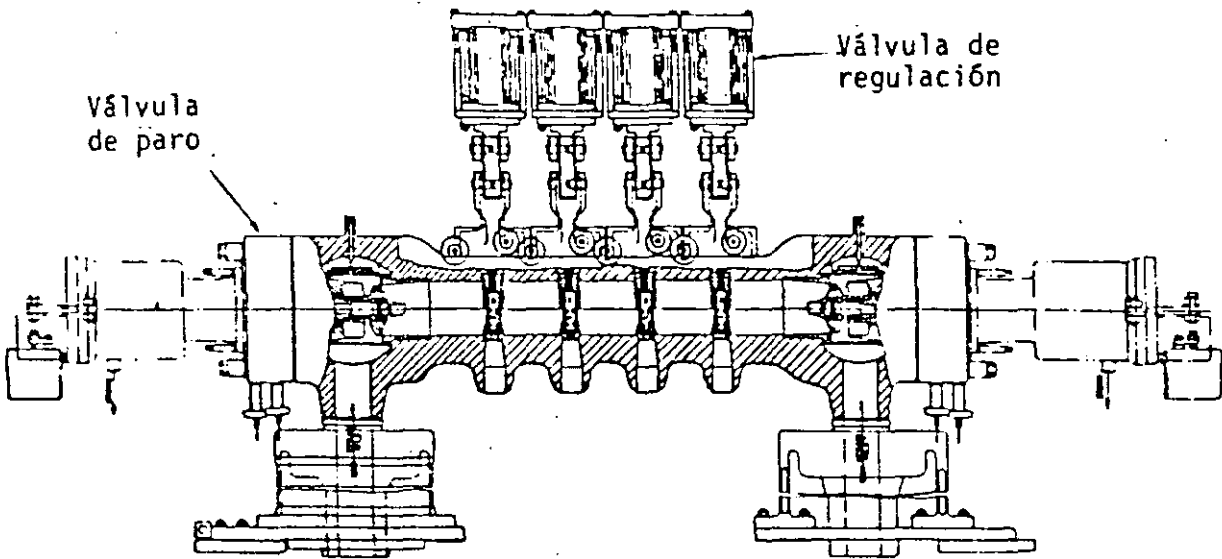


FIG. 4.- VALVULA DE REGULACION



DISPOSICION DE VALVULAS EN TURBINA



VALVULA DE PARO Y REGULACION DE VAPOR SOBRE CALENTADO CON UN SERVOMOTOR PARA CADA VALVULA DE REGULACION (TURBINA WESTINGHOUSE)

En el arranque de la turbina, esta válvula puede abrirse normalmente con un volante manual o remotamente por medio de una derivación (by-pass) del 25% de capacidad; en las turbinas grandes se tienen dos de estas válvulas en paralelo y puede probarse su cierre durante el funcionamiento de la turbina.

Durante el funcionamiento de la turbina, esta válvula se mantiene abierta por la presión del aceite de control que comprime el resorte (6) de la Fig. 10.

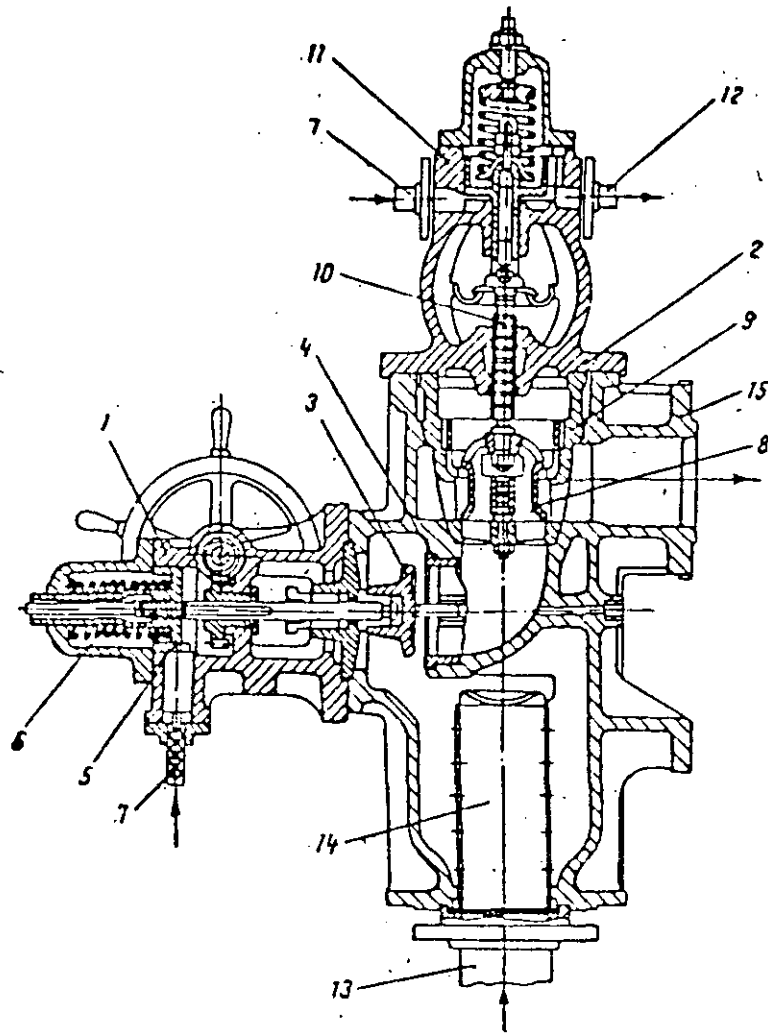
En caso de aparición de alguno de los peligros mencionados anteriormente, interviene el regulador de velocidad que comanda, por la apertura de una válvula piloto, la descarga del aceite que comprime el resorte (6); por la fuerte compresión de este resorte, la válvula cierra rápidamente, en un tiempo de 0.1 a 0.3 s, después de la aparición de la situación anormal.

Para evitar la penetración de cuerpos extraños a la turbina, se instala el filtro integral (14) a la entrada de la tubería de alimentación de vapor (13), además de un filtro fino, utilizado durante la puesta en servicio.

#### Válvulas de Regulación o de Admisión. - (Fig. 11)

Las válvulas de regulación, como su nombre lo indica, sirven para regular la cantidad de vapor admitida en las toberas, en función de la carga de la turbina; normalmente las turbinas tienen de tres a cinco válvulas de regulación.

Las válvulas de regulación son accionadas en forma mecánica por medio de un sistema de palancas o en forma hidráulica con la presión de aceite. La admisión (1), Fig. 11, se mantiene cerrada por la presión de un potente resorte (2); la válvula se abre por intermedio de un sistema de palancas y levas (3) accionadas por la flecha (4). Para facilitar la apertura de la válvula principal de regulación, ésta se provee con una válvula auxiliar (5) -- que abre ligeramente antes de la admisión principal (1), haciéndolo con una sección más pequeña que la principal.



1-válvula de cierre rápido; 2-válvula de regulación; 3-plato de válvula de cierre rápido; 4-asiento de válvula de cierre rápido; 5-pistón del servomotor de la válvula de cierre rápido; 6-resorte; 7-tubería de entrada de aceite; 8-globo de la válvula de regulación; 9-asiento de la válvula de regulación; 10-vástago de la válvula de regulación; 11-servomotor de la válvula de regulación; 12-tubería de salida de aceite; 13-conexión de la tubería de vapor vivo; 14-filtro; 15-conexión a la turbina

FIG. 1.- SECCION DE LA VALVULA DE VAPOR DE UNA TURBINA

En la Fig. , la válvula de regulación (8) forma un cuerpo común con la válvula de paro o cierre rápido y es accionada por presión de aceite. La presión del aceite de control o regulación vence la fuerza del resorte del servo-motor (11) por intermedio del vástago (10) manteniendo abierto el asiento (8) de la válvula de regulación en una cierta posición, en función de la carga de la turbina. La presión del aceite que acciona sobre el servo-motor (11) abre más o abre menos la válvula de regulación, es decir admite una mayor o menor cantidad de vapor, comandada por el sistema de regulación de la turbina.

#### Válvulas Inter<sup>ce</sup>ptoras Combinadas.-

Están bajo control del gobernador de la turbina y normalmente protegen contra sobrevelocidad de la turbina, cerrando de inmediato en rechazos de carga y abriendo primero que las de regulación cuando disminuye la velocidad. Se tienen dos para probarlas con carga y tienen regulación manual para poder probar las válvulas de seguridad del recalentador.





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

***INSTALACIONES Y AUXILIARES***

***ING. MARTINIANO AGUILAR RODRIGUEZ***

***AGOSTO - 1992***

## V.- INSTALACIONES Y AUXILIARES

Para el funcionamiento de las turbinas de vapor se requieren algunas instalaciones y componentes auxiliares, que a continuación se listan; algunos de éstos se describen posteriormente y otros se definen en los capítulos corres--pondientes.

### . OTROS COMPONENTES E INSTALACIONES AUXILIARES

#### A. Circuito de aceite (lubricación y regulación) que incluye:

- . Tanque de aceite (almacenamiento y acondicionador)
- . Bombas de aceite (principal, auxiliar, de torna-flecha, prensa o "ga<sub>teo</sub>", emergencia, respaldo de sellos de Hidrógeno, emergencia de sellos de H<sub>2</sub> y manejo de trasiego de aceite).
- . Filtros de aceite
- . Estación reductora de presión
- . Válvula de alivio
- . Enfriadores de aceite
- . Extractor de vahos o vapores de aceite
- . Indicadores de nivel con alarmas por alto y bajo nivel en el tanque de almacenamiento.
- . Tubería y accesorios
- . Purificador de aceite

#### B. Instalación de Condensación que Incluye:

- . Condensador
- . Bombas de extracción de condensado
- . Bombas de agua de circulación
- . Instalación para limpieza del condensador

#### C. Instalación de Vacío

- . Eyector de arranque
- . Eyectores principales
- . Enfriadores de eyectores
- . Estación reductora de presión de vapor, en su caso

D. Rociadores de Escape, que Incluye:

- . Estación de control
- . Selector de control manual/automático
- . Válvula (motorizada) de derivación (by-pass)
- . Filtros, toberas, tubería y accesorios

E. Instalación de Agua de Circulación, que incluye:

- . Obra de toma de agua de circulación (escolleras, diques, etc.)
- . Bombas
- . Instalación de limpieza mecánica del agua (rejillas, mallas fijas y giratorias, estanque de sedimentación).
- . Instalación de tratamiento químico del agua de circulación
- . Torre de enfriamiento
- . Canales de llegada y de descarga

F. Instalación Anexa, que incluye:

- . Calentamiento regenerativo del agua de alimentación (calentadores, bombas, extracciones de vapor).
- . Dispositivo para lavado de depósitos e incrustaciones de la turbina, incluyendo el dispositivo para virar el rotor.
- . Estaciones de reducción-enfriamiento (presión y temperatura de vapor)
- . Tubería, válvulas y accesorios de diversos circuitos
- . Dispositivos de telecomando
- . Instalación colectora de drenajes (reserva de punto bajo, expansión, bomba de trasiego, etc.).

G. Dispositivos de Protección de la Turbina, que incluye:

- . Dispositivos de protección contra:
  - a. Sobrevelocidad ("embalamiento" de la turbina)
  - b. Desplazamiento axial del rotor
  - c. Pandeo o flexión del rotor
  - d. Baja presión de aceite lubricante
  - e. Alta a baja temperatura de vapor (principal o recalentado)

- f. Bajo vacío
- g. Alta temperatura de escape

- . Válvula de seguridad
- . Dispositivos de "bloqueo"
- . Dispositivos de señalización, en caso de:
  - a. Sobrepasar los parámetros máximos del vapor
  - b. Cierre de la válvula de paro
  - c. Caída de vacío
  - d. Sobrepasar temperatura de cojinetes
  - e. Bajo nivel de aceite
  - f. Sobrepasar salinidad del condensado
  - g. Sobrepasar vibración admisible, etc.

H. Dispositivos de Protección del "bloqueo" caldera-turbina, que incluye los dispositivos de paro automático del "bloqueo" caldera-turbina en las siguientes situaciones:

- . Avería en la caldera
- . Avería en la turbina
- . Sobrepasar el desplazamiento axial admisible del rotor de la turbina
- . Pérdida de vacío, etc.

I. Instalación de automatización

- . Arranque y paro automático normal del bloque caldera-turbogenerador con: programa fijo o con computadora.
- . Dispositivos de comando automático

J. Aparatos de medición y control, que incluyen:

- . Aparatos para medición de temperatura
- . Aparatos para medición de presión
- . Aparatos para medición de flujo
- . Aparatos para medición de la carga en la turbina
- . Aparatos para medición del nivel de líquidos

- . Aparatos para medición de velocidad
- . Aparatos para medición de vibraciones
- . Indicador de dilatación relativa de rotor y carcasa
- . Aparatos para medir la calidad del vapor y del condensado
- . Tableros, consolas, etc. con aparatos de comando, medición y control
- . Instalación de telemedición
- . Sala de control

#### K. Sistema de Sellos de Vapor

- . Válvula de regulación
- . Enfriadores
- . Tubería
- . Condensador de vapor de sellos
- . Sopladores

A continuación se hace una breve descripción de algunos de éstos sistemas.

#### A.- SISTEMA DE ACEITE DE TURBINA

El sistema de aceite lubricante tiene la finalidad de lubricar las chumaceras del turbogenerador y al tornaflecha.

El aceite que se utiliza en este sistema es aceite refinado de origen mineral, el cual además de lubricar debe efectuar otras funciones importantes como son:

- . Refrigerar las partes lubricadas, absorbiendo el calor producido por la fricción, así como el que es transmitido por las partes que se encuentran a altas temperaturas, para luego transferirlo al agua de circulación en los enfriadores de aceite.
- . Actuar como medio de transporte que arrastre las partículas producidas por el desgaste, las cuales se depositaran en los filtros del sistema, evitando con esto que se acumulen en el equipo.
- . Ser capaz de impedir la formación de herrumbre u óxido en las diferentes piezas de la turbina en contacto con él.

Para que el aceite rinda un servicio satisfactorio, deberá conservarse perfectamente limpio y mantener la viscosidad apropiada (la viscosidad se reduce al aumentar su temperatura) por lo que el sistema cuenta con una unidad acondicionadora que constantemente está filtrando el aceite y con dos enfriadores de aceite que le reducen su temperatura. Además el sistema cuenta con una serie de bombas que le suministran la presión necesaria durante las diferentes condiciones normales de operación. En la Fig. V-1, se muestra el esquema de un sistema de aceite de turbina.

El equipo más importante del sistema de aceite lubricante del turbogenerador es el siguiente:

- . Tanque principal de aceite
- . Acondicionador de aceite lubricante
- . Bomba principal de aceite
- . Bombas: auxiliar, de tornaflecha y de emergencia
- . Enfriadores de aceite

A continuación se hace una breve descripción de algunos de estos componentes.

Tanque Principal de Aceite (Fig. V-2).- Este tanque contiene el aceite para los sistemas de control y de lubricación. En su tapa superior se apoya la bomba auxiliar de aceite, la bomba de torna-flecha, la de corriente directa y el extractor de vapores de aceite. En el interior del tanque se tienen un par de eyectores con la función de transformar un flujo pequeño de aceite de alta presión (suministrado por la bomba principal de aceite) en otro de mayor flujo pero de menor presión y un colador por donde se hace pasar el aceite que retorna del turbogenerador.

Acondicionador de Aceite.- Este equipo es una unidad provista para la continua filtración y acondicionamiento del aceite del turbogenerador, consiste de un compartimiento de precipitación compuesto por charolas y rejillas que proporcionan la separación de la humedad; un compartimiento equipado con bolsas de filtración que detienen las partículas sólidas y un filtro de presión removible, que dispone de una línea de

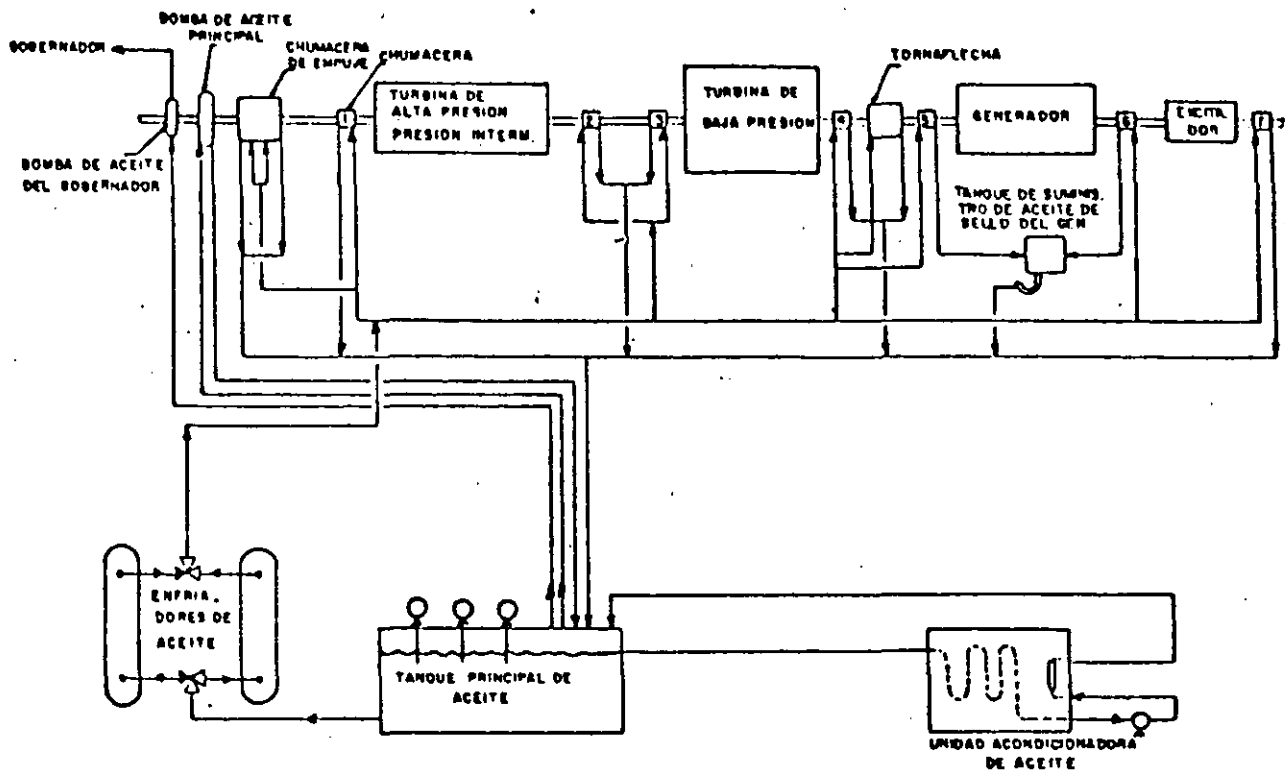


FIG. V-1.- DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE ACEITE DE LUBRICACION DEL TURBO-GENERADOR.

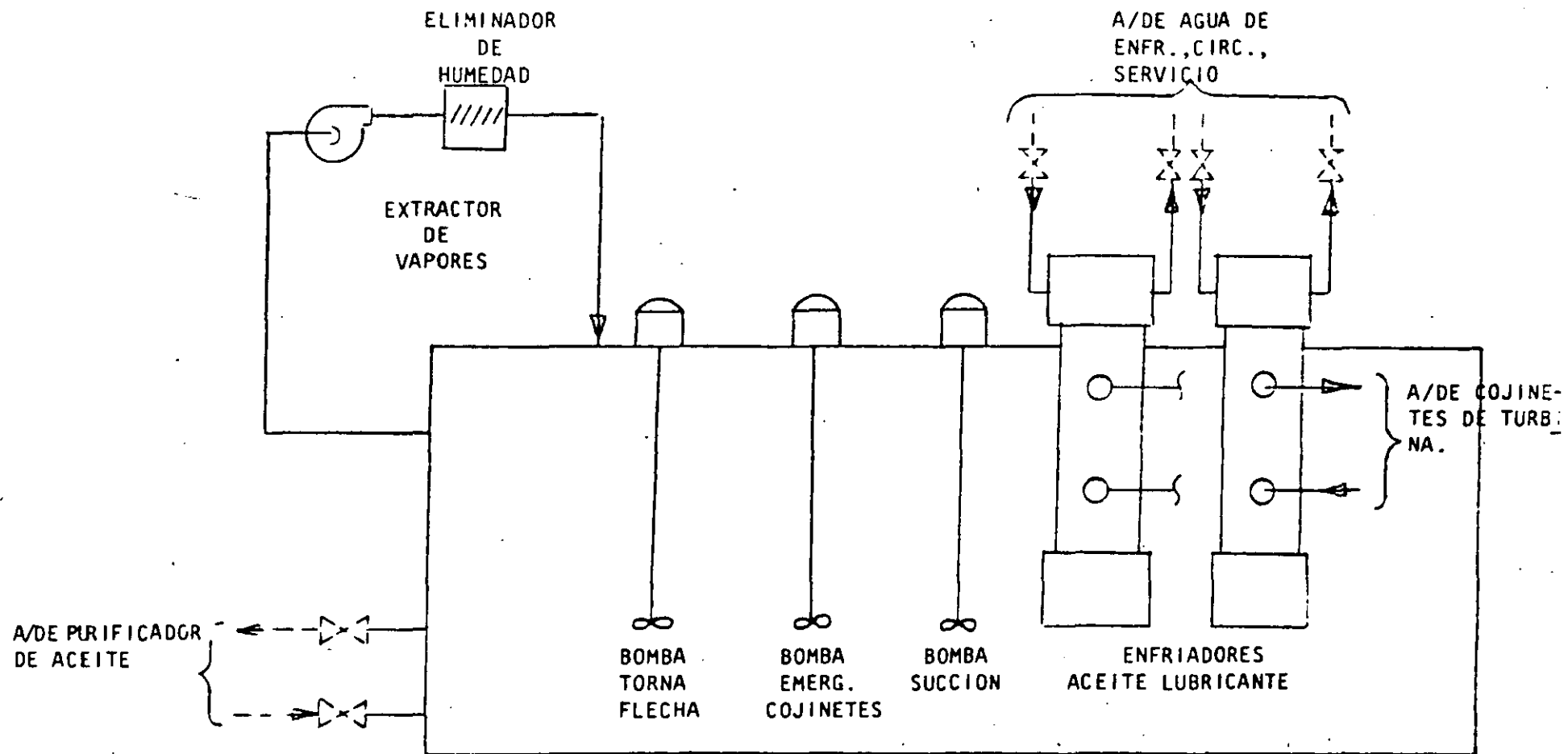


FIG. V- 2 .- TANQUE DE ACEITE DE TURBINA



desvfo con su válvula de paso, para cuando dicho filtro se satura. Se tiene una mirilla por la cual se puede observar el paso del aceite - del tanque principal a la unidad acondicionadora y de esta forma veri-ficar físicamente el flujo del mismo.

A través del depósito se extrae continuamente el agua que se acumula en el depósito de precipitación, por el principio de vasos comunican-tes.

El extractor sustrae y desaloja a la atmósfera los vapores de aceite que se forman en la unidad acondicionadora y que se acumulan en el - espacio que queda arriba del nivel de aceite.

La bomba succiona del depósito de aceite y le proporciona a éste la presión necesaria para forzarlo a pasar a través del filtro y que re-torne al tanque principal de aceite.

Esta bomba arranca y para automáticamente cuando se tiene alto y bajo nivel respectivamente, en el depósito de aceite.

Este sistema también dispone de 2 tanques de almacenamiento, uno de - aceite limpio, del cual se toma el aceite para reponer al sistema y - otro de aceite sucio, en el cual se depósita el aceite del sistema - cuando se ha contaminado o se requiere vaciarlo para trabajar en el.

Para suministrar el aceite del tanque de aceite limpio al sistema, se utiliza la bomba, la cual arranca y para localmente. Para succionar - el aceite de la unidad acondicionadora y del tanque de aceite princi-pal y depositarlo en el tanque de aceite sucio o succionarlo de este tanque y alimentar a la unidad acondicionadora, se utiliza la bomba - que también se controla localmente.

Bomba Principal de Aceite de la Turbina.- Esta bomba se encuentra mon-tada en la flecha de la turbina en el extremo del lado del gobernador entre el cojinete de empuje y el mecanismo de disparo por sobreveloci-dad. Es de tipo centrífuga convencional y no es autocebable. Descarga a una presión de 2.2 a 2.5 MPa aproximadamente, cuando la turbina gi-ra a su velocidad nominal, con una presión de succión de 6 8.6 a - -

33.81 Kpa. Mientras la turbina gira a su velocidad nominal la presión de succión es suministrada por los eyectores o bombas) del tanque principal de aceite que utilizan como medio de operación, aceite de alta presión suministrado por el impulsor de la misma bomba principal. Durante -- los períodos de arranque, la succión de la bomba es suministrada por el impulsor de baja presión de la bomba auxiliar, accionada por un motor eléctrico.

El impulsor que se encuentra al lado de la bomba principal de aceite, corresponde a la bomba del gobernador, la cual consiste de un cuerpo hueco cilíndrico con una serie de orificios radiales que hace las veces de impulsor. La succión de esta bomba es alimentada durante la operación normal con aceite de alta presión, proveniente de la descarga de la bomba principal y durante los arranques, la presión de succión se la proporciona el impulsor de alta presión de la bomba auxiliar.

Bomba Auxiliar de Aceite.- Esta bomba consta de 2 impulsores de tipo centrífugo de eje vertical e impulsada por un motor eléctrico de corriente alterna. Se encuentra montada sobre el tanque de aceite principal, de manera que ambos impulsores siempre están abajo del nivel mínimo de aceite. Este ordenamiento asegura un cabezal de succión positivo y elimina la necesidad de cebar la bomba.

Esta bomba se utiliza durante los períodos de arranque y paro de la unidad, cuando la presión de descarga de la bomba principal es demasiado baja para los requerimientos de la turbina.

El impulsor de alta presión alimenta al sistema de control de la turbina, a la bomba de aceite del gobernador, al regulador de vapor de sellos y a la planta de aceite de sellos del gobernador, a una presión de 2.4124 MPa.

El impulsor de baja presión, suministra el aceite de lubricación así como también suministra el cebado de la bomba principal de aceite a una presión de 326.6 KPa.

Esta bomba se arranca y para manualmente desde la sala de control y además dispone de arranque automático, que actúa cuando la presión a chumaceras desciende a 78.45 KPa.

Bomba de Tornafllecha.- Esta bomba es de tipo centrífugo de eje vertical, impulsada por un motor eléctrico de corriente alterna. Se encuentra montada sobre el tanque de aceite principal de la turbina, de manera que el impulsor siempre se encuentra abajo del nivel mínimo de aceite, este ordenamiento asegura un cabezal de succión positivo a la bomba, eliminando la necesidad del cebado de ésta, para suministrar el aceite lubricante al sistema, cuando la turbina se encuentra girando con tornafllecha, durante los períodos de arranque y paro. Se arranca y para desde la sala de control y dispone de control automático que la manda arrancar en cualquier tiempo en que la turbina se encuentre girando si la presión de aceite en el sistema de lubricación cae abajo de 68.7 KPa.

Cuando la turbina se encuentra girando con tornafllecha, se dispone de un interruptor de presión que detiene la operación del tornafllecha cuando la presión de aceite lubricante desciende de 13.7 KPa.

Bomba de Emergencia de Corriente Directa.- Esta bomba es de tipo centrífugo de eje vertical y es impulsada por un motor eléctrico de corriente directa. Se encuentra montada sobre el tanque de aceite principal, de manera que su impulsor siempre se encuentre abajo del nivel mínimo de aceite, lo cual le asegura un cabezal de succión positivo y le elimina la necesidad de cebadura.

Esta bomba se usa para suministrar aceite al sistema de lubricación en una emergencia, cuando su presión desciende y la bomba auxiliar y la de tornafllecha fallan. Además de su control automático que le manda a arrancar cuando la presión en el sistema desciende a 58.8 KPa, esta también se puede arrancar y parar manualmente desde la sala de control. En caso de falla de la corriente alterna, esta bomba protege a la turbina contra daños por falta de lubricación, debido a que es impulsada por un motor de corriente directa, alimentado por el banco de baterías.

Enfriadores de Aceite Lubricante.- Estos enfriadores se encuentran lo calizados a un lado del tanque principal de aceite. Son de 2 pasos y constan de una serie de tubos por cuyo interior circula el agua de en friamiento y por el exterior el aceite. El agua de enfriamiento llega a la cámara de entrada donde se distribuye a todos los tubos del primer paso, fluye por ellos hasta llegar a la cámara inversa donde cám - bia de dirección y se distribuye a los tubos del 2<sup>º</sup> paso, para final - mente descargar en la cámara de agua de salida.

Los enfriadores de aceite, para hacer más efectiva la transmisión de calor del aceite al agua de enfriamiento, disponen de una serie de - mamparas que obligan al aceite a cambiar constantemente de dirección.

En la parte superior e inferior de cada uno de los enfriadores se tie - nen instalados drenes y venteos, tanto del lado del agua como del - - aceite.

En la entrada y salida de aceite de los enfriadores, se encuentra ins - talada una válvula dúplex, de circuito doble y de 3 vías, que permite simultáneamente sacar de servicio sin que se interrumpa la circula - ción de aceite.

En la línea de suministro de agua de enfriamiento se tiene una válvu - la neumática, controlada automáticamente por una señal de temperatura que se toma de la descarga de aceite de los enfriadores. Esta válvula incrementará proporcionalmente su abertura cuando en la descarga de - aceite de los enfriadores se detecte un incremento en la temperatura del aceite y cerrará reduciendo el flujo de agua de enfriamiento cuan - do la temperatura del aceite tienda a descender, de tal forma que la temperatura del aceite siempre sea constante. (Fig. V-3).

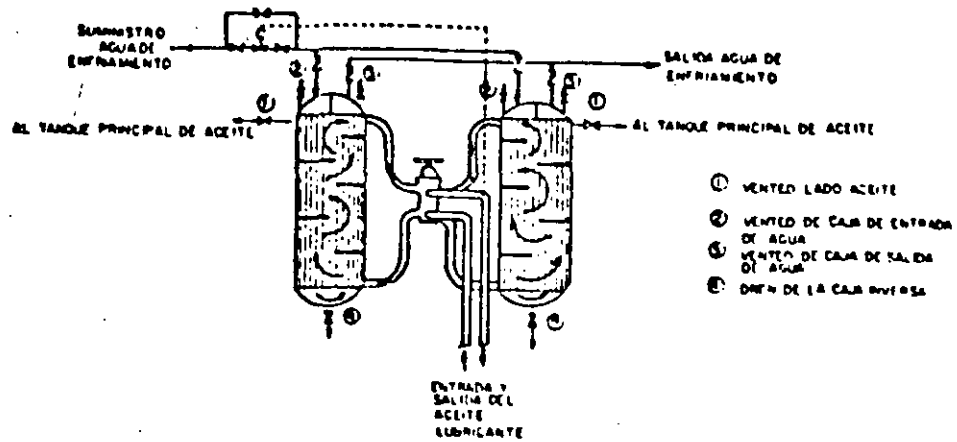


FIG. V-3.- ESQUEMA DE ENFRIADORES DE ACEITE

#### F.- SISTEMA DE EXTRACCIONES

El sistema de extracciones, drenes y venteos, tiene tres funciones que son:

- . Conducir el vapor de las extracciones que se le hacen a la turbina - hasta cada uno de los calentadores de agua, con el fin de tener un ciclo Rankine regenerativo, que mejore la eficiencia del ciclo al aprovechar el calor del vapor de las extracciones, para calentar el agua de alimentación a la caldera.
- . Drenar en cascada el condensado de vapor de las extracciones de los calentadores de alta presión al deaerador, y el condensado de vapor de las extracciones de los calentadores de baja presión al condensador principal.
- . Proveer a los calentadores de agua de alimentación con un venteo adecuado, tanto en arranques como en operación normal.

El sistema comprende: las tuberías de extracción de vapor, desde la turbina, hasta los calentadores de alta y baja presión, las tuberías de drenaje en cascada, las tuberías de venteo, la instrumentación relacionada, válvulas de corte motorizadas, válvulas de no retorno, válvu-

las neumáticas con controladores de nivel y trampas de vapor. En la Fig. V-4 se muestra el dibujo de dos calentadores de agua de alimentación.

#### K.- Sistema de Sellos de Vapor (Fig. V-5)

Los sistemas de sellos (de vapor) se usan en las turbinas para prevenir o reducir las fugas de vapor o aire entre los componentes rotatorios y estacionarios que tienen una diferencia de presión a través de sellos, por ejemplo, donde la flecha de la turbina se extiende a través del final de las paredes de la carcasa a la atmósfera. Cuando la presión de la carcasa es más alta que la atmosférica, en general habrá una fuga de vapor al exterior, mientras que si la carcasa contiene vapor abajo de la presión atmosférica habrá una fuga de aire al interior y el sistema de sellos debe usarse para evitar que el aire entre a la carcasa y al condensador.

Como la mayoría de las fugas de vapor de los estoperos no pasan a través de las etapas de la turbina, se involucra una pérdida de potencia, por lo que se hacen esfuerzos para reducir ésta pérdida de potencia con un arreglo eficiente de sellos y estoperos.

Para reducir las pérdidas de potencia en los sellos externos en los extremos de las carcasas de A.P. y P.I. y promover un gradiente de temperatura gradual a lo largo de la flecha, se acostumbra dividir dichos sellos en secciones, dirigiendo el vapor a una etapa apropiada en la turbina o alimentar un calentador después de cada sección, con lo que se regresa el calor al ciclo (ver Fig. V-5).

Para evitar que las fugas de vapor de los sellos laberínticos vayan a la casa de máquinas (turbinas) en donde podrían condensarse en las paredes y pisos, todos los elementos finales de sellos se mantienen a una presión de aproximadamente  $0.004 \text{ kg/cm}^2$  ( $0.5 \text{ lb/pulg}^2$ ) abajo de la atmósfera con el empleo de un condensador de sellos venteado a la atmósfera vía un soplador. Este pequeño vacío es suficiente para "jalar"

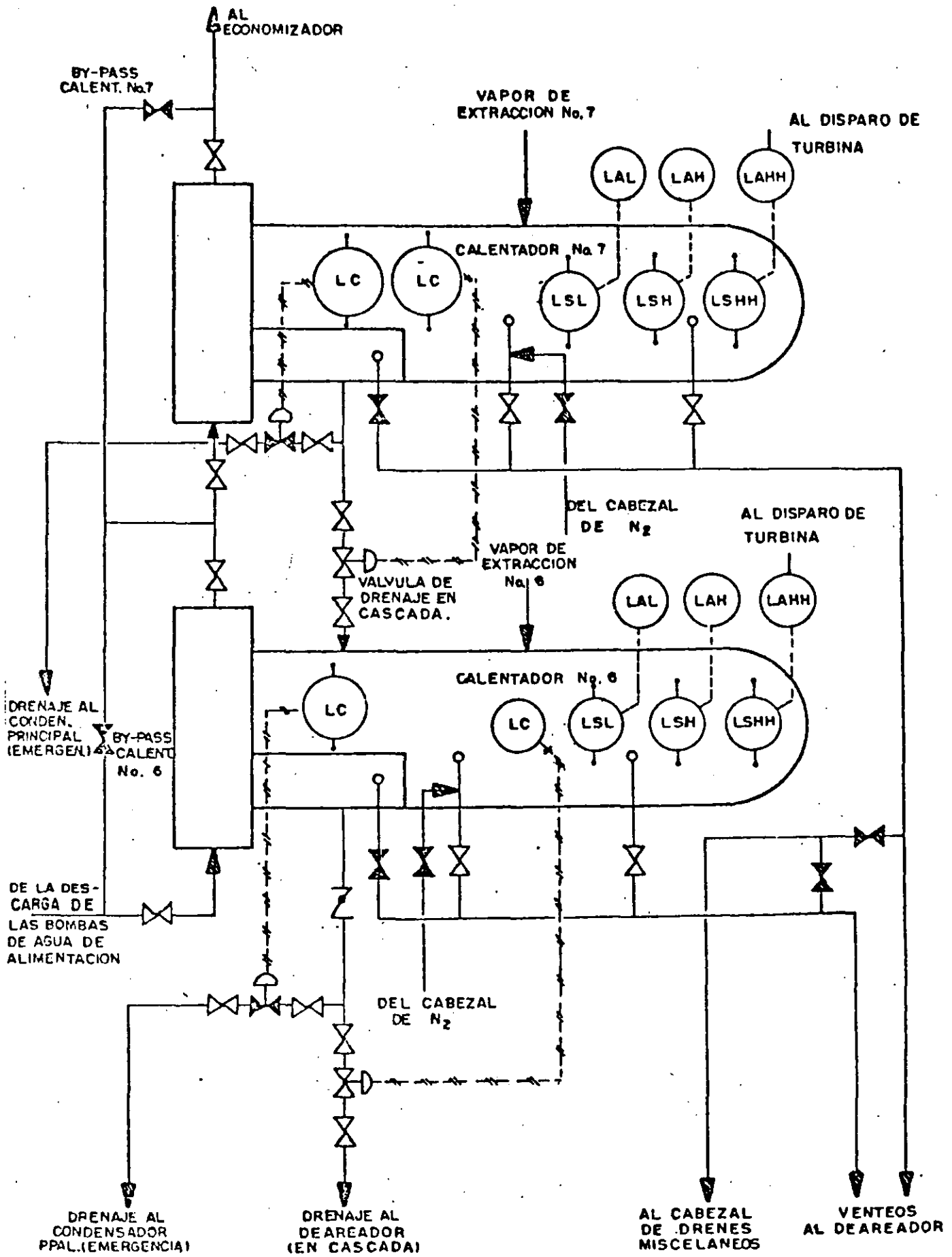


FIG. V-4.- CALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACION

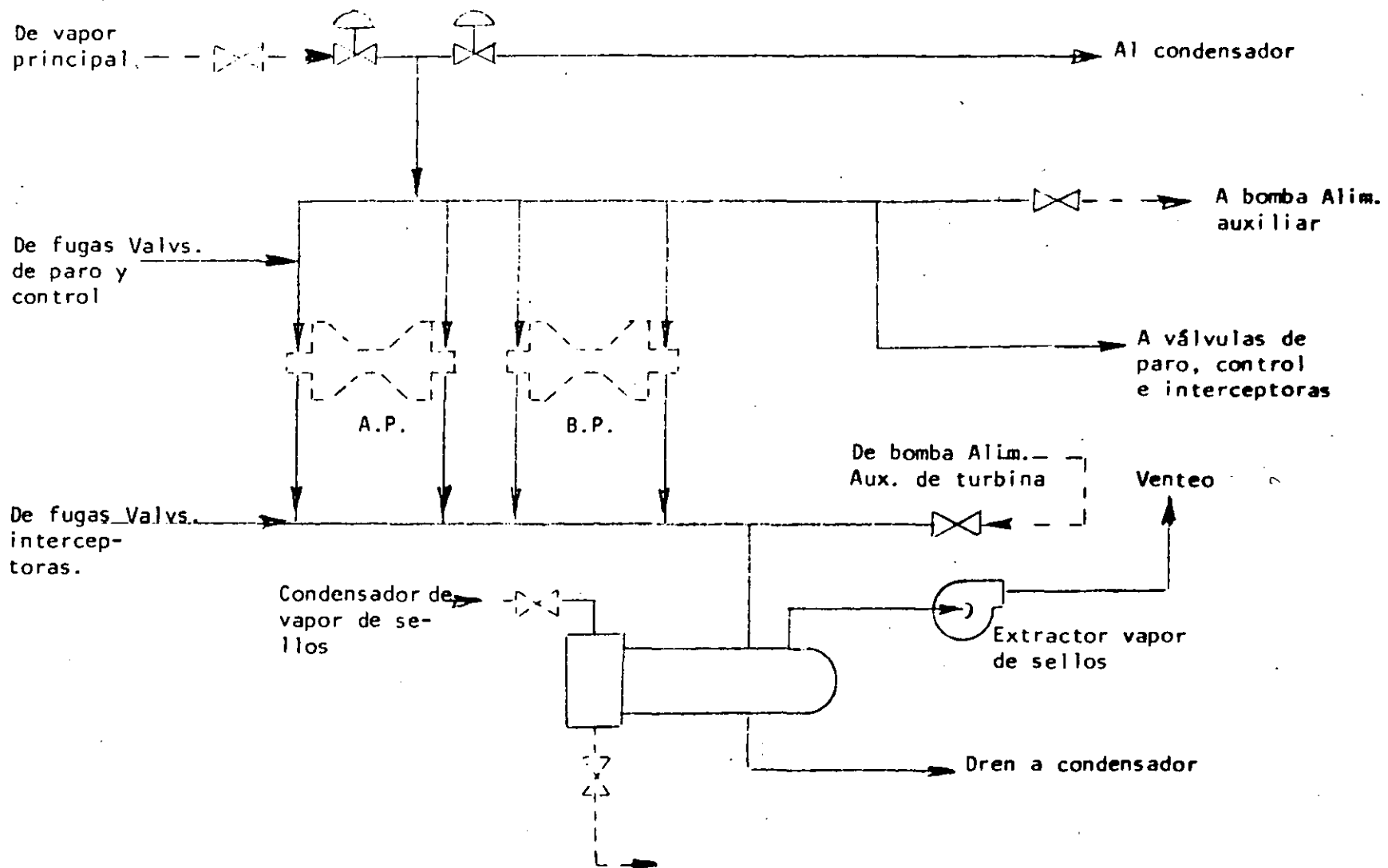


FIG. V-5.- ESQUEMA DE SISTEMA DE VAPOR DE SELLOS DE TURBINA



el aire hacia la sección final del sello en donde se mezcla con el vapor de fuga de la carcasa; el aire se separa en el condensador de sellos y se envía a la atmósfera. El arreglo de la selección final de sellos de una carcasa de A.P. se muestra en la Fig. IV- a.

La presión en el punto de fuga del sello antes de la penúltima sección de sello, usualmente se estabiliza a una décimas de  $\text{kg/cm}^2$  arriba de la presión atmosférica conectando la fuga de sello a la alimentación más cerca del punto alto del calentador en la carcasa de B.P. La extracción de esta fuga de vapor normalmente se usa para cerrar los sellos de las carcasas de B.P.; estos sellos tienen un arreglo como el de la Fig. IV- b en donde se observa que el vapor de salida evita que el aire entre a la carcasa y al condensador.

El vapor de los sellos de A.P. puede ser suficiente para sellar los estoperos de B.P. a altas cargas, pero a bajas cargas es necesario proveer un suministro separado de vapor de sellos; éste, normalmente se toma de la alimentación a la turbina principal, estrangulado con una válvula reductora.

En la Fig. V- se muestra un sistema típico de sellos; los enfriadores A y B se requieren para reducir la temperatura del vapor vivo suministrado a una temperatura aceptable para la flecha de la turbina, empleándose cambiadores de calor tanto el tipo de rociado de agua (de contacto directo) como del tipo tubo y carcasa (de superficie). Normalmente el sistema de sellos se para automáticamente por la válvula reductora controlada por presión.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

***CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS***

***ING. MARTINIANO AGUILAR RODRIGUEZ***

***AGOSTO - 1992***

## VII CONSIDERACIONES TERMODINAMICAS

Otro aspecto importante es que a flujos de escape grandes, un aumento en el flujo (por presión de entrada más alta) causa una disminución - en la eficiencia, e inversamente, a flujos ligeros, un aumento del - flujo causa un mejoramiento; el rango de estos efectos varfa desde valores despreciables hasta algunos %, dependiendo del diseño del escape.

### 4.4.- GARANTIAS DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Normalmente a los fabricantes de turbinas de vapor se les piden garantías sobre alguna o todas las siguientes características de su máquina.

- . Consumo de vapor a la presión de escape de diseño en el rango de - carga.
- . Consumo de vapor a otras presiones de escape, dentro del rango de - operación esperado.
- . Máxima presión de operación
- . Máxima temperatura de operación
- . Tiempo total al cual puede operarse la turbina a la temperatura máx - ima permitida.
- . Capacidad máxima garantizada sin extracciones para calentamiento de - agua de alimentación.
- . Capacidad máxima garantizada con extracciones para calentamiento de - agua de alimentación.
- . Cantidad máxima de vapor que puede extraerse para procesos (si se - especifico).
- . Variación de presión en el proceso de extracción de vapor en las - etapas.
- . Presiones en las etapas en los varios puntos de extracción de vapor - de agua de alimentación.
- . CTU garantizado, basado en el ciclo de calentamiento especificado - a la presión de escape de diseño.
- . CTU's garantizados a otras presiones de escape, dentro del rango de - operación.
- . Mfínima carga que puede llevar
- . Factores de corrección.

Desde el punto de vista del comportamiento, la garantía más importante en la turbina de vapor, es la del CTU garantizado, porque es la medida verdadera del consumo de combustible del ciclo de la turbina, mientras que el CTV garantizado no lo es. Normalmente se requiere al fabricante para que suministre datos completos de las cantidades extraídas, presiones, temperaturas, etc. para todas las cargas garantizadas.

4.5.- FACTORES DE CORRECCION.- Los factores de corrección para el comportamiento de las turbinas de vapor son de mucho valor para el usuario. El régimen de vapor sin-extracción de una turbina, se determina solo por dos cantidades: el CTV y la eficiencia de la turbina.

La eficiencia de una turbina dada depende casi exclusivamente del flujo en volumen ( $m^3/s$ ) en el extremo de alta presión de la turbina y a través del escape de la turbina.

Para la determinación de los factores de corrección, se ha eliminado la variación en la eficiencia debida a cambios en el flujo volumétrico en el extremo de alta presión, por la consideración de que los factores de corrección están dados a una posición constante de las válvulas de control; si ésto es cierto, el flujo volumétrico a la turbina será constante para todas las variaciones normales de las condiciones iniciales.

Se ha visto que el flujo en peso a la turbina, para apertura constante de las válvulas de control, puede expresarse como:

$$\text{Flujo en peso } W = K1 \sqrt{\frac{P1}{T1}} = K2 \frac{P1}{\sqrt{T1}}$$

En el cálculo de factores de corrección por presión, el diseñador de turbinas considera (arbitrariamente) un incremento en presión y un incremento proporcional en flujo (a temperatura inicial constante). Con éste nuevo flujo, puede determinarse el flujo volumétrico en el escape y ajustarse apropiadamente la eficiencia de escape, con lo que puede determinarse la nueva eficiencia total de la turbina; los factores de

corrección así determinados pueden incluir no solo la corrección por el mejoramiento en el CTV, sino también las pérdidas debidas a la disminución en la eficiencia de la turbina.

En la Fig. VI-10, se muestra una curva típica de corrección por presión inicial.

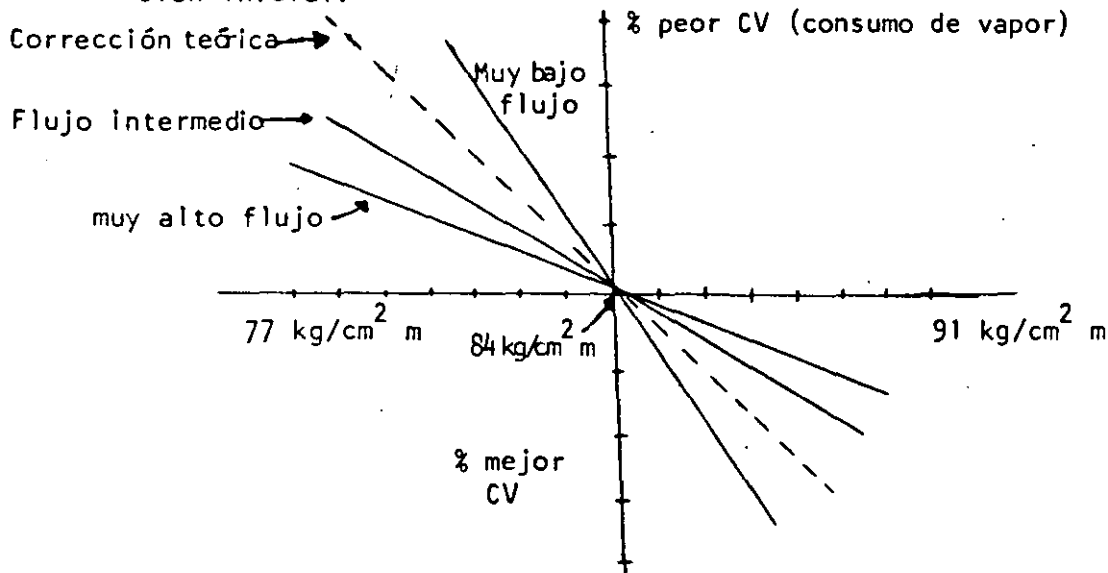


FIG. VI-10.- FACTORES DE CORRECCION POR PRESION INICIAL TÍPICOS A TEMPERATURA INICIAL Y PRESION DE ESCAPE CONSTANTES.

En la Fig. VI-10, se observa que a altos flujos volumétricos hay una ganancia en la eficiencia de la turbina debido a la disminución en las pérdidas de escape, las que hacen que la corrección sea menor que la línea punteada que representa la corrección teórica; se necesita suministrar una familia de curvas a diferentes flujos de estrangulamiento para cubrir el rango de flujos volumétricos en el escape. Cualquier curva de corrección de presión así construida es válida solo para la presión de escape ahí establecida.

Las correcciones por temperatura se calculan en forma similar e incluyen el cambio en la eficiencia de la turbina debido al cambio de pérdidas por humedad así como al cambio en energía disponible. Normalmente el cambio en el flujo volumétrico del escape es muy pequeño

de manera que solo una curva de corrección por temperatura se necesita, se muestra en la Fig. VI-10.

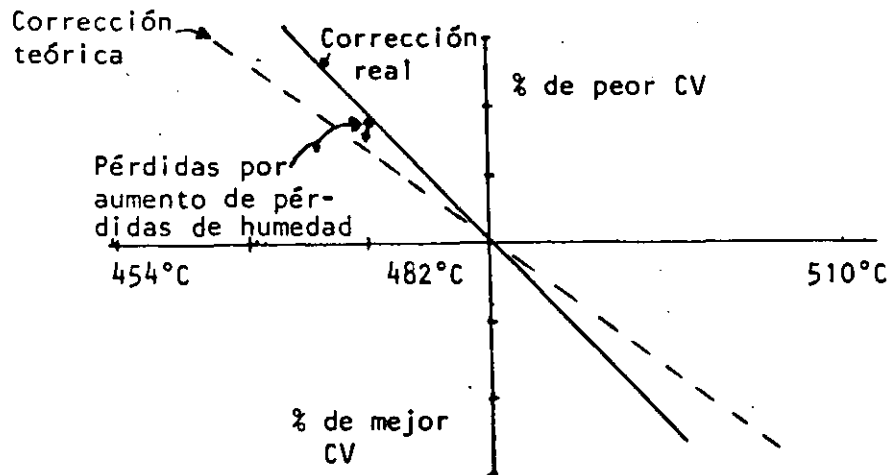


FIG. VI-10 .- FACTORES DE CORRECCION POR TEMPERATURA INICIAL TÍPICOS, A PRESION INICIAL Y DE ESCAPE CONSTANTES

Las correcciones por vacío se determinan calculando el cambio en el flujo volumétrico en el escape y el cambio resultante en la eficiencia de la turbina; este cambio en la eficiencia de la turbina, cuando se suma algebraicamente a el cambio, en la energía disponible, produce el cambio neto en el régimen o consumo de vapor trazado en la curva de corrección. Las correcciones por vacío típicas se muestran en la Fig. - VI-

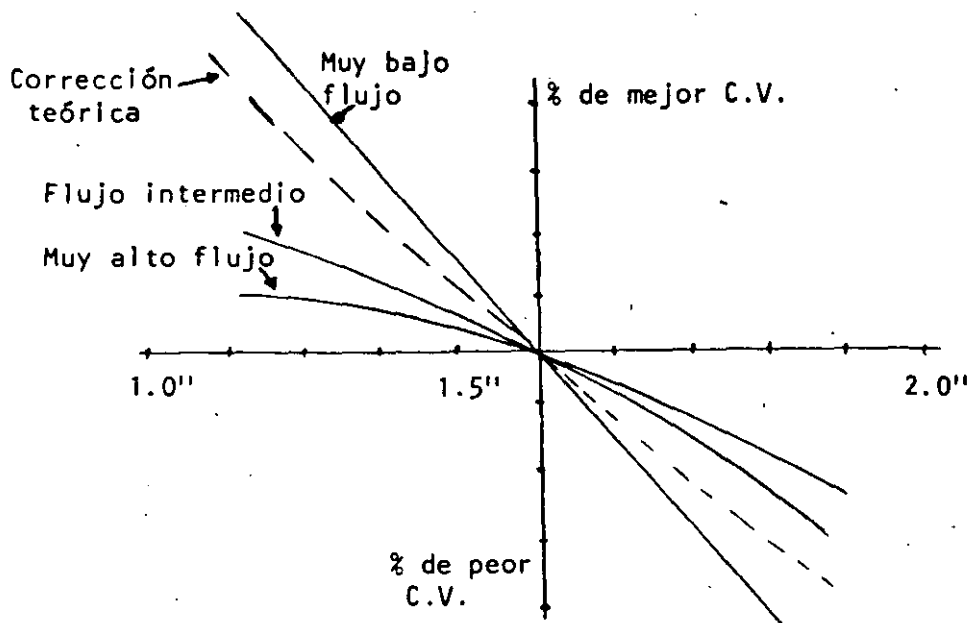


FIG. VI-10.- FACTORES DE CORRECCION POR PRESION DE ESCAPE TÍPICOS A PRESION Y TEMPERATURA INICIAL CONSTANTES

La aplicación de los factores de corrección deben ser a la inversa del método para obtenerlos; los factores de corrección encontrados en las curvas para las condiciones de prueba del vapor, se suman algebraicamente y se aplican al régimen o consumo de vapor de prueba, para obtener el régimen de vapor sobre bases de garantía.

Para obtener la carga que podría obtenerse bajo las condiciones iniciales de garantía, es necesario calcular el flujo que podría haber existido con las condiciones iniciales de garantía, utilizando la fórmula  $W = K1 \Phi 1 / \sqrt{T1}$ , por ejemplo, si la presión de prueba es más alta que la presión inicial de garantía, el flujo de estrangulamiento de prueba debe reducirse al valor al cual podría haber existido, si se tuviera la presión inicial de garantía en el estrangulamiento.

Habiendo corregido el flujo de prueba a la presión y temperatura inicial de garantía, la verdadera "carga garantizada" puede calcularse dividiendo el flujo corregido entre el régimen de vapor corregido.

Cuando se hace una serie de pruebas en el rango de cargas con variaciones de las condiciones iniciales y se corrigen de acuerdo con el método anterior, se produce la forma exacta de la curva de carga garantizada, es decir, la curva que representa el verdadero comportamiento de la turbina.

El método de corrección descrito puede también utilizarse para calcular la carga y condiciones que pueden esperarse en una turbina para otras condiciones que pueden esperarse en una turbina para otras condiciones de vapor y vacío.

En la tabla VI- , se muestran las variables involucradas en los factores de corrección de las turbinas, en donde es necesario diferenciar en algunos casos entre carga alta (A) y carga baja (B), porque las pérdidas en el escape se incrementan a cargas altas por el incremento en flujo volumétrico; a cargas muy bajas, el escape que sufre falta de energía disponible, tiene un incremento en la eficiencia con aumento del flujo volumétrico, porque este aumento proporciona al escape la energía disponible necesaria para hacerlo que opere eficientemente.



T A B L A VI-1.- VARIABLES INVOLUCRADAS EN LOS FACTORES DE CORRECCION, CONSIDERANDO POSICION CONSTANTE DE LAS VALVULAS DE CONTROL.

CONDICION VARIABLE	AUMENTO DE PRESION	AUMENTO DE TEMPERATURA	MEJOR VACIO
1.- Flujo en peso de estrangulamiento.	Incremento	Decremento	Sin cambio
2.- Flujo volumétrico al final de alta presión.	Sin cambio	Sin cambio	Sin cambio
3.- Flujo volumétrico en el escape.	Incremento	Decremento.	Incremento
4.- Eficiencia al final de alta presión.	Sin cambio	Sin cambio	Sin cambio
5.- Eficiencia del escape	(A) Decremento (B) Incremento	Incremento	(A) Decremento (B) Incremento
6.- Eficiencia mecánica	Incremento	Incremento	Incremento
7.- Eficiencia neta de la turbina.	(A) Decremento (B) Incremento	Incremento	(A) Decremento (B) Incremento
8.- Energía disponible	Incremento	Incremento	Incremento
9.- Régimen de vapor	Más bajo	Más bajo	Más bajo
10.-Potencia	Incremento	Incremento	Incremento

(A) = Alta carga

(B) = Baja carga

#### 4.6.- CARACTERISTICAS DE RENDIMIENTOS O EFICIENCIAS

Las características de rendimientos de las turbinas de vapor pueden ser analizadas a partir de los conceptos siguientes:

- Consumo Teórico de Vapor - CTV
- Régimen de Vapor - RV
- Consumo térmico unitario CTU (Heat Rate)
- Eficiencias varias -  $\eta$  (toberas, alabes, rueda, etapa, interna, externa, máquina, ciclo y planta).

El propósito primario de ésta división es el de desarrollar algunas relaciones cualitativas y cuantitativas entre parámetros que en alguna medida permitan hacer una predicción razonablemente precisa del comportamiento de la turbina.

Los cálculos involucrando a la turbina como un todo, están basados en el balance de energía, obtenido esencialmente por el uso de la ecuación general de la energía.

#### 4.7.- CONSUMO TEORICO DE VAPOR, CTV

El propósito de éste cálculo es el de tener disponible ciertos datos que frecuentemente se encuentran en los cálculos de balances térmicos y aplicaciones de turbinas, siendo los más importantes un conjunto de tablas con los consumos teóricos de vapor.

Otra herramienta común en la aplicación de turbinas de vapor es el diagrama de Mollier, en el cual se pueden leer las entalpías y entropías normalmente encontradas en la aplicación de turbinas. También se requieren las tablas de "Propiedades Termodinámicas de Vapor" ó tablas de vapor, que fueron desarrolladas por Keenan & Keyes.

El consumo teórico de vapor, CTV de una máquina o turbina, en kg por kw-h, se define como:

$$CTV = \frac{860}{H1 - H2}, \text{ en kg/kw-h}$$

En donde:

H1 = entalpia en kcal/kg de vapor suministrado a la turbina

H2 = entalpia en kcal/kg de vapor a la presión de escape y a la entropía del vapor suministrado.

Es decir, que (H1-H2) representa la caída de energía isentrópica a través de la turbina.

De lo anterior, resulta evidente que la cantidad de las Tablas VI- es diferente del consumo real de vapor o Régimen de vapor RV de una turbina. La relación entre estas dos es la eficiencia de la turbina o máquina  $\eta$ :  
turb.  
turb

$$\eta_{\text{turb}} = \frac{\text{Consumo Teórico de Vapor, CTV}}{\text{Régimen de Vapor, RV}}$$

A ésta eficiencia se le conoce como "eficiencia de la turbina (o máquina) referida al ciclo Rankine".

En las Tablas VI-2, se dan algunos datos de CTV.

#### 4.8.- REGIMEN DE VAPOR, RV (CONSUMO REAL DE VAPOR)

Uno de los problemas encontrados en ingeniería de aplicación es la estimación del régimen de vapor RV, de una turbina de una capacidad y condiciones de vapor dadas.

Existen métodos analíticos básicos para la estimación del RV, sin embargo, la experiencia ha mostrado que es posible una correlación entre dichos cálculos, es decir, que la "forma" de la curva de régimen de vapor y la forma de la curva de eficiencia pueden relacionarse al tipo de diseño empleado; adicionalmente, con frecuencia el tipo de diseño está relacionado a la capacidad de la turbina.

Table Theoretical Steam Rates in Pounds per Kilowatt Hour

Exhaust Pressure, In. Hg abs	Initial Temperature, °F.													
	600	650	700	750	800	850	900	600	650	700	750	800	850	900
	Initial Pressure, 400 psig							Initial Pressure, 450 psig						
	Initial Superheat							Initial Superheat						
	181.0	201.0	221.0	241.0	261.0	281.0	301.0	147.8	190.8	240.8	290.8	340.8	390.8	440.8
0.5	7.04	6.831	6.631	6.440	6.256	6.080	5.910	6.983	6.770	6.571	6.381	6.199	6.024	5.857
1.0	7.31	7.28	7.06	6.856	6.654	6.459	6.272	7.44	7.21	6.994	6.787	6.586	6.393	6.208
1.5	7.84	7.59	7.36	7.14	6.924	6.717	6.518	7.76	7.51	7.28	7.06	6.849	6.644	6.447
2.0	8.09	7.84	7.60	7.37	7.14	6.919	6.710	8.01	7.75	7.51	7.28	7.05	6.839	6.634
2.5	8.31	8.04	7.79	7.55	7.31	7.09	6.871	8.22	7.95	7.70	7.46	7.22	7.00	6.789
psig														
0	12.59	12.11	11.65	11.20	10.77	10.35	9.96	12.31	11.83	11.38	10.95	10.53	10.13	9.75
10	14.42	13.83	13.27	12.72	12.19	11.68	11.20	14.03	13.45	12.90	12.38	11.87	11.39	10.92
20	16.02	15.33	14.66	14.02	13.41	12.82	12.29	15.52	14.85	14.21	13.60	13.01	12.44	11.92
100	28.08	26.49	25.09	23.86	22.76	21.77	20.87	26.29	24.81	23.49	22.31	21.26	20.31	19.46
150	37.5	35.4	33.6	31.9	30.5	29.14	27.96	34.2	32.2	30.5	28.94	27.59	26.36	25.27
200	51.1	48.3	45.8	43.5	41.5	39.7	38.1	44.5	42.0	39.7	37.8	36.0	34.4	33.0
250	.....	69.1	65.5	62.3	59.4	56.8	54.6	60.0	56.3	53.3	50.6	48.2	46.0	44.2
	Initial Pressure, 500 psig							Initial Pressure, 600 psig						
	150	180	230	280	330	380	430	111.8	161.8	211.8	261.8	311.8	361.8	411.8
0.5	6.937	6.722	6.523	6.333	6.151	5.977	5.810	6.872	6.649	6.445	6.254	6.073	5.900	5.734
1.0	7.39	7.15	6.935	6.727	6.529	6.338	6.154	7.31	7.06	6.841	6.633	6.436	6.246	6.065
1.5	7.69	7.44	7.21	6.995	6.784	6.582	6.397	7.60	7.34	7.11	6.888	6.680	6.479	6.288
2.0	7.94	7.68	7.43	7.20	6.985	6.772	6.568	7.83	7.56	7.32	7.09	6.872	6.663	6.462
2.5	8.14	7.87	7.62	7.38	7.15	6.930	6.720	8.02	7.75	7.50	7.26	7.03	6.814	6.606
psig														
0	12.07	11.60	11.16	10.74	10.33	9.94	9.57	11.71	11.24	10.80	10.40	10.01	9.64	9.29
10	13.70	13.13	12.60	12.10	11.61	11.14	10.69	13.20	12.65	12.14	11.64	11.19	10.74	10.32
20	15.09	14.44	13.83	13.24	12.68	12.14	11.63	14.46	13.83	13.24	12.68	12.15	11.65	11.17
100	24.89	23.55	22.28	21.12	20.11	19.20	18.40	22.88	21.67	20.52	19.44	18.49	17.63	16.87
150	31.7	29.81	28.19	26.75	25.48	24.33	23.32	28.32	26.65	25.15	23.83	22.66	21.62	20.70
200	40.2	37.7	35.7	33.9	32.3	30.8	29.50	34.7	32.4	30.6	28.99	27.59	26.32	25.17
250	51.8	48.6	45.9	43.5	41.4	39.5	37.9	42.4	39.6	37.3	35.3	33.6	32.1	30.7
	Initial Temperature, °F.													
	650	700	750	800	850	900	950	650	700	750	800	850	900	950
	Initial Pressure, 650 psig							Initial Pressure, 700 psig						
	168.0	208.0	258.0	308.0	358.0	408.0	458.0	144.0	194.0	244.0	294.0	344.0	394.0	444.0
0.5	6.622	6.417	6.226	6.043	5.869	5.703	5.545	6.600	6.392	6.196	6.015	5.841	5.676	5.518
1.0	7.03	6.806	6.596	6.397	6.208	6.029	5.856	7.00	6.774	6.563	6.365	6.176	5.997	5.824
1.5	7.30	7.07	6.846	6.636	6.437	6.247	6.065	7.27	7.03	6.813	6.602	6.401	6.211	6.030
2.0	7.52	7.27	7.04	6.826	6.617	6.418	6.228	7.48	7.24	7.01	6.787	6.578	6.379	6.190
2.5	7.70	7.45	7.21	6.982	6.765	6.560	6.363	7.66	7.41	7.17	6.939	6.725	6.519	6.321
psig														
0	11.10	10.62	10.27	9.88	9.51	9.17	8.83	10.98	10.55	10.15	9.77	9.41	9.06	8.73
10	12.46	11.95	11.46	11.01	10.58	10.17	9.77	12.30	11.79	11.31	10.86	10.44	10.03	9.64
20	13.59	13.02	12.47	11.95	11.45	10.98	10.54	13.39	12.82	12.28	11.77	11.28	10.82	10.39
100	20.96	19.87	18.83	17.90	17.05	16.30	15.63	20.39	19.32	18.32	17.40	16.57	15.83	15.16
150	25.53	24.10	22.81	21.68	20.66	19.76	18.95	24.64	23.23	21.96	20.86	19.85	18.97	18.19
200	30.7	28.90	27.37	26.01	24.79	23.72	22.73	29.34	27.55	26.05	24.74	23.57	22.52	21.58
250	36.9	34.7	32.8	31.2	29.73	28.44	27.26	34.8	32.6	30.8	29.27	27.88	26.64	25.51
	Initial Pressure, 800 psig							Initial Pressure, 850 psig						
	189.7	179.7	229.7	279.7	329.7	379.7	429.7	122.7	172.7	222.7	272.7	322.7	372.7	422.7
0.5	6.568	6.352	6.154	5.970	5.795	5.631	5.473	6.560	6.337	6.136	5.950	5.776	5.611	5.454
1.0	6.961	6.723	6.510	6.309	6.120	5.941	5.771	6.947	6.705	6.488	6.286	6.097	5.917	5.747
1.5	7.22	6.975	6.750	6.539	6.340	6.150	5.970	7.21	6.954	6.725	6.512	6.312	6.122	5.944
2.0	7.43	7.17	6.937	6.718	6.510	6.313	6.125	7.41	7.15	6.910	6.688	6.480	6.284	6.097
2.5	7.60	7.34	7.09	6.866	6.652	6.448	6.253	7.58	7.31	7.07	6.837	6.622	6.419	6.223
psig														
0	10.79	10.36	9.96	9.58	9.23	8.89	8.57	10.71	10.28	9.87	9.49	9.14	8.81	8.50
10	12.03	11.52	11.05	10.61	10.20	9.80	9.43	11.92	11.41	10.94	10.50	10.09	9.71	9.34
20	13.05	12.48	11.96	11.46	10.99	10.53	10.13	12.92	12.35	11.82	11.33	10.87	10.43	10.02
100	19.45	18.44	17.48	16.60	15.80	15.08	14.43	19.07	18.07	17.14	16.27	15.48	14.77	14.13
150	23.22	21.86	20.66	19.60	18.64	17.78	17.03	22.63	21.31	20.16	19.07	18.14	17.31	16.57
200	27.21	25.52	24.06	22.82	21.72	20.72	19.84	26.39	24.77	23.31	22.09	20.99	20.01	19.17
250	31.7	29.64	27.97	26.49	25.18	24.01	23.00	30.5	28.54	26.85	25.43	24.15	23.04	22.06
300	36.7	34.4	32.4	30.7	29.24	27.82	26.70	35.1	32.8	30.9	29.24	27.75	26.52	25.38

Table Theoretical Steam Rates in Pounds per Kilowatt Hour--Continued

Exhaust Pressure, in. Hg abs	Initial Temperature, °F															
	Initial Pressure, 800 psig							Initial Pressure, 1000 psig								
	Initial Superheat							Initial Superheat								
	700	750	800	850	900	950	1000	700	750	800	850	900	950	1000		
	180.1	218.1	268.1	318.1	368.1	418.1	468.1	183.8	203.8	223.8	243.8	263.8	283.8	303.8		
0.5	6.324	6.121	5.934	5.750	5.594	5.436	5.284	6.309	6.096	5.907	5.729	5.563	5.405	5.254		
1.0	6.685	6.469	6.268	6.077	5.898	5.727	5.562	6.666	6.438	6.233	6.040	5.860	5.689	5.527		
1.5	6.934	6.702	6.490	6.289	6.101	5.921	5.747	6.905	6.667	6.451	6.248	6.050	5.879	5.708		
2.0	7.13	6.885	6.664	6.456	6.260	6.073	5.891	7.09	6.845	6.621	6.410	6.214	6.027	5.850		
2.5	7.29	7.04	6.810	6.595	6.392	6.197	6.010	7.25	6.993	6.764	6.547	6.345	6.151	5.966		
3	10.20	9.80	9.43	9.08	8.75	8.43	8.13	10.08	9.67	9.30	8.95	8.63	8.31	8.02		
4	11.31	10.84	10.41	10.00	9.62	9.25	8.90	11.15	10.68	10.25	9.84	9.46	9.10	8.77		
5	12.22	11.70	11.22	10.76	10.33	9.92	9.53	12.02	11.49	11.02	10.57	10.14	9.74	9.36		
10	17.74	16.84	16.00	15.21	14.50	13.87	13.29	17.22	16.32	15.51	14.76	14.05	13.43	12.86		
15	20.84	19.69	18.65	17.73	16.91	16.17	15.50	20.09	18.95	17.94	17.03	16.22	15.49	14.85		
20	24.08	22.66	21.44	20.39	19.45	18.60	17.83	23.00	21.62	20.42	19.37	18.46	17.63	16.92		
25	27.55	25.92	24.52	23.30	22.22	21.25	20.37	26.10	24.43	23.12	21.92	20.87	19.93	19.12		
30	31.4	29.57	27.99	26.60	25.36	24.26	23.25	29.42	27.55	26.03	24.71	23.54	22.48	21.55		
	Initial Pressure, 1100 psig							Initial Pressure, 1200 psig								
		198	248	298	348	398	448		191.8	231.8	281.8	331.8	381.8	431.8		
0.5	6.081	5.886	5.705	5.538	5.380	5.227	6.071	5.873	5.688	5.519	5.358	5.206				
1.0	6.421	6.211	6.013	5.830	5.660	5.495	6.403	6.187	5.990	5.807	5.633	5.469				
1.5	6.644	6.423	6.216	6.025	5.846	5.672	6.624	6.398	6.190	5.999	5.817	5.645				
2.0	6.818	6.589	6.376	6.178	5.991	5.811	6.797	6.562	6.347	6.148	5.958	5.780				
2.5	6.965	6.729	6.510	6.304	6.111	5.924	6.942	6.700	6.479	6.274	6.078	5.894				
3	9.58	9.20	8.85	8.52	8.22	7.93	9.50	9.12	8.76	8.44	8.14	7.85				
4	10.55	10.11	9.71	9.33	8.98	8.64	10.44	10.00	9.60	9.23	8.87	8.55				
5	11.33	10.85	10.41	9.99	9.59	9.22	11.20	10.71	10.27	9.86	9.46	9.10				
10	18.37	17.38	16.48	15.68	14.97	14.32	17.89	16.92	16.04	15.24	14.53	13.90				
15	20.80	19.65	18.60	17.69	16.89	16.17	20.16	19.01	17.97	17.09	16.30	15.59				
20	23.36	22.01	20.84	19.83	18.94	18.11	22.49	21.19	20.01	19.03	18.13	17.34				
25	26.07	24.57	23.27	22.15	21.14	20.22	24.94	23.45	22.16	21.08	20.10	19.23				
30	32.4	30.5	28.92	27.50	26.27	25.11	30.4	28.58	27.06	25.74	24.52	23.46				
	Initial Pressure, 1250 psig							Initial Pressure, 1400 psig								
		178.1	228.1	278.1	328.1	378.1	428.1		211.8	261.8	311.8	361.8	411.8			
0.5	6.068	5.867	5.680	5.510	5.349	5.196	6.054	5.854	5.664	5.489	5.325	5.173				
1.0	6.398	6.179	5.981	5.796	5.622	5.458	6.379	6.163	5.957	5.770	5.593	5.428				
1.5	6.619	6.389	6.180	5.987	5.804	5.632	6.590	6.370	6.153	5.956	5.771	5.599				
2.0	6.790	6.552	6.334	6.135	5.945	5.767	6.761	6.529	6.305	6.101	5.910	5.730				
2.5	6.932	6.688	6.464	6.258	6.063	5.879	6.881	6.661	6.431	6.221	6.024	5.841				
3	9.46	9.08	8.73	8.40	8.10	7.81	9.46	9.09	8.73	8.40	8.00	7.72				
4	10.40	9.95	9.55	9.18	8.83	8.50	10.40	9.93	9.47	9.06	8.70	8.38				
5	11.14	10.65	10.21	9.80	9.41	9.05	11.14	10.65	10.06	9.65	9.26	8.91				
10	17.69	16.70	15.83	15.05	14.36	13.72	17.69	16.71	15.84	15.06	14.37	13.72				
15	19.89	18.74	17.71	16.82	16.05	15.34	19.89	18.91	18.04	17.26	16.57	15.92				
20	22.13	20.80	19.64	18.67	17.81	17.01	22.13	21.15	20.28	19.50	18.81	18.16				
25	24.48	22.96	21.70	20.61	19.67	18.79	24.48	23.40	22.53	21.75	21.06	20.41				
30	29.68	27.81	26.27	24.96	23.81	22.75	29.68	28.50	27.63	26.85	26.16	25.51				
	Initial Temperature, °F															
	Initial Pressure, 1600 psig				Initial Pressure, 1800 psig				Initial Pressure, 2000 psig							
	843.8	893.8	943.8	993.8	847.8	897.8	947.8	997.8	851.8	901.8	951.8	1001.8	855.8	905.8	955.8	1005.8
0.5	5.652	5.472	5.304	5.149	5.651	5.463	5.375	5.290	5.657	5.461	5.284	5.122	5.657	5.461	5.284	5.122
1.0	5.941	5.747	5.566	5.400	5.935	5.734	5.639	5.548	5.940	5.729	5.537	5.365	5.940	5.729	5.537	5.365
1.5	6.133	5.929	5.741	5.566	6.124	5.913	5.813	5.718	6.125	5.906	5.706	5.525	6.125	5.906	5.706	5.525
2.0	6.280	6.070	5.875	5.695	6.270	6.052	5.950	5.851	6.270	6.042	5.836	5.648	6.270	6.042	5.836	5.648
2.5	6.406	6.188	5.987	5.802	6.392	6.168	6.062	5.960	6.390	6.156	5.944	5.752	6.390	6.156	5.944	5.752
3	8.54	8.21	7.90	7.62	8.48	8.14	7.96	7.82	8.54	8.20	7.97	7.77	8.54	8.20	7.97	7.77
4	9.30	8.93	8.57	8.25	9.22	8.83	8.65	8.48	9.30	8.91	8.66	8.48	9.30	8.91	8.66	8.48
5	9.96	9.49	9.11	8.75	9.79	9.38	9.18	8.99	9.96	9.55	9.29	9.10	9.96	9.55	9.29	9.10
10	14.86	14.10	13.41	12.79	14.51	13.74	13.38	13.06	14.86	14.22	13.47	12.78	14.86	14.22	13.47	12.78
15	16.42	15.53	14.75	14.07	15.96	15.08	14.67	14.29	16.42	15.59	14.72	13.94	16.42	15.59	14.72	13.94
20	17.95	16.97	16.12	15.37	17.36	16.38	15.92	15.50	17.95	16.97	16.03	15.25	17.95	16.97	16.03	15.25
25	19.51	18.44	17.50	16.70	18.77	17.68	17.19	16.74	19.51	18.44	17.49	16.70	19.51	18.44	17.49	16.70
30	22.80	21.54	20.46	19.51	21.65	20.39	19.82	19.30	22.80	21.54	20.46	19.51	22.80	21.54	20.46	19.51

Table Theoretical Steam Rates in Pounds per Kilo watt Hour—Continued

Ex- haust Pres- sure, in. Hg abs	Initial Temperature, °F															
	850				900				950				1000			
	Initial Pressure, 2200 psig				Initial Pressure, 2400 psig				Initial Pressure, 2600 psig							
	Initial Superheat				Initial Superheat				Initial Superheat							
	199.0	249.0	299.0	349.0	187	237	287	337	312	337	143.0	203.0	263.0	303.0		
0.5	5.673	5.467	5.284	5.116	5.693	5.477	5.378	5.286	5.197	5.114	5.792	5.533	5.317	5.128		
1.0	5.952	5.733	5.536	5.356	5.972	5.741	5.635	5.535	5.441	5.352	6.073	5.796	5.562	5.361		
1.5	6.136	5.907	5.702	5.514	6.154	5.912	5.803	5.700	5.602	5.509	6.256	5.966	5.722	5.513		
2.0	6.279	6.041	5.829	5.636	6.296	6.046	5.934	5.828	5.725	5.628	6.397	6.098	5.847	5.631		
2.5	6.399	6.155	5.937	5.738	6.415	6.158	6.042	5.933	5.828	5.729	6.515	6.208	5.950	5.729		
6	8.41	8.05	7.73	7.43	8.41	8.03	7.86	7.70	7.55	7.40	8.48	8.04	7.66	7.34		
10	9.12	8.71	8.35	8.02	9.10	8.68	8.49	8.30	8.13	7.97	9.15	8.66	8.24	7.88		
20	9.67	9.22	8.82	8.47	9.64	9.18	8.97	8.77	8.58	8.41	9.68	9.15	8.69	8.30		
150	14.02	13.25	12.57	11.95	13.87	13.08	12.73	12.39	12.08	11.79	13.69	12.80	12.06	11.43		
200	15.32	14.46	13.67	12.96	15.10	14.22	13.82	13.45	13.09	12.76	14.82	13.84	13.01	12.30		
250	16.56	15.58	14.73	13.95	16.30	15.30	14.86	14.44	14.05	13.68	15.91	14.81	13.89	13.11		
300	17.79	16.69	15.76	14.92	17.45	16.36	15.87	15.41	14.99	14.59	16.93	15.75	14.75	13.89		
350	19.00	17.79	16.79	15.90	18.61	17.39	16.85	16.36	15.91	15.49	17.94	16.67	15.57	14.64		
400	20.23	18.92	17.85	16.89	19.75	18.44	17.86	17.32	16.84	16.40	18.97	17.57	16.39	15.39		
450	21.47	20.05	18.92	17.90	20.91	19.47	18.87	18.31	17.80	17.33	19.98	18.48	17.19	16.14		
600	25.43	23.79	22.40	21.22	24.49	22.81	22.08	21.42	20.83	20.30	23.04	21.19	19.68	18.47		

En las Figs. VI-27 a 32, se muestra la aplicación del método general de cálculo del régimen de vapor RV, que es satisfactorio para todos los propósitos normales.

En la Fig. VI-27, se muestra la eficiencia total del conjunto turbina-generador en función de la capacidad y la presión de entrada de vapor, con una temperatura de sobrecalentamiento de 167°C y con factores de corrección para otros valores de sobrecalentamiento en la Fig. VI-28; los valores de eficiencia total son bajo las siguientes consideraciones:

- . 1% de pérdidas en el escape
- . 1.25% de pérdidas mecánicas
- . Eficiencia del generador en la Fig. VI-31
- . Correcciones por otras eficiencias mecánicas en Fig. VI-29
- . Correcciones por otras eficiencias del generador en Fig. VI-30

Las eficiencias internas de la Fig. VI-29, se basan en el hecho que en una turbina de vapor de diseño normal, son en gran medida función de su flujo volumétrico de entrada; para cada presión de entrada y capacidad, el flujo volumétrico de entrada está esencialmente fijo, por lo que las curvas de la Fig. VI-29, son una interpretación de las relaciones eficiencia-flujo en volúmen, en términos de variables más fácilmente manejables.

Las curvas de la Fig. VI-29, son esencialmente una representación de las formas características de eficiencia a carga parcial como una función del % de flujo máximo de estrangulamiento; estas curvas representan una variación de la eficiencia interna y debe darse tolerancia apropiada por variaciones de las pérdidas en el escape.

La Fig. VI-30, representa las pérdidas mecánicas del conjunto turbina-generador como una función de su capacidad y de su área anular de escape.

La Fig. VI-31, muestra la eficiencia del generador a capacidad nominal, tanto para generadores enfriados con aire como con Hidrógeno; a cargas parciales puede usarse la curva auxiliar.

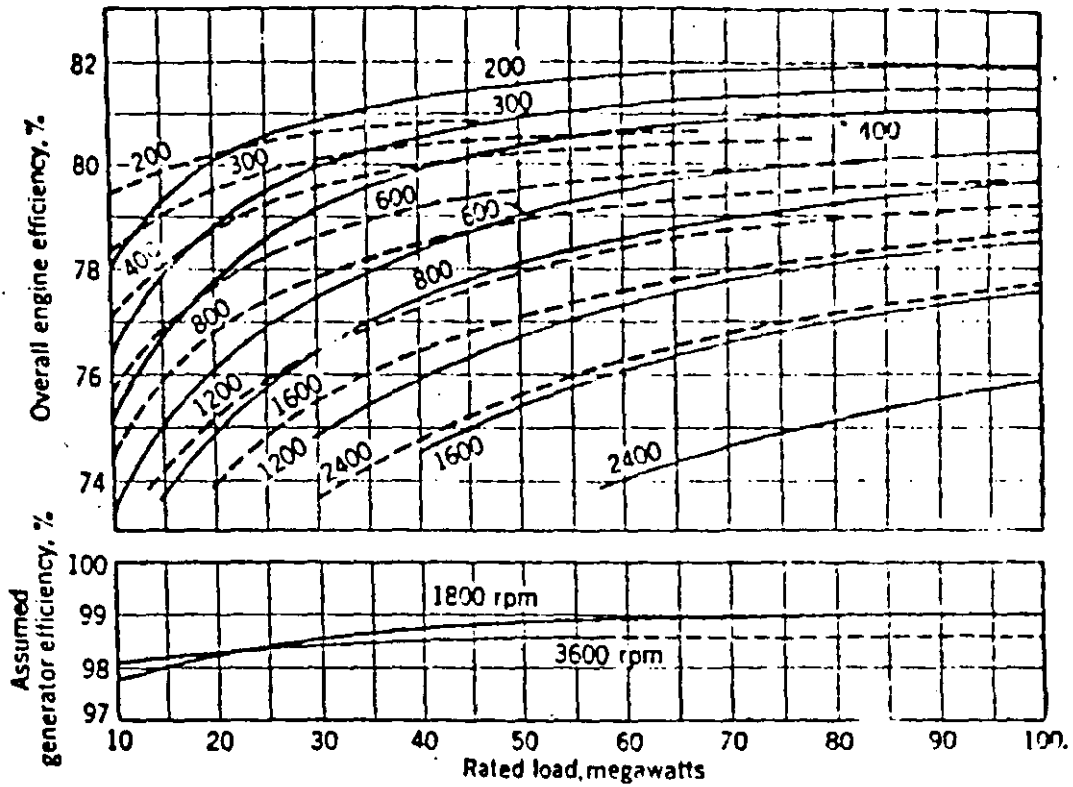


FIG. Overall engine efficiencies of large condensing turbine-generator units. (Drawn for 300 F initial superheat, with 4% exhaust loss and 1.25% mechanical loss assumed at all ratings. Full lines, 1800 rpm. Dash lines, 3600 rpm. Generator efficiencies assumed as shown; hydrogen cooling. Figures on curves are throttle pressure, psig.)

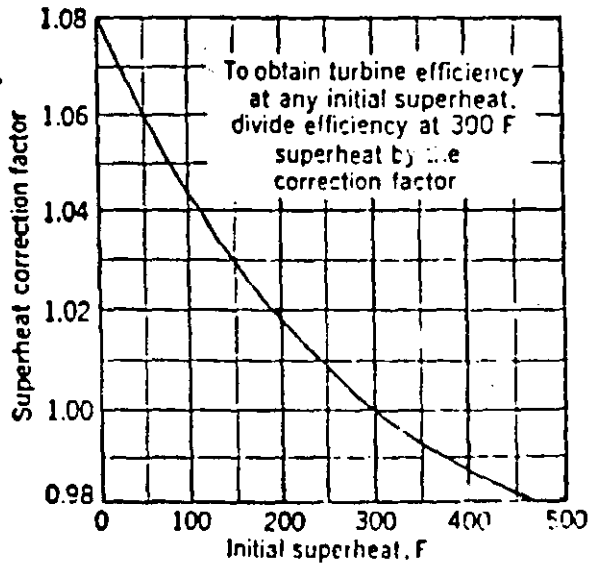
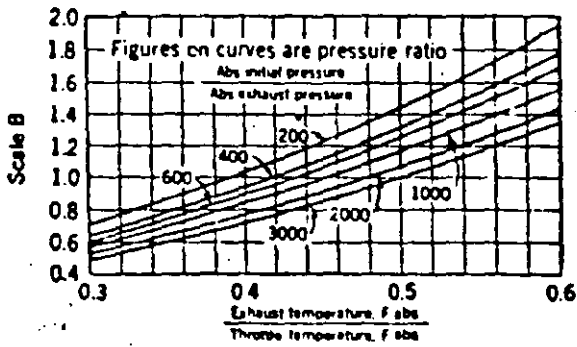
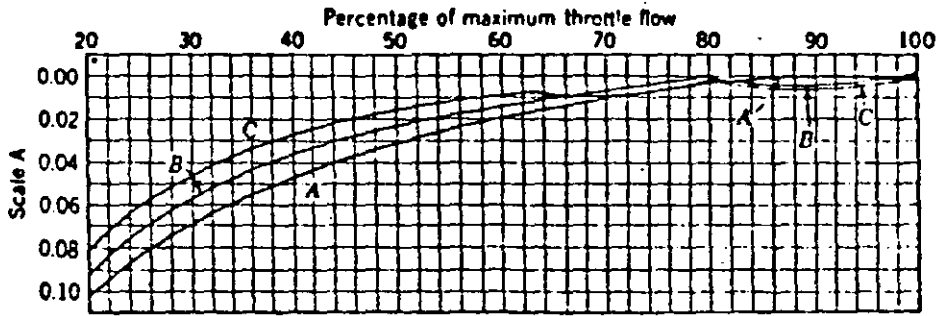


FIG. Superheat correction factor.





Maximum throttle volume flow, cu ft/sec			
Curve	3600 rpm	1800 rpm	Steam conditions
A	50 or less	150 or less	All
B	50-125	150-375	All
C	125 and up	375 and up	Used only up to B.C.E.

Efficiency correction factor for partial loads  
 $= 1.00 - (\text{Scale A} \times \text{Scale B})$

FIG. Decrease in internal efficiency at fractional loads, condensing turbines.

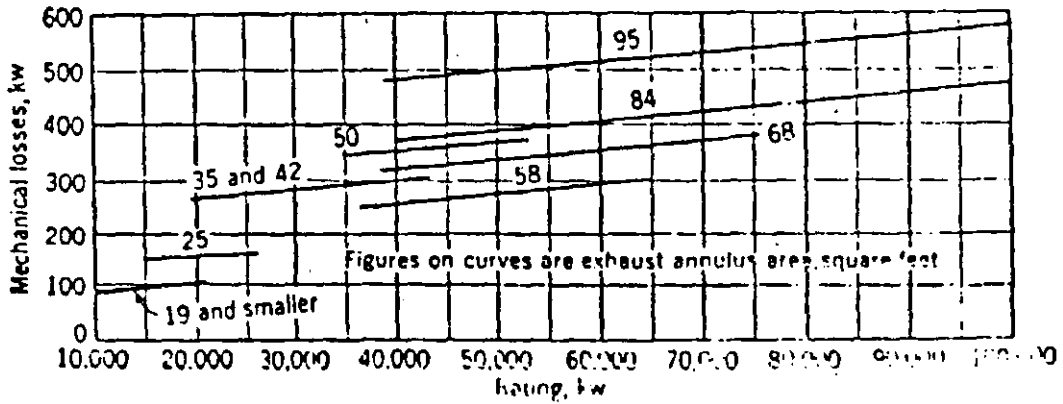


FIG. Mechanical losses, including generator heating.

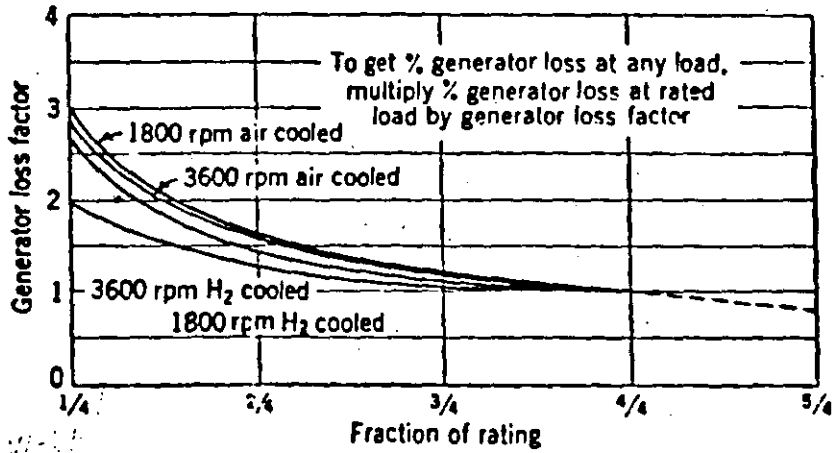
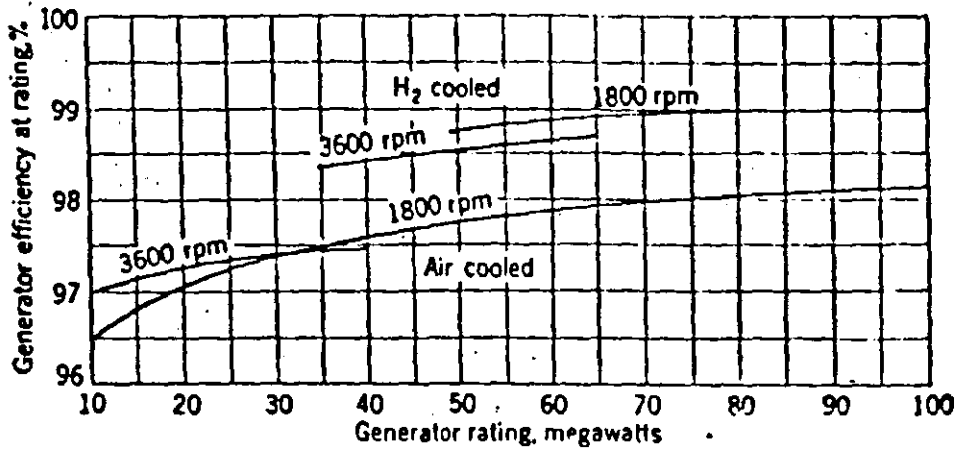


FIG. Generator efficiency for large units.

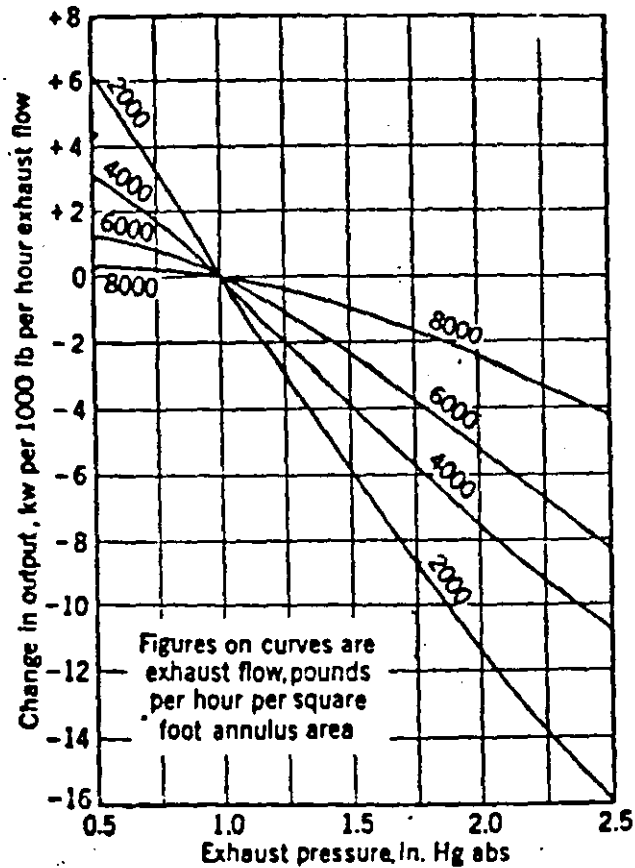


FIG. Vacuum correction curves.

La Fig. VI- 32 , representa una correlación de las características eficiencia-escape de turbo-generadores grandes, que incluye:

- . Variación de energía disponible con el cambio de presión de escape
- . Cambio en la eficiencia interna de las etapas de escape
- . Cambio en las pérdidas de escape, como una función de las cargas de escape, en kg de flujo de vapor por  $m^2$  de área anular.

En adición al método anterior existen otros más precisos, como por ejemplo el titulado "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators... 16,500 kw and Larger", publicado por la General Electric, que incluye otras variables como:

- . Unidades de "pico" o de dos turnos
- . Unidades de alta presión de escape
- . Escape lateral
- . Flujo de enfriamiento en unidades de doble recalentamiento
- . % de humedad

#### LÍNEA DE WILLAN'S Y REGIMEN DE VAPOR

En la Fig. VI- 33 a, se muestra una gráfica de flujo de vapor en kg/h contra la carga o potencia de la turbina en kw; cuando se emplea el gobernador de estrangulamiento a rpm constantes, la curva resultante, conocida como línea de Willams, es casi una línea recta entre no-carga y la carga más eficiente, por lo que, si los flujos de vapor de cualquiera dos cargas entre no-carga y carga más eficiente se conocen o calculan, pueden determinarse los flujos de vapor en todos los puntos a lo largo de BC.

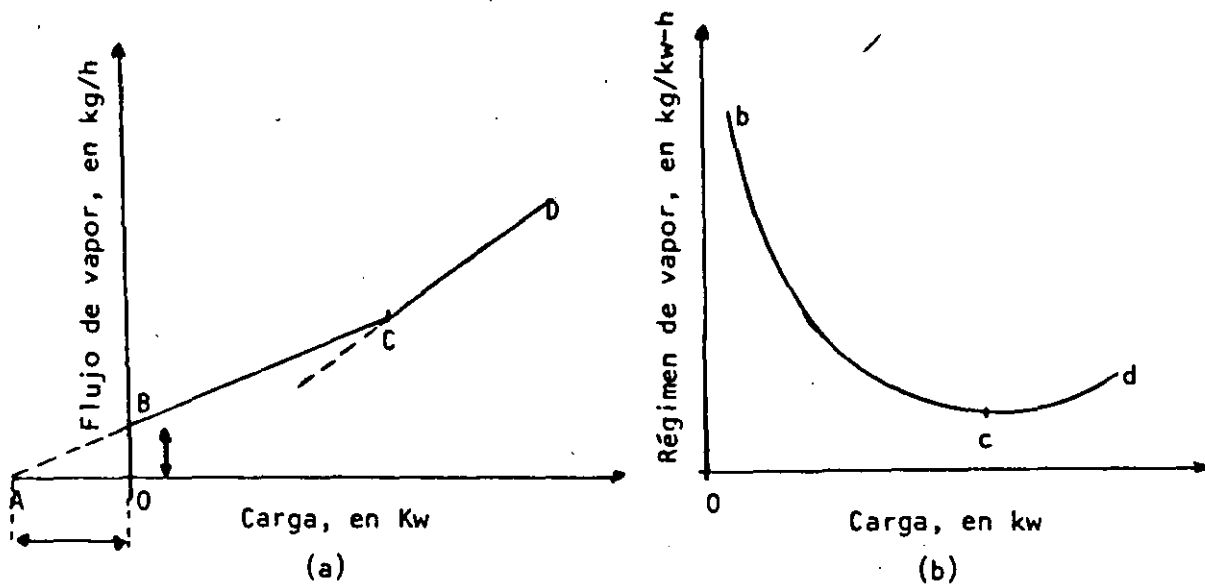


FIG. VI-33 .- CURVAS DE LINEA DE WILLAN'S Y REGIMEN DE VAPOR

Los puntos B y C de la Fig. VI-33 a, representan la no-carga y la carga más eficiente respectivamente; OB representa el flujo de vapor requerido para conservar la turbina girando sin carga a su velocidad nominal y OA representa la potencia necesaria en kw suministrada a la turbina de una fuente externa para mantenerla rodando sin carga a su velocidad de régimen. La porción de la línea de Willan's entre C y D representa el incremento en el régimen de flujo de masa para cargas más grandes que la de máxima eficiencia.

El régimen de vapor puede obtenerse de la línea de Willan's a varias cargas, dividiendo el flujo de vapor entre la carga correspondiente, resultando la gráfica de la Fig. VI-33 b, de régimen de vapor contra carga.

#### 4.9.- CONSUMO TERMICO UNITARIO, CTU (HEAT RATE)

En turbinas de vapor utilizadas en la producción de energía, el único criterio verdadero de comportamiento es el CTU del ciclo de la turbina; por lo general, no se requiere calcular el CTU en turbinas utilizadas para transmisión mecánica.

Los cálculos del CTU de turbinas de tamaño medio, son similares en todos los aspectos a los cálculos del CTU de turbinas grandes.

Con frecuencia es útil tener una amplia perspectiva del efecto de algunas variables en el CTU de los ciclos de turbinas, como por ejemplo:

- . Efecto de la variación del número de calentadores en el CTU
- . Determinar el cambio tanto en el CTU como en la capacidad cuando se cambian las condiciones iniciales de vapor.

La solución a estos problemas y a otros se encuentran en las gráficas de las siguientes figuras, que toman en cuenta todos los elementos prácticos como la variación en la eficiencia de la turbina con la capacidad y presión, y la variación de las pérdidas fijas y pérdidas del generador con el tamaño.

Para la preparación de éstas curvas básicas se han hecho las siguientes consideraciones:

- . Cuatro calentadores de agua de alimentación
- . 1% de pérdidas en el ciclo
- . Las pérdidas de la bomba de agua de alimentación no se incluyen en el CTU.
- . El generador está enfriado con Hidrógeno
- . Óptima elevación de entalpia del agua de alimentación
- . 3% de pérdidas en el escape bajo las condiciones de extracción

En la Fig. VI-34, se muestran los CTU's de ciclos de turbinas obtenidos de cálculos analíticos; el CTU en las terminales del generador está graficado contra la presión inicial para varias temperaturas iniciales y diferentes tamaños de unidades turbina-generador de 3600 rpm, considerándose que la temperatura de agua de alimentación es la óptima en todos los casos. Las capacidades seleccionadas de la Fig. VI-34, son una progresión geométrica (cada capacidad es el doble de la precedente), empleándose para cada tamaño una escala de presión separada; la escala logarítmica de las curvas permite interpolar fácilmente cualquier tamaño no mostrado, como se observa en la línea punteada que representa los lugares de CTU's de todas las unidades de 42 kg/cm<sup>2</sup> man. y 482°C de 51 mm de Hg de presión de escape.

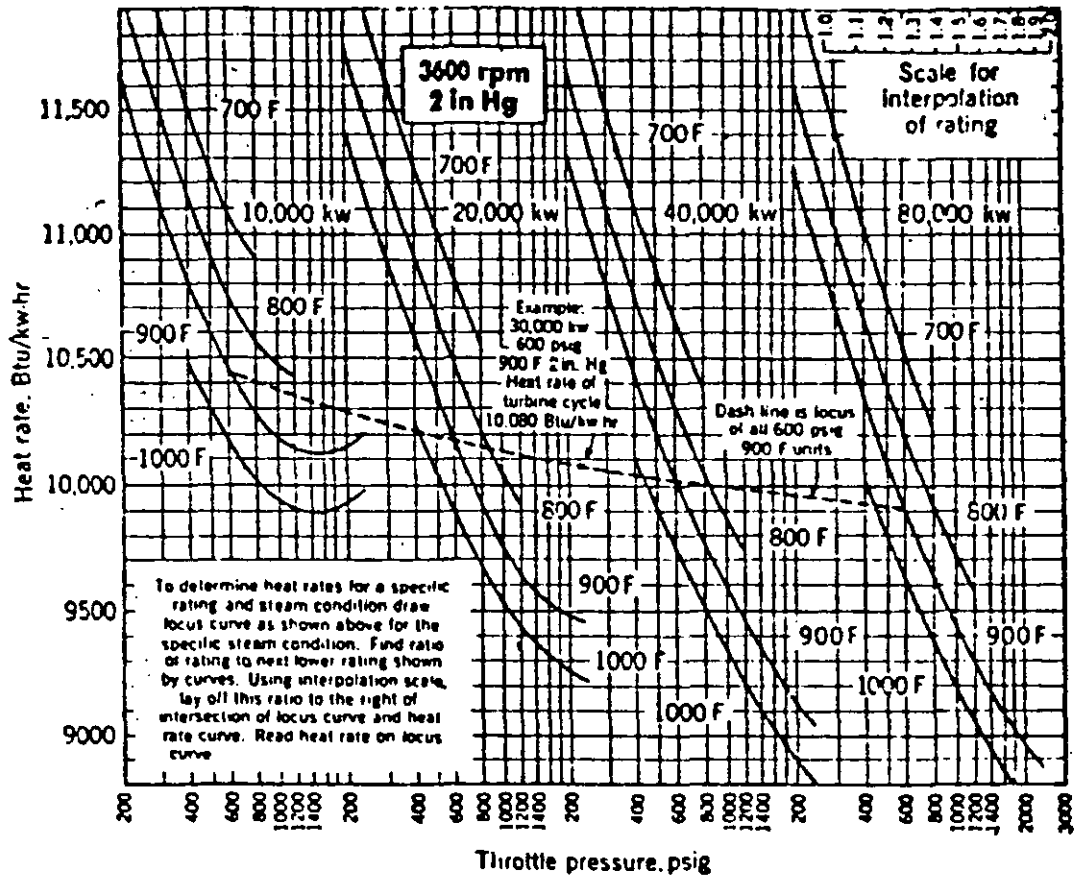


FIG. Turbine cycle heat rates.

Assumptions: 4 heaters.

Cycle loss = 1%.

Boiler-feed-pump loss not included.

Hydrogen-cooled generators.

3% exhaust loss.

Optimum feedwater rise.

Para capacidades diferentes a la gráfica se puede utilizar la escala de interpolación, con lo que un solo conjunto de curvas puede utilizarse para todos los tamaños de turbinas, para todas las presiones y todas las temperaturas.

Otros hechos interesantes pueden determinarse de la Fig. VI- 34 , como por ejemplo:

- . El efecto en el CTU del incremento de temperatura puede encontrarse a partir de la intercepción entre dos líneas sucesivas de temperatura.
- . El efecto en el CTU de la presión puede encontrarse de la pendiente de las curvas.
- . El efecto en el CTU de la capacidad de la turbina puede determinarse comparando los CTU's de los conjuntos respectivos o por la pendiente de la línea punteada de la Fig. VI- 34 .

En la Fig. VI- 34 , puede observarse la razón de elegir bajas presiones iniciales para unidades de baja capacidad; en unidades de 10,000 kw el CTU cesa de mejorar sobre una presión inicial de  $77 \text{ kg/cm}^2 \text{ man.}$  y el régimen de mejoramiento disminuye antes de alcanzar esta presión. En el caso de la temperatura, esta limitación no se aplica, obteniéndose mejor CTU con temperaturas de entrada más altas, aunque el régimen de mejoramiento disminuye un poco conforme se incrementa la temperatura.

En la Fig. VI- 35 , se muestran curvas similares a las de línea punteada de la Fig. VI- 34 , para varias condiciones constantes de vapor, que pueden ser muy útiles para determinar el mejoramiento en el CTU con el tamaño de las unidades.

**% DE EXTRACCION Y PERDIDA EN CARGA.-** En la Fig. VI- 36 , se muestra el % de flujo de estrangulación extraído graficado contra la presión inicial para varias presiones de escape y temperaturas de entrada, considerando que la temperatura de agua de alimentación es la óptima.

Conforme se incrementa el número de calentadores, se mejora el CTU y el % de extracción se incrementa, como se muestra en la Fig. VI- 37

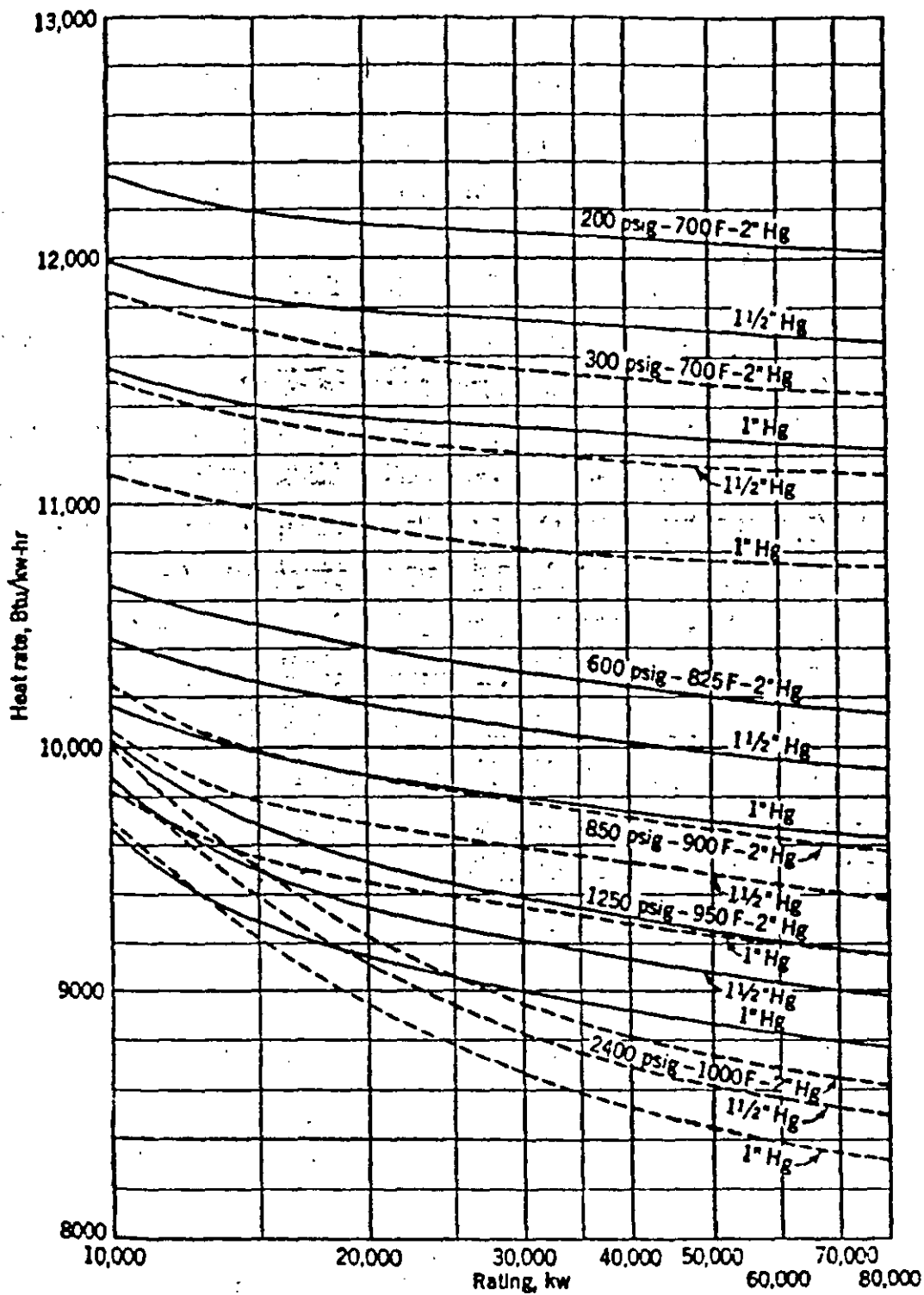


FIG. Turbine cycle heat rates.

- Assumptions: 4 heaters.
- Cycle loss = 1%.
- Boiler-feed-pump loss not included.
- Hydrogen-cooled generators.
- 3% exhaust loss.
- Optimum feedwater rise.



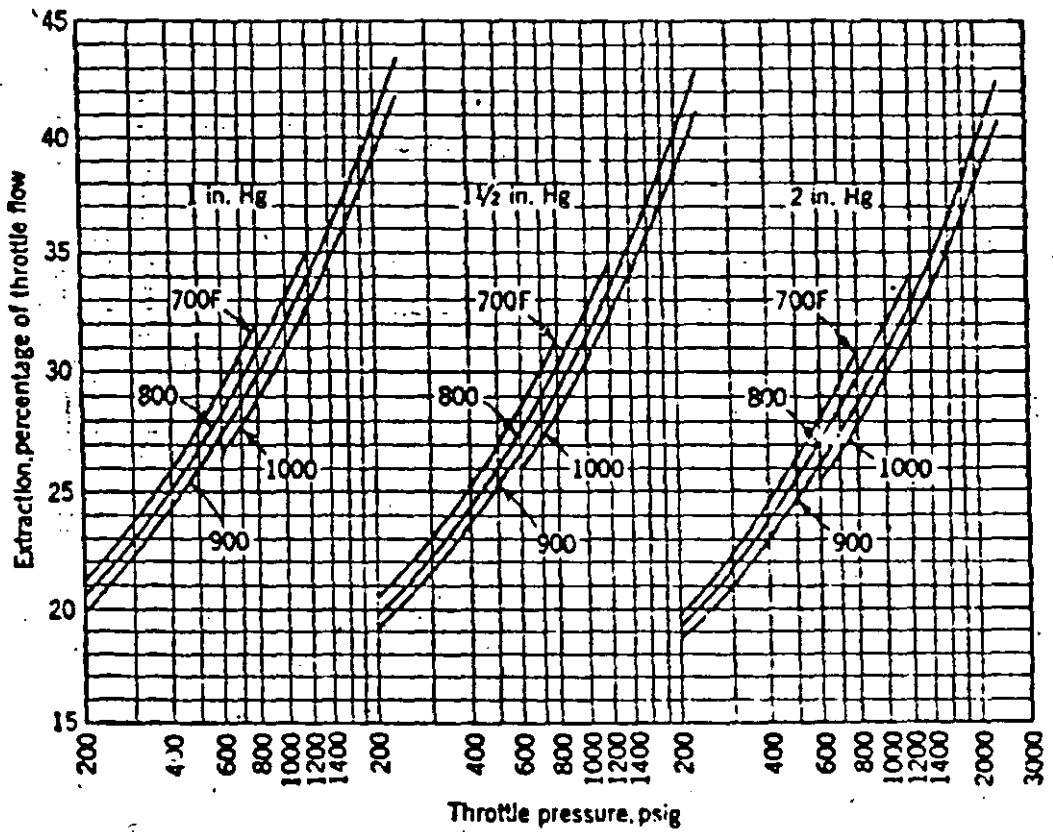


FIG. Percentage extraction vs. throttle pressure for optimum feedwater enthalpy rise in 4 heaters.

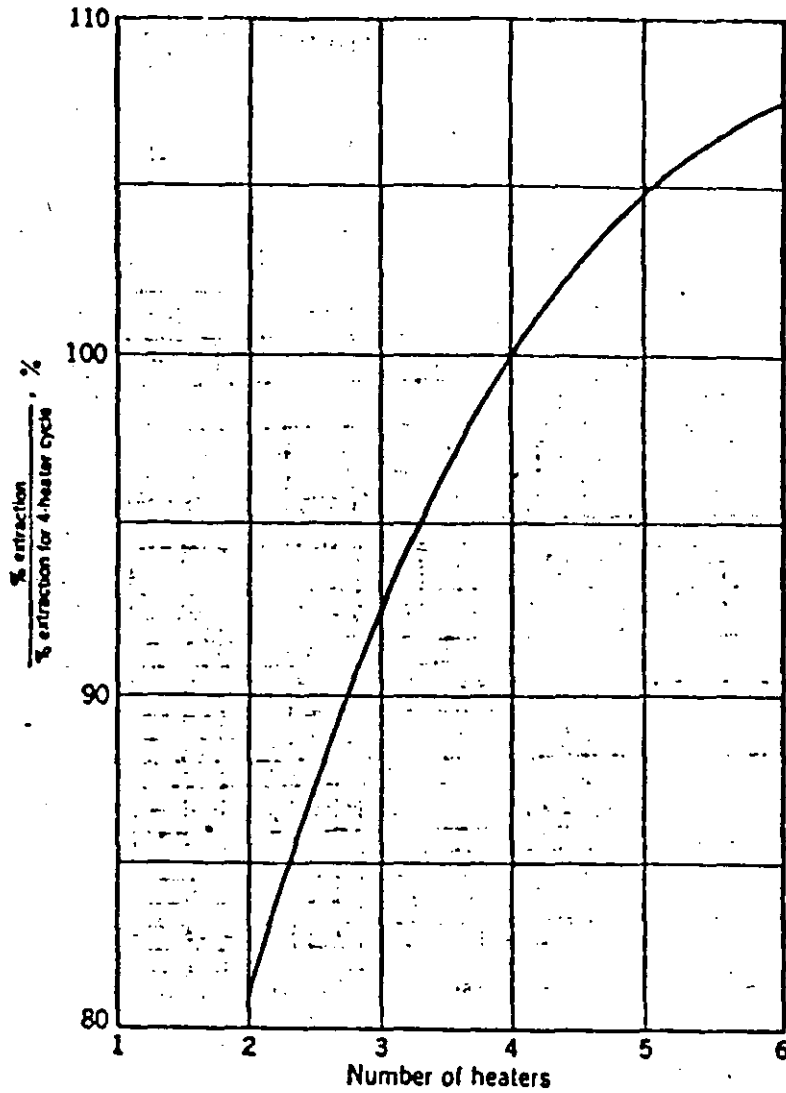


FIG. Correction to percentage extraction for various number of heaters (to be applied to Fig. 3).

Si la elevación de la entalpia del agua de alimentación es diferente a la óptima, el % de extracción puede incrementarse o disminuir como se muestra en la Fig. VI-39 .

En la Fig. VI-39 , se muestra la disminución fraccional en carga, - - cuando se extrae vapor para calentamiento de agua de alimentación, a flujo de estrangulamiento constante, como una función de la presión de entrada, para los varios ciclos de la Fig. VI-38 , considerando que la temperatura del agua de alimentación es la óptima. Si la elevación es menor que la óptima, la pérdida fraccional de carga es algo menor y puede determinarse proporcionando las pérdidas de la Fig. VI-39 , con la relación de extracción de las Figs. VI-37 y 38 ; la razón es que el promedio de entalpia - al cual se extrae el vapor de la turbina también disminuye.

**INFLUENCIA DEL NUMERO DE CALENTADORES.**- El mejoramiento por el uso de un número dado de calentadores es mayor conforme se incrementa la presión inicial; las curvas de ésta sección, como ya se mencionó, son para cuatro (4) calentadores de agua de alimentación. En la Fig. VI-40 , se muestra el efecto en el CTU del número de calentadores a diferentes presiones iniciales.

**REGIMEN DE VAPOR (RV) SIN EXTRACCION.**- En la Fig. VI-41 , se muestran - curvas de RV a la capacidad plena o nominal, con las siguientes observaciones.

- . Las pérdidas en el escape a capacidad nominal son de 4%
- . Se incluye el efecto de variación normal de la eficiencia de la turbina con la presión y temperatura.
- . No se incluye el efecto de la variación de las pérdidas en el escape con las condiciones de vapor.

La observación anterior es importante porque conforme mejoran las condiciones de vapor, las pérdidas en el escape disminuyen rápidamente, tanto porque es más grande la energía disponible contra la que se compara la pérdida en el escape como también porque se tiene menor flujo a través del escape.

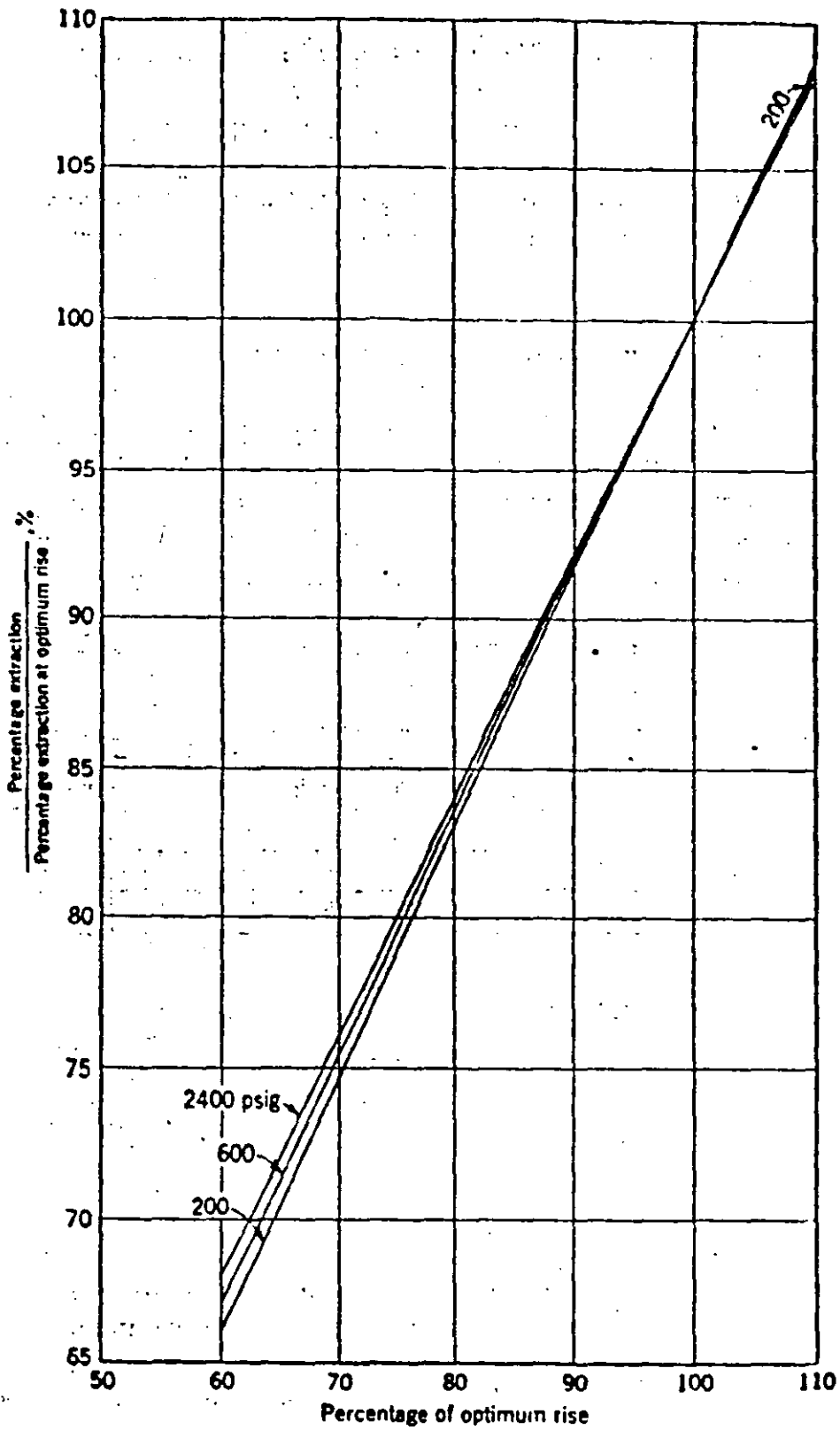


FIG. Correction to percentage extraction for various rises. (Note: In the range given,  $y = 0.18 + 0.82x$ .)

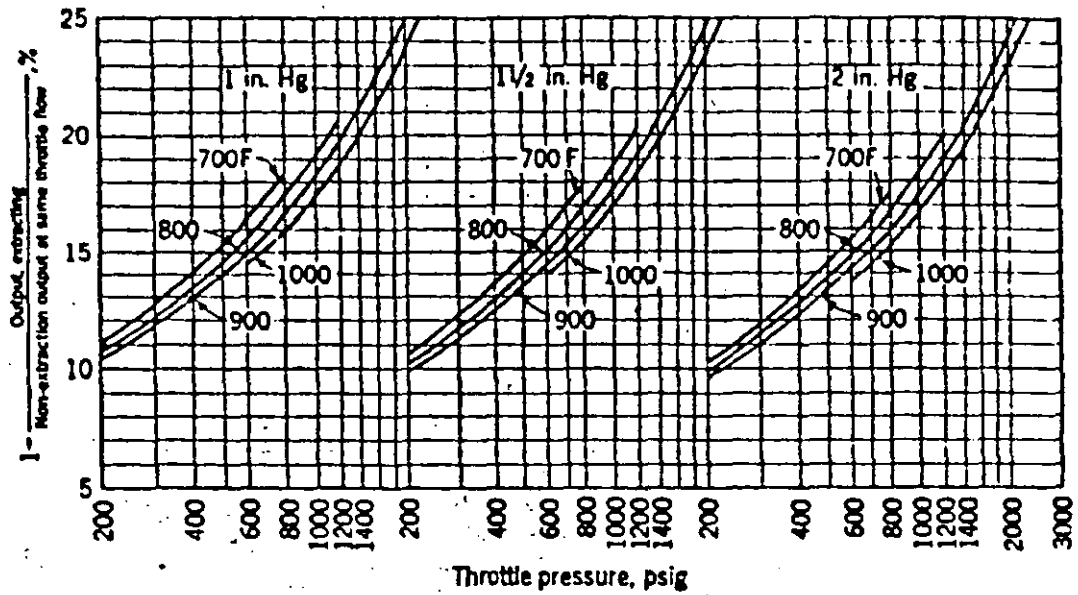


FIG. Percentage loss in load at constant throttle flow at optimum feedwater temperature, 4 heaters. (See text for correction to other temperatures.)

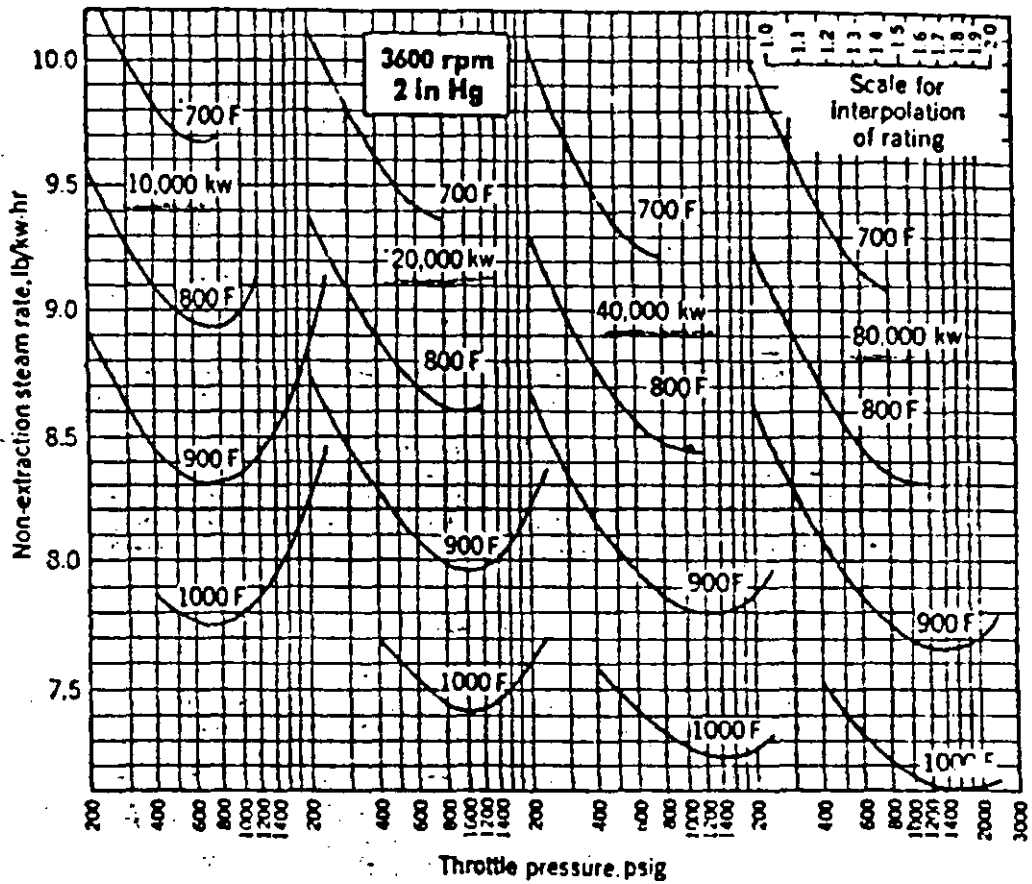


FIG. Rated-load non-extraction steam rates (4% exhaust loss).

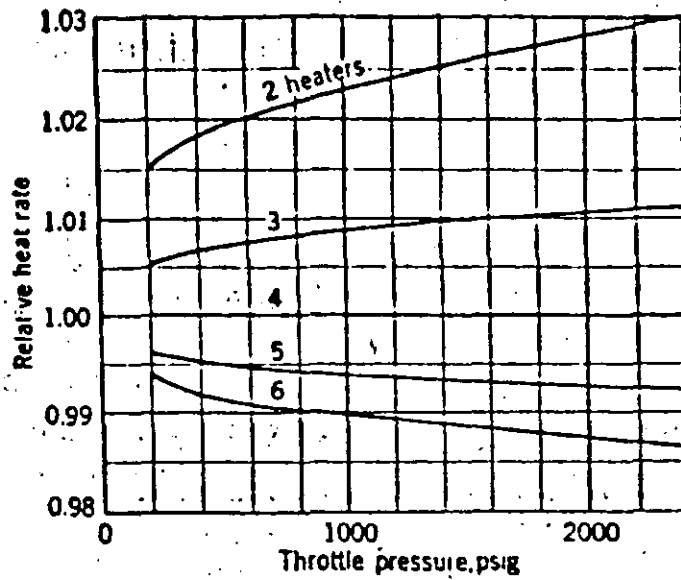


Fig. Correction to heat rate for number of heaters (optimum rise).

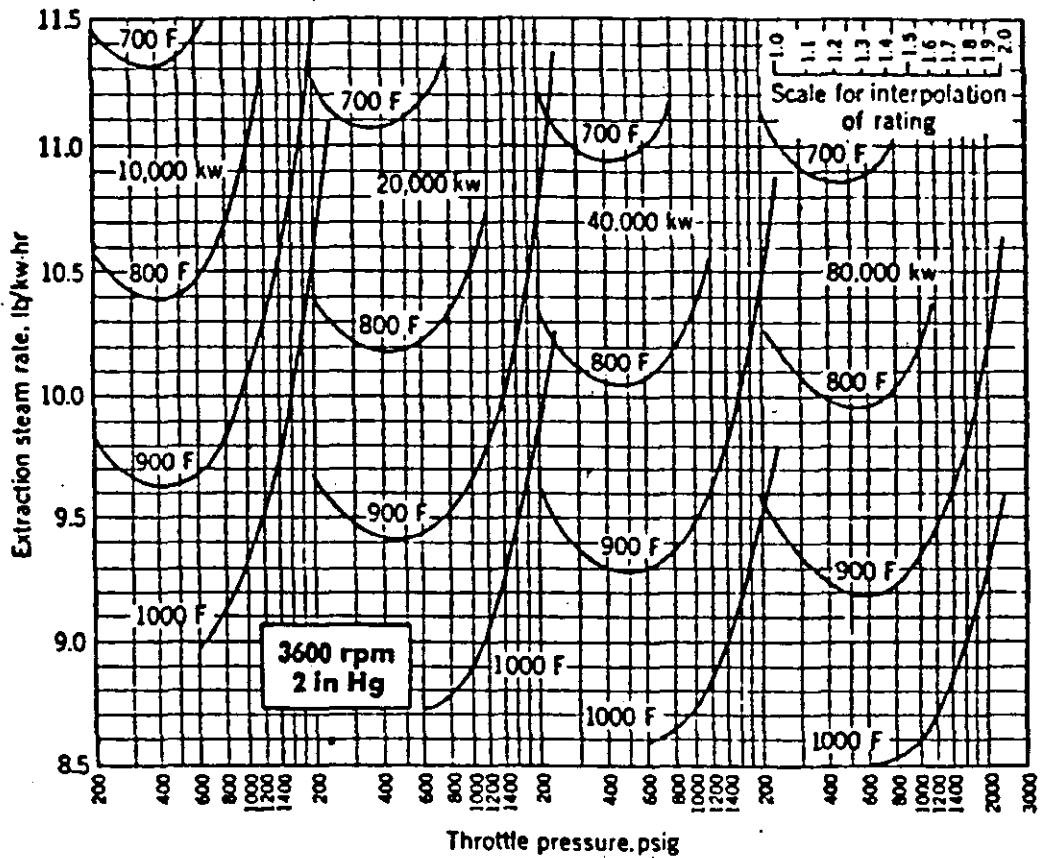


Fig. Extraction throttle steam rates (optimum feedwater temperature).

Assumptions: 4 heaters.

Cycle loss = 1%.

Boiler-feed-pump loss not included.

Hydrogen-cooled generators.

3% bleeding exhaust loss.

Optimum feedwater rise.

Los datos de la Fig VI-41, son comparativos y de mucho valor para obtener cifras de orden de magnitud del RV sin extracción; estas curvas, en forma similar a

la Fig. VI-34, se pueden utilizar para determinar RV de turbinas de capacidad intermedia por medio de la escala logarítmica de interpolación.

REGIMEN DE VAPOR (RV) CON EXTRACCION.- Los datos de las Figs. VI-34 a 40 son de un RV de estrangulamiento con extracción; este RV es más alto que el RV sin-extracción por la pérdida de carga que se tiene cuando se extrae vapor. Los RV con extracción aplicables a los datos de la Fig. VI-34, se muestran en la Fig. VI-42, en donde se han hecho las consideraciones señaladas al inicio de la presente sección 4.9.

Si la temperatura del agua de alimentación cae por abajo de la óptima, entonces por cada  $11^{\circ}$  ó  $14^{\circ}\text{C}$  menos, el RV de estrangulamiento con extracción es menor aproximadamente a 1% del valor mostrado en la Fig. VI-42, cuando la desviación no es mayor de  $56^{\circ}\text{C}$ . También se deben hacer correcciones cuando las pérdidas en el escape son diferentes a 3%.

Las curvas de la Fig. VI-42, se pueden usar con bastante precisión para determinar la capacidad de una caldera necesaria para una determinada turbina; debido a que normalmente el agua de alimentación no se calienta hasta su elevación óptima, este procedimiento dará en la mayoría de los casos un flujo de estrangulamiento ligeramente mayor que el real. Adicionalmente se debe incluir el vapor necesario para impulsar los auxiliares que lo requieran.

En la Fig. VI-42, se observa un rápido aumento en el RV de estrangulamiento con extracción conforme la presión se incrementa más allá del punto más bajo de la curva respectiva; esto se debe a que la temperatura óptima de agua de alimentación se eleva conforme se incrementa la presión, lo cual causa un rápido incremento en el % de extracción requerido para calentar el agua de alimentación. Puesto que esta extracción debe tomarse a presiones más altas, su efecto sobre las pérdidas de carga se hace cada vez más grande causando una elevación rápida.

4.10.- EFICIENCIAS VARIAS,  $\eta$  (Tobera, Alabe, Rueda, Etapa, Interna, Externa, Máquina, Ciclo y Planta).- Debido a que con anterioridad y principalmente en el Capítulo III se trató el tema de eficiencias, en la presente sección solo se incluye alguna información adicional complementaria.

En la Fig. VI-10, se muestra un cuadro de las diferentes eficiencias y/o pérdidas relacionadas con las turbinas de vapor, algunas de las cuales ya han sido descritas. Las pérdidas termodinámicas se refieren a energía disipada en toberas y álabes por rozamientos fluidos, choques, radiación, etc. Las pérdidas no-termodinámicas son de fugas y rozamientos mecánicos principalmente.

En la Fig. VI-11, se muestra la línea de expansión o de condición en un diagrama de Mollier (H-S) en donde se observan algunas de las pérdidas. Si la turbina fuera termodinamicamente perfecta, el cambio de entalpia podría representarse como una línea isentrópica en el diagrama de Mollier, en donde el punto superior está fijado por la presión y temperatura de entrada del vapor y el punto inferior por la presión de salida o de escape, mostrado por la línea que conecta  $h_a$  con  $h_e'$ , sin embargo, las pérdidas termodinámicas causadas por la acción de estrangulamiento y fugas de vapor, fricción de toberas y álabes y otros factores ya señalados, resultan en un desplazamiento de  $h_e'$  hacia la derecha, como se muestra en el punto real  $h_e$  en la figura.

La línea sólida que conecta  $h_a$  con  $h_e$ , se conoce como "línea o curva de expansión", "línea de estado" o "curva de condición". Cada punto sobre esta representa el estado real del vapor en el punto correspondiente en la turbina; la línea es casi una línea recta y muy poco error resulta de ignorar su curvatura en el análisis de turbinas. Esta línea se determina en forma muy aproximada por la localización de su punto final inferior o bajo, conocido como "punto final de la línea de expansión" PFLE (SLEP = expansión line end point).

La posición del PFLE varía con las diferentes cargas y representa la disminución de la eficiencia a cargas que se alejan del punto de la máxima eficiencia de la turbina. El rendimiento termodinámico o interno  $\eta_{td}$  está dado por la siguiente expresión:



EFICIENCIAS  
Y/O  
PERDIDAS

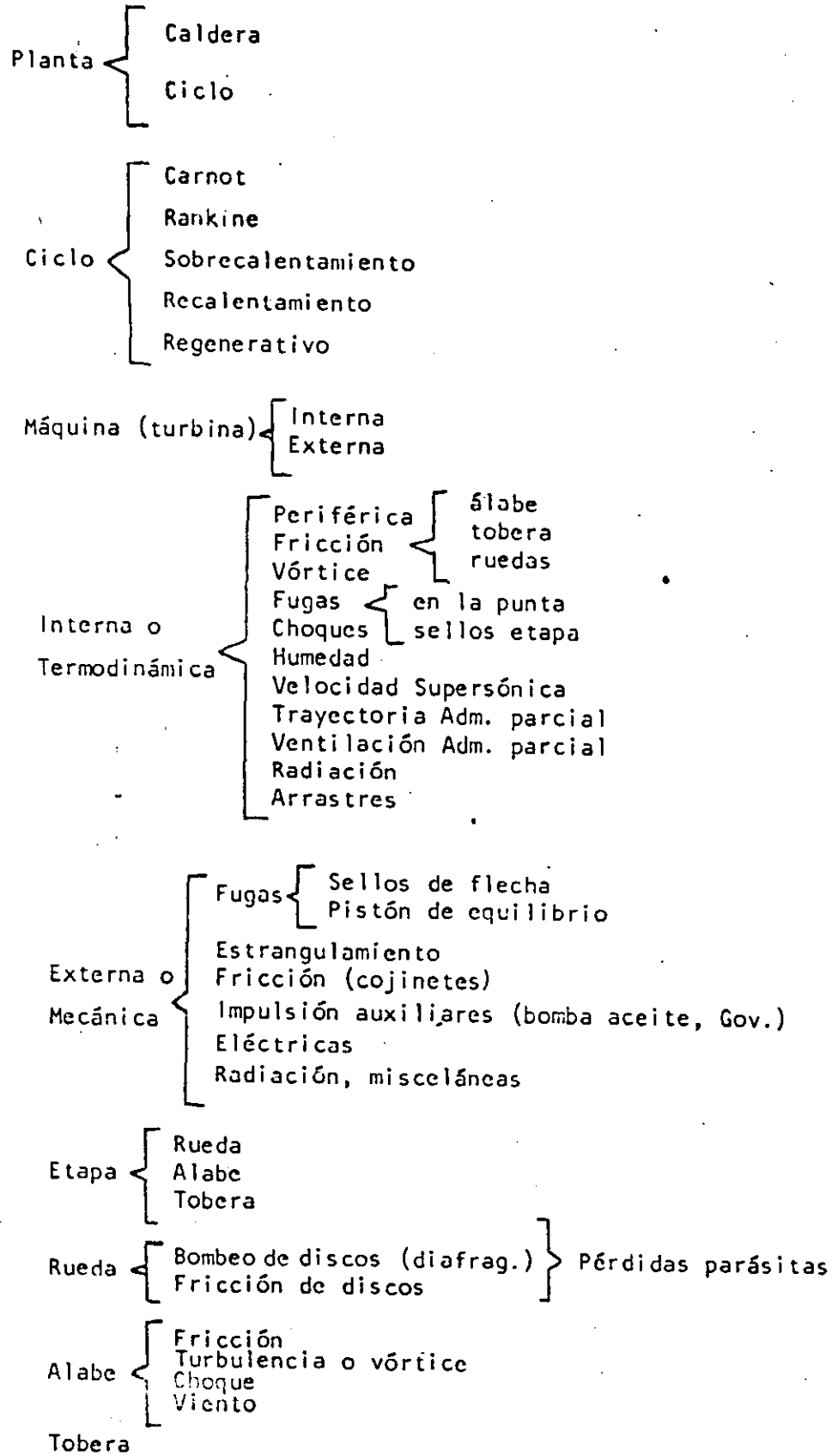


FIG. VI-43 .- EFICIENCIA Y/O PERDIDAS EN TURBINAS DE VAPOR

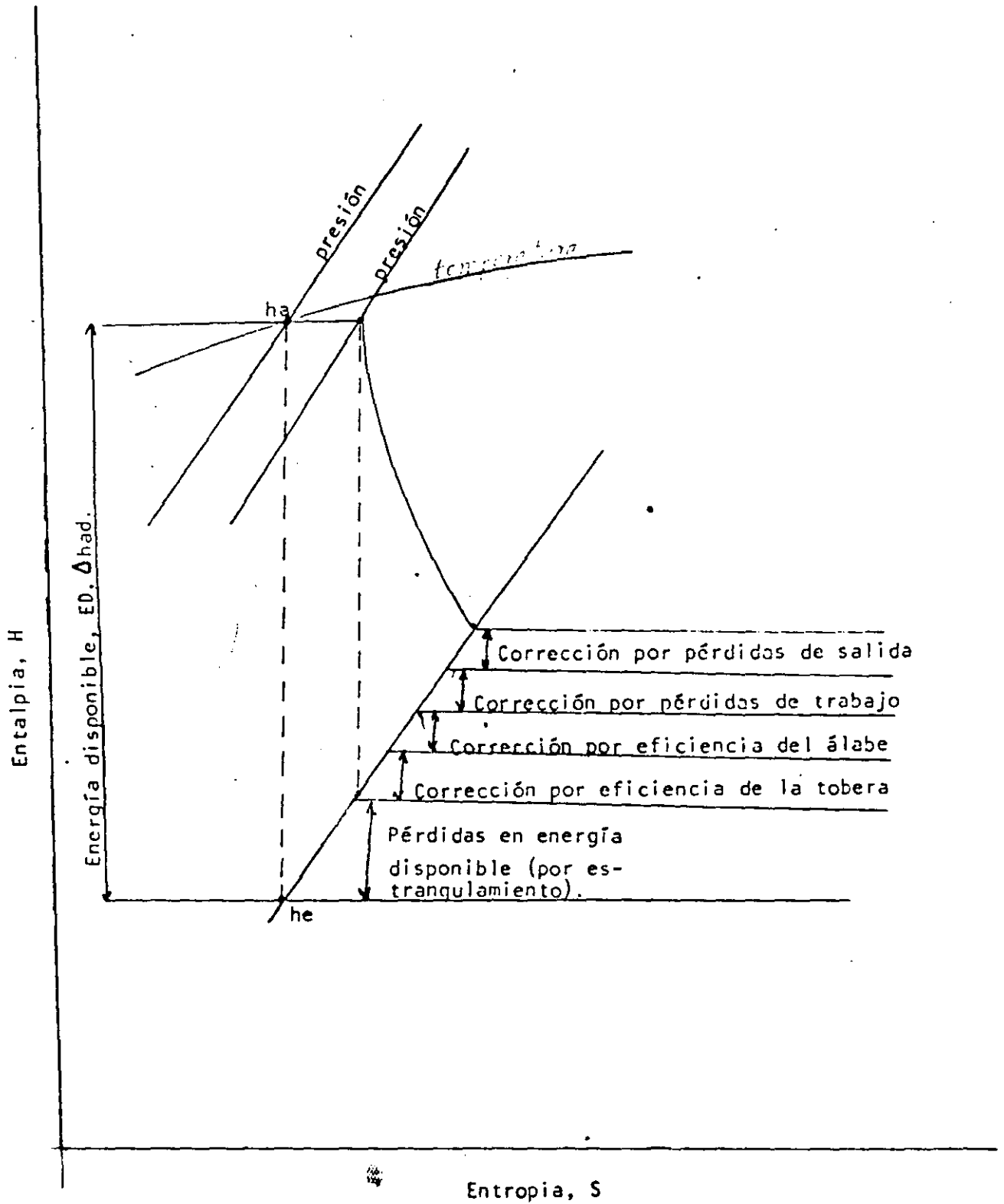


FIG. VI-111 .- LINEA DE EXPANSION EN DIAGRAMA DE MOLLIER

$$\eta_{td} = \frac{h_a - h_e}{h_a - h_e''}$$

## ANÁLISIS DE PERDIDAS

- a.- Pérdidas de estrangulamiento en la admisión por fricción en conductos, válvulas de paro y regulación. Estas pérdidas  $\Delta p$  tienen el siguiente valor:

$$\Delta p = 3 \text{ a } 4\% \text{ de la presión de admisión}$$

El estrangulamiento tiene lugar a entalpia constante

- b.- Pérdidas por admisión parcial en las turbinas de acción. Estas pérdidas se deben a remolinos producidos en el álabe móvil por la trayectoria diferente de los primeros "chorros" y de los últimos; su valor  $\delta$ , se calcula en la siguiente forma:

$$\delta = 100 \left( \xi^{-0.07} - 1 \right), \text{ en } \%$$

En donde:

$$\xi = \frac{\text{arco de inyección}}{\text{longitud total de la circunferencia}}$$

- c.- Pérdidas por rozamiento o fricción en los álabes fijos y móviles.

En los álabes fijos o toberas, la velocidad teórica  $v_t$  del vapor  $-\sqrt{1g h}$ , no se alcanza debido a la fricción del vapor con las paredes del conducto; la velocidad real  $v_r$ , es la siguiente:

$$v_r = \psi v_t$$

En donde  $\psi$  es un coeficiente de velocidad, que normalmente tiene un valor de 0.94 a 0.97 correspondiendo el valor más alto a las toberas más cortas y a las velocidades más bajas del vapor (toberas convergentes).

En los álabes móviles,  $\psi$  es un coeficiente que tiene en cuenta la desaceleración del vapor a su paso por el canal de álabes; este retraso debido a los rozamientos equivale a una pérdida de energía. Este coeficiente de velocidad  $\psi$  es función de:

- . La desviación de la vena de los álabes
- . La altura de los álabes

En la Fig. VI-45, se muestran los valores normales de  $\psi$

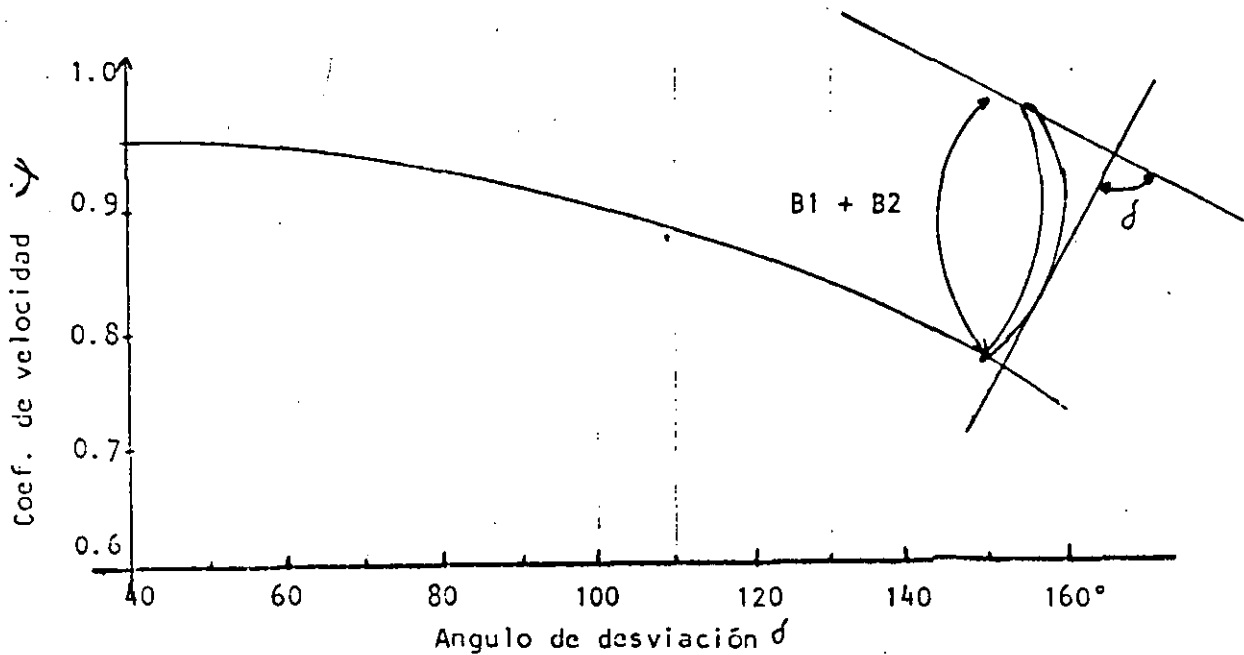


FIG. VI-45.- COEFICIENTE DE VELOCIDAD  $\psi$  (Para álabes de menos de 25 mm de altura y radio de curvatura suficiente, 2 pasos).

d.- Pérdidas por humedad del vapor. Las gotas de agua en el vapor que pasa por las últimas etapas de Baja Presión, tienen una velocidad menor que el vapor, lo cual dá como resultado choques sobre la parte posterior del álabes, que resulta en una pérdida. En la Fig. VI-46 se muestra la disminución del rendimiento de la etapa debida a la humedad del vapor, en función de la relación  $v/u$ ; un buen drenaje del agua condensada disminuye ésta pérdida.

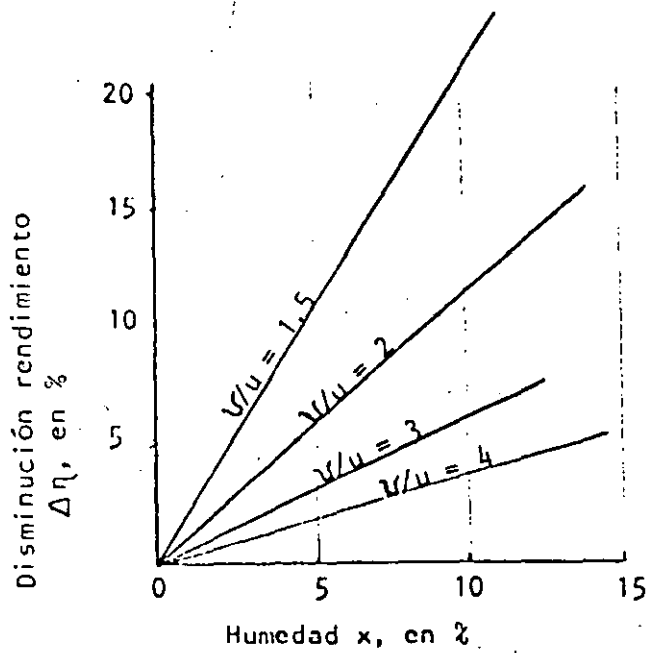


FIG. VI-55.- PERDIDA DE RENDIMIENTO  $\Delta\eta$  POR HUMEDAD DEL VAPOR

e.- Pérdidas por rozamiento del fluido sobre el disco y álabes con alimentación parcial (en turbinas de acción).

. Rozamiento del disco

$$W_f = 3 \times 10^{-7} D^{1.4} u^{2.8} \bar{W}, \text{ en kcal/s}$$

D en m

u en m/s

$\bar{W}$  en  $\text{kg/m}^3$

. Rozamiento de álabes sin alimentación de vapor

$$W_f' = 1.35 \times 10^{-5} D^{0.7} a u^{2.8} \bar{W} (1-\epsilon), \text{ en kcal/s}$$

D y a (altura del álabe) en m

u en m/s

$\bar{W}$  en  $\text{kg/m}^3$

$\epsilon$  definido en inciso b

Estas pérdidas disminuyen si los álabes están protegidos adecuadamente en la parte sin inyección; también debe evitarse fraccionar el arco de inyección y deben disponerse los grupos de toberas unos a continuación de otros sin discontinuidades.

f.- Pérdidas por velocidad de salida.- La energía cinética del vapor a la salida de cada cuerpo y en el escape se pierde; en la Fig. VI-412, se muestran los valores de estas pérdidas para diferentes condiciones de turbinas. El fraccionar el flujo de vapor en la parte de BP de las turbinas de condensación grandes (2 ó más flujos), permite reducir esta pérdida a 1.5 ó 2.0%.

## 9.- Pérdidas Por Fugas Internas

### . Turbinas de Acción

Prácticamente todo el vapor que sale del distribuidor pasa por la rueda debido a la faja que rodea a los álabes móviles y las únicas fugas internas se producen en los diafragmas de paso del eje, y se calculan por métodos para sellos.

### . Turbinas de Reacción

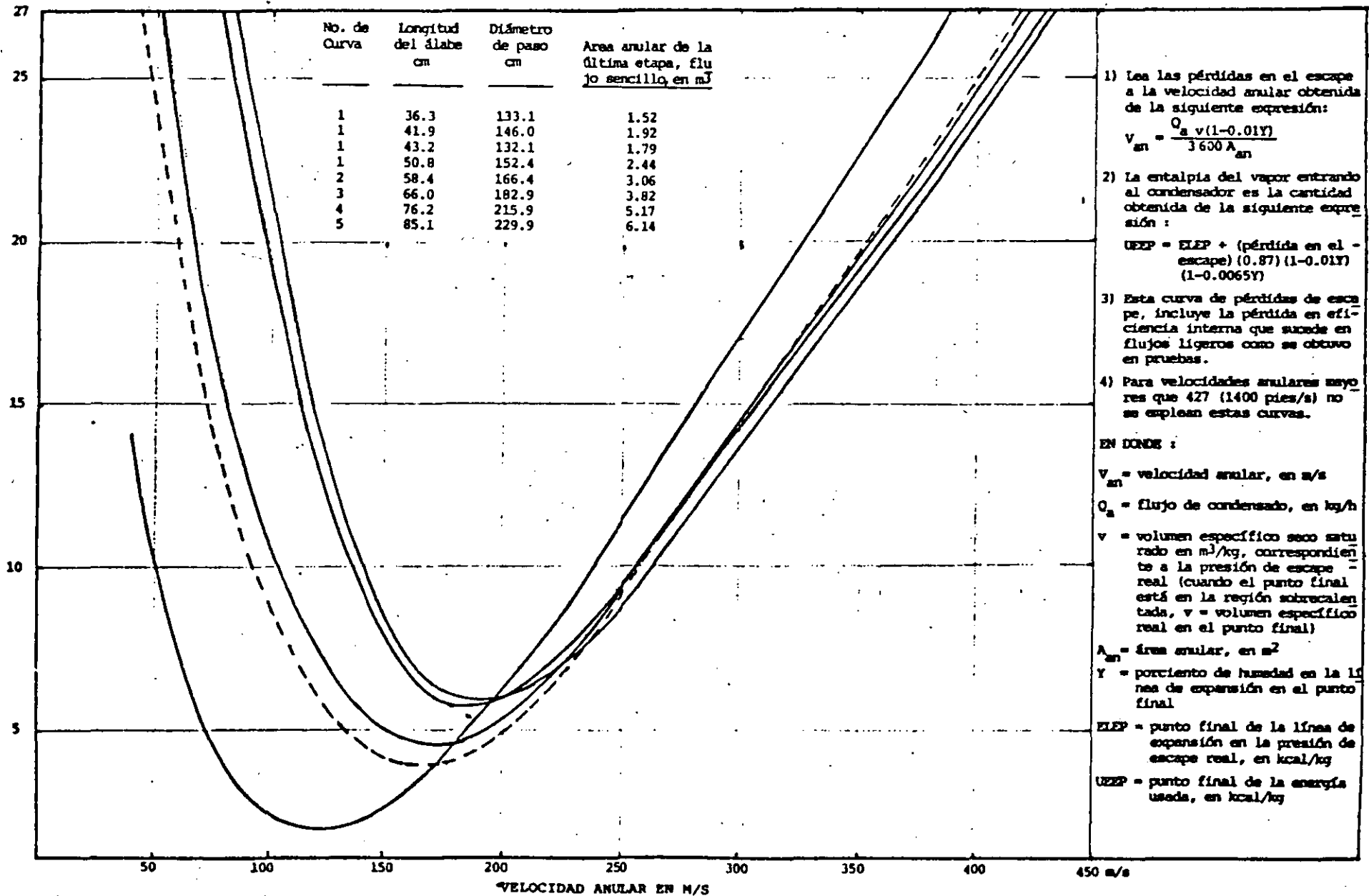
Las pérdidas  $p$ , en % son:

$$p = 100 \gamma' / a' , \text{ en } \%$$

en donde  $\gamma'$  y  $a'$  son el juego y la altura del álabe reales respectivamente; la pérdida será:

$$p.h/100, \text{ en kcal/kg}$$

En este caso no hay pérdidas por rozamientos de los discos porque los álabes están montados en un tambor, y tampoco por ventilación porque la inyección es total.



1) Lea las pérdidas en el escape a la velocidad anular obtenida de la siguiente expresión:

$$V_{an} = \frac{Q_a v (1-0.01Y)}{3600 A_{an}}$$

2) La entalpía del vapor entrando al condensador es la cantidad obtenida de la siguiente expresión:

$$UEEP = ELEP + (\text{pérdida en el escape}) (0.87) (1-0.01Y) (1-0.0065Y)$$

3) Esta curva de pérdidas de escape, incluye la pérdida en eficiencia interna que sucede en flujos ligeros como se obtuvo en pruebas.

4) Para velocidades anulares mayores que 427 (1400 pies/s) no se emplean estas curvas.

EN DONDE :

- $V_{an}$  = velocidad anular, en m/s
- $Q_a$  = flujo de condensado, en kg/h
- $v$  = volumen específico seco saturado en m<sup>3</sup>/kg, correspondiente a la presión de escape real (cuando el punto final está en la región sobrecalentada,  $v$  = volumen específico real en el punto final)
- $A_{an}$  = área anular, en m<sup>2</sup>
- $Y$  = porcentaje de humedad en la línea de expansión en el punto final
- ELEP = punto final de la línea de expansión en la presión de escape real, en kcal/kg
- UEEP = punto final de la energía usada, en kcal/kg

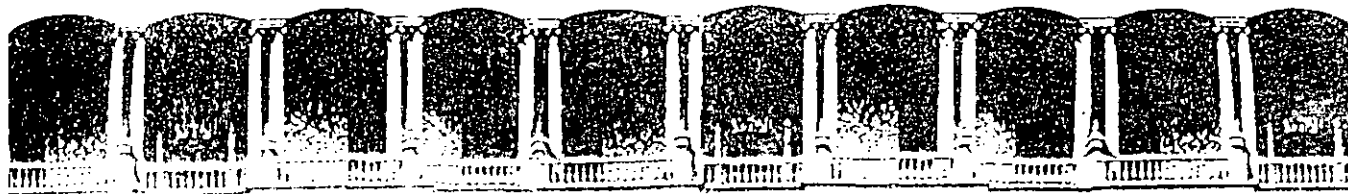
FIG. VI-47 .- PERDIDAS EN EL ESCAPE EN LA SECCION DE CONDENSACION A 3600 RPM

h.- Fugas Externas.- Estas se deben al paso del eje o flecha cuando atraviesa las carcasas; éstas pérdidas se calculan con el procedimiento - sobre los sellos laberínticos.

i.- Pérdidas por fricción en cojinetes y accionamiento de auxiliares. El cálculo de éstas pérdidas se dió en la sección 4.8 de éste capítulo.

Adicionalmente a lo anterior, en la publicación "Predicted Performance of Turbines 16500 kw and larger" de la General Electric se tiene mayor información al respecto.





**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

*REGULACION, PROTECCION E INSTRUMENTACION DE  
TURBINAS DE VAPOR*

*ING. ALBERTO PLAUCHU LIMA*

*AGOSTO - 1992*

## VII

### REGULACION, PROTECCION E INSTRUMENTACION DE TURBINAS DE VAPOR.

#### I.- REGULACION

##### A.- Generalidades

En las turbinas de condensación que accionan generadores eléctricos, la variación de carga requerida por los consumidores produce una desigualdad entre la potencia dada por el grupo turbina-generador y la potencia <sup>perdida</sup> por el consumidor, que tiene como consecuencia una variación de la velocidad del grupo. Para reestablecer el equilibrio, se debe regular la velocidad de la turbina.

La regulación de la turbina de condensación tiene el objetivo de mantener permanentemente iguales la potencia producida por el grupo turbina-generador y la potencia requerida por los consumidores con una variación de velocidad limitada a un mínimo. La regulación debe cumplir con las siguientes condiciones:

- . Que el límite de la variación de velocidad del grupo tenga un valor muy restringido. La frecuencia de la corriente alterna producida por el generador es proporcional a la velocidad, es decir, que si varía ésta, varía la frecuencia en la red eléctrica y se produce una variación en la velocidad de todos los motores eléctricos que alimenta la red, con graves perturbaciones; en consecuencia el sistema de regulación debe mantener una variación de velocidad, dentro de límites restringidos que pueden llegar a ser de  $\pm 2\%$ .

- . La frecuencia del grupo turbina-generador, debe adaptarse lo más rápidamente a la potencia requerida por los consumidores.
- . El sistema de regulación debe permitir una variación de la velocidad dentro de los límites de  $\pm 4\%$  con relación a la velocidad nominal; esta variación de velocidad se necesita para poder acoplar el turbogenerador a la red eléctrica y para poder repartir adecuadamente la carga entre los grupos que están en funcionamiento.
- . En el caso de rechazo brusco de carga, la velocidad no debe aumentar para evitar que la turbina se "embale"; el aumento de la velocidad es muy peligroso debido a que la fuerza centrífuga sobre el rotor aumenta con el cuadrado de la velocidad. Si la velocidad aumenta mucho, la fuerza centrífuga puede arrancar los álabes del rotor y romper la flecha, es decir, que la turbina puede ser destruída. Para evitar que se sobrepase la velocidad límite, las turbinas se proveen con un regulador de velocidad que manda el paro de la turbina cuando se llega a la velocidad admisible.

Las turbinas de condensación con extracción regulable deben cumplir con las condiciones anteriores, cuando estén ligadas a la producción de potencia y además, deben cumplir con las siguientes dos condiciones:

- . Que asegure una presión, con una variación mínima, en el vapor entregado.
- . La cantidad de vapor dada por la turbina debe ser igual en cada momento a la cantidad de vapor requerida por el Consumidor.

De acuerdo con las condiciones enunciadas anteriormente y con los reglamentos de operación técnica de plantas y redes eléctricas, el sistema de regulación de una turbina debe corresponder a los siguientes requerimientos:

- . Que se mantenga en funcionamiento estable en vacío, con la válvula de cierre completamente abierta.
- . Que asegure la variación de carga y el paso suavemente, sin choque, a las válvulas de regulación.
- . Que mantenga, con rechazo brusco de carga de plena carga a 0, una velocidad de rotación de la turbina que no provoque la entrada en funcionamiento del regulador de velocidad.
- . Que asegure un cierre "estanco" de las válvulas de regulación.
- . Que el dominio de desplazamiento de la curva de regulación, permita la sincronización a 58 Hz.

#### B.- Procedimientos de regulación

Durante el funcionamiento, la potencia de la turbina puede variar en toda la gama de carga, desde la marcha en vacío hasta la potencia nominal; la potencia de un grupo turbogenerador está dada por la siguiente expresión:

$$P_g = \frac{W_v \cdot H_{ad} \cdot \eta_e}{860}, \text{ en KW}$$

en donde:

$P_g$  = Potencia en los bornes del generador, en KW

$W_v$  = Consumo horario del vapor de la turbina, en kg/h

$H_{ad}$  = Caída térmica adiabática del vapor en la turbina, -  
en kcal/kg.

$\eta_e$  = Rendimiento efectivo del turbogenerador, en fraccio-  
nes de unidad.

De acuerdo con la expresión anterior, se observa que la po-  
tencia de la turbina en los bornes del generador depende -  
del consumo horario de vapor  $W_v$ , de la caída térmica  $H_{ad}$  y  
del rendimiento del turbogenerador  $\eta_e$ . Normalmente la va-  
riación de la potencia de la turbina se realiza variando -  
el flujo de vapor  $W_v$  que penetra en la turbina, así como -  
con la caída térmica disponible por algunos de los procedi-  
mientos siguientes:

- . Regulación por estrangulación o laminación
- . Regulación por admisión
- . Regulación por derivación (by-pass)

A continuación se hace una descripción de estos tres procesos

Regulación por estrangulamiento.- La estrangulación es un  
proceso termodinámico, por medio del cual se reduce la pre-  
sión del vapor, permaneciendo constante su entalpia. En la  
Fig. N<sup>o</sup>. 1 se muestra la forma de alimentación a las tobe-  
ras.

En la regulación por estrangulación, el vapor se admite a

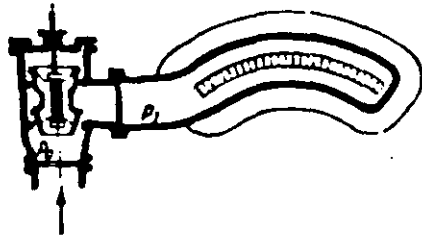


FIG 1.- Regulación por estrangulamiento

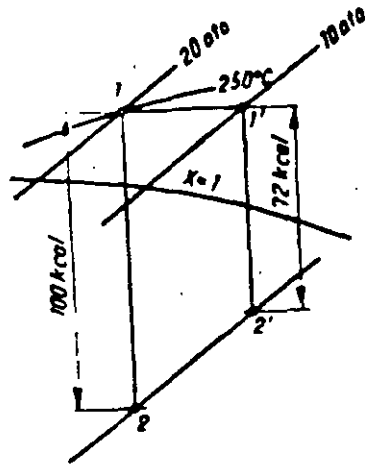


FIG 2.- Efecto termodinámico de regulación por estrangulamiento

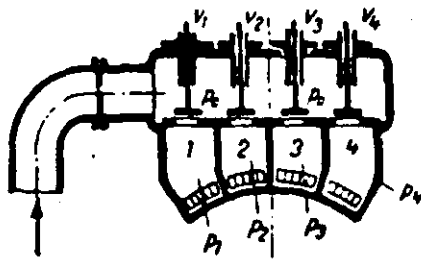


FIG 3.- Regulación por admisión

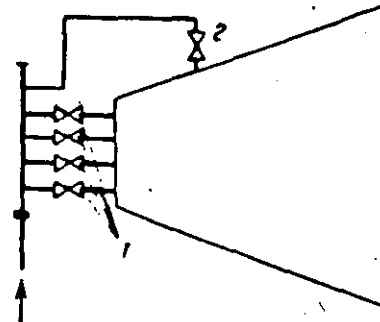


FIG 4.- Regulación por derivación (mixta)

las toberas de las etapas de presión por medio de una sola válvula de regulación, que está completamente abierta solo a la potencia nominal de la turbina. En las turbinas chicas para otras cargas diferentes a la potencia nominal, esta válvula se abre parcialmente con lo cual tiene lugar la estrangulación del vapor que pase por este proceso; la caída térmica disponible  $H_{ad}$  disminuye y cae proporcionalmente al flujo de vapor. En la figura 2, se muestra un ejemplo de estrangulamiento de vapor de 20 a 10 kg/cm<sup>2</sup>, en donde la caída térmica disponible disminuye de 100 kcal/kg a 72 kcal/kg. Debido a que la estrangulación es acompañada por una pérdida de fricción, el funcionamiento de turbinas con esta regulación no es económica, principalmente a bajas cargas, cuando la mayor parte de la presión se pierde por estrangulación en la válvula; por esta razón la regulación por estrangulamiento se aplica solo en turbinas de poca potencia y baratas.

Regulación por admisión. - En la regulación por admisión - que se muestra en la figura 3, el vapor vivo entra en la Rueda Curtis por múltiples (3 a 5) válvulas de regulación, cada una alimentando a un sector de toberas; normalmente las válvulas de regulación son de doble asiento o especiales con difusor.

A carga nominal de la turbina, todas las válvulas de regulación están completamente abiertas, trabajando con una pérdida de presión muy pequeña; cuando la carga de la turbina disminuye, las válvulas se empiezan a cerrar por hileras disminuyendo en esta forma el flujo de vapor admitido en la turbina y la presión en las válvulas parcialmente abiertas.

Esta forma de regulación es el que normalmente se utiliza en todas las turbinas de Plantas de potencia.

Regulación por derivación.- En esta forma de regulación - que se muestra en la figura 4, una parte del vapor se deriva por la válvula 2, con lo cual el vapor vivo se introduce a una etapa intermedia; en forma normal la válvula 2 está cerrada y el vapor entra por la cabeza de la turbina. - Cuando se abre la válvula 2, el vapor vivo penetra en la etapa intermedia con una presión mayor a la que existe en ese lugar cuando la turbina está alimentada solo por la - válvula 1, con lo cual las etapas de flujo hacia arriba se descargan, es decir, que el flujo de vapor que pasa por - ellas disminuye bastante y en las etapas de flujo hacia -- abajo se sobrecargan, aumentando en estas etapas la pre--- sión y temperatura al ser recorridas por un flujo mayor.

Este flujo mayor produce un aumento de potencia en la turbina, aumentando la potencia nominal, sobrecargando estas etapas. Esta forma de funcionamiento se hace durante un -- tiempo corto de aproximadamente 1 h porque produce sobrecalentamiento y además el rendimiento de la turbina disminuye al expanderse el vapor dentro de un número reducido de etapas.

#### C.- Elementos y esquemas de regulación

La turbina de condensación debe suministrar en cada momento la potencia que equilibre la potencia requerida por los consumidores con una variación de la velocidad dentro de - límites restringidos.



Cuando la potencia requerida por los consumidores aumenta, la turbina tiende a disminuir su velocidad, fenómeno inverso a la caída de carga de la turbina cuando la tendencia es aumentar la velocidad y a "embalarse".

La variación de la velocidad de la turbina se produce por la intervención del elemento distribuidor de vapor (válvula de regulación) que se abren o se cierran para variar la cantidad de vapor necesaria para la producción de potencia respectiva.

Debido a que la velocidad de la turbina depende de la potencia y ésta del flujo de vapor, en el sistema de regulación de la turbina, la velocidad normalmente se emplea como medida de impulso.

El sistema de regulación consta de los 4 elementos principales siguientes:

- . Regulador de velocidad, que es el elemento sensible a la variación de velocidad del rotor de la turbina, producida por la variación de carga y que acciona sobre la válvula de regulación para reestablecer el equilibrio en la nueva situación que ha determinado la variación de velocidad.
- . Válvula de admisión o de regulación que varía el flujo de vapor admitido en la turbina.
- . Elementos de enlace entre el regulador de velocidad y la válvula de regulación.

. Sincronizador, que permite el funcionamiento de la turbina desarrollando diferente potencia a una velocidad dada o bien a diferente velocidad una potencia dada.

a).- Regulador de velocidad.- El regulador de velocidad más difundido es el regulador centrífugo que se muestra en la Fig. 5 y que está constituido principalmente por dos pesos (bolas) 1, fijos a la cabeza por unos brazos 2, que están articulados por el eje 3 al regulador; estos brazos están ligados por el tirante 4 a un manguito 5 que se desliza por el eje del regulador.

El eje del regulador gira accionado por el eje de la turbina a través de un engranaje de tornillo y rueda helicoidal.

Con un aumento de la velocidad de la turbina, los dos pesos 1, se desplazan lateralmente apartándose del eje, debido a la acción de la fuerza centrífuga; con lo anterior, el manguito 5 se desplaza hacia arriba moviendo los brazos 2 y los tirantes 4.- Con una disminución de la velocidad, los dos pesos 1 se acercan y el manguito 5 se desliza hacia abajo conjuntamente con los brazos 2 y los tirantes 4.

Para una cierta velocidad corresponde una fuerza centrífuga a la que corresponde una cierta posición de los pesos y del manguito; como este está ligado por medio de un sistema a las válvulas de regulación, para una cierta posición de dicho manguito va a corresponder una cierta cantidad de vapor admitido en la turbina.

El regulador de la Fig. 5 se usa muy poco en las turbinas debido a que ocupa mucho espacio, utilizándose normalmente el regulador mostrado en la Fig. 6; el funcionamiento de este regulador es como el regulador de bolas, es decir, la fuerza centrífuga causa que se separen los pesos contra la acción del resorte 3, así que a cada velocidad se tiene una cierta posición de los pesos.- Aumentando la velocidad los pesos se separan y hacen que la palanca acodada 2 eleve el manguito 4.

En el sistema de regulación hidrodinámica, el regulador centrífugo está sustituido por una bomba centrífuga de aceite, accionada por la flecha de la turbina - (Fig. 17).

b).- Válvulas de regulación o de admisión.- Tienen la función de regular la cantidad de vapor admitido en las toberas de acuerdo con la carga del generador eléctrico; normalmente las turbinas tienen de 3 a 8 válvulas de regulación.

En la Fig. 7 se muestra la colocación de válvulas de regulación y de paro de los dos principales fabricantes de turbinas (General Electric y Westinghouse) y - en la figura 8 la sección de las válvulas de regulación y de paro de uno de estos fabricantes.

En la Fig. 9 se muestra la sección de un bloque de - cuatro válvulas de regulación de una turbina de 150 - MW, en donde la tubería 3 lleva el vapor vivo de la - válvula de paro o cierre rápido a las válvulas de regulación o de admisión; cada válvula de regulación -

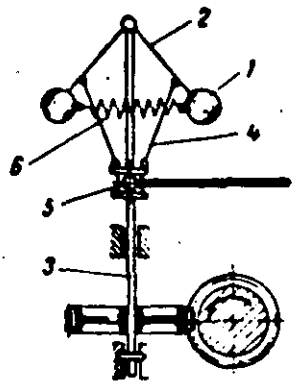


FIG 5.- Esquema del principio de regulador centrífugo

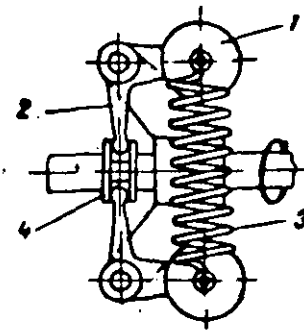


FIG 6.- Regulador centrífugo

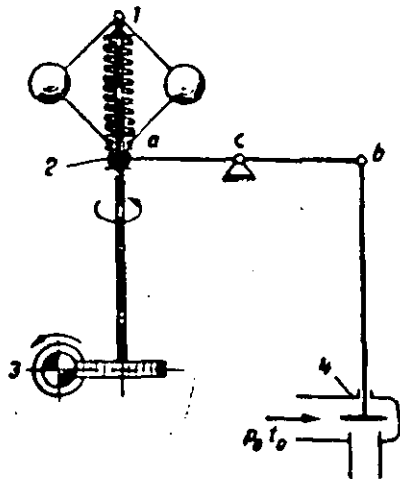


FIG 7.- Esquema de regulación directa

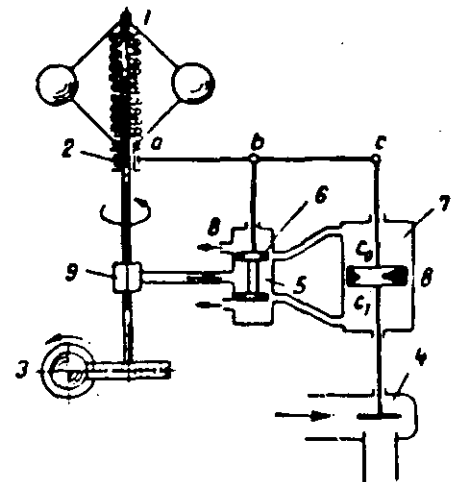
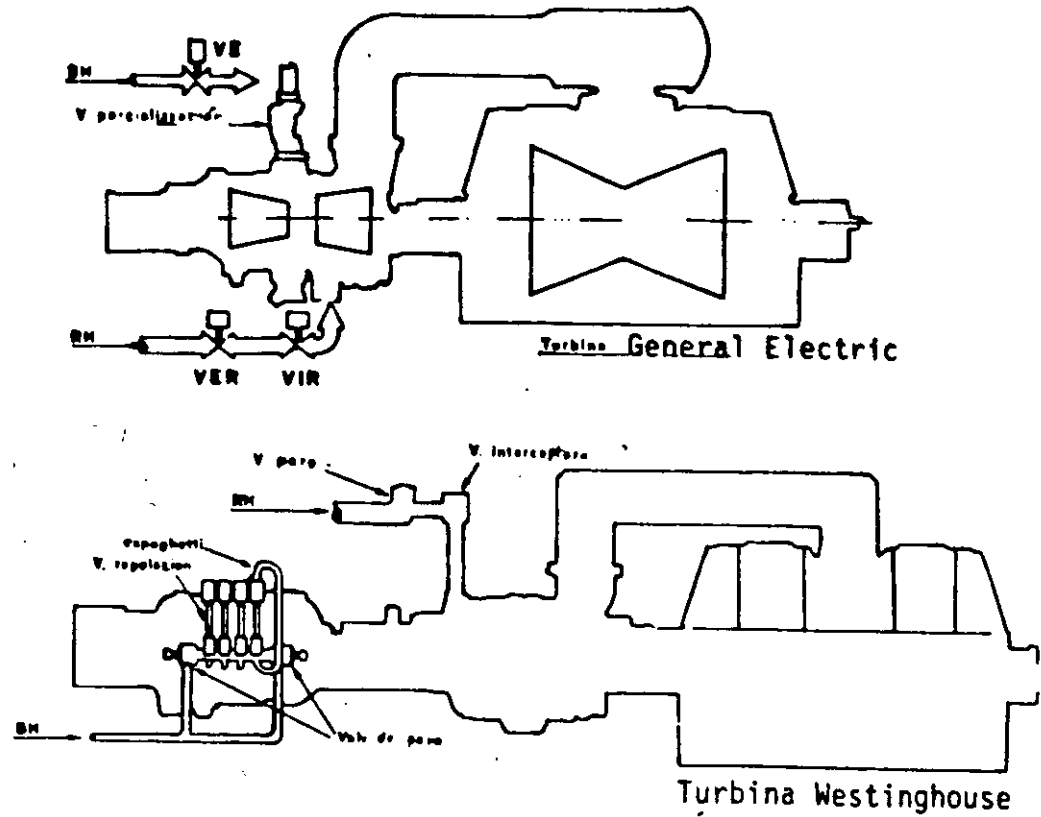
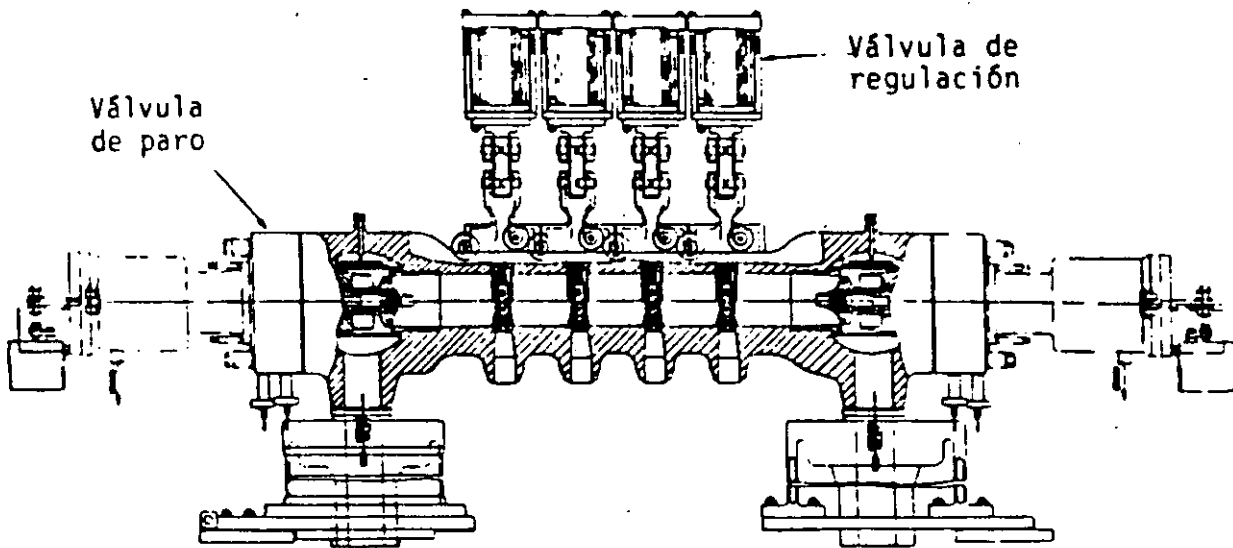


FIG 8.- Esquema de regulación indirecta



DISPOSICION DE VALVULAS EN TURBINA



VALVULA DE PARO Y REGULACION DE VAPOR SOBRE CALENTADO CON UN SERVOMOTOR PARA CADA VALVULA DE REGULACION (TURBINA WESTINGHOUSE)

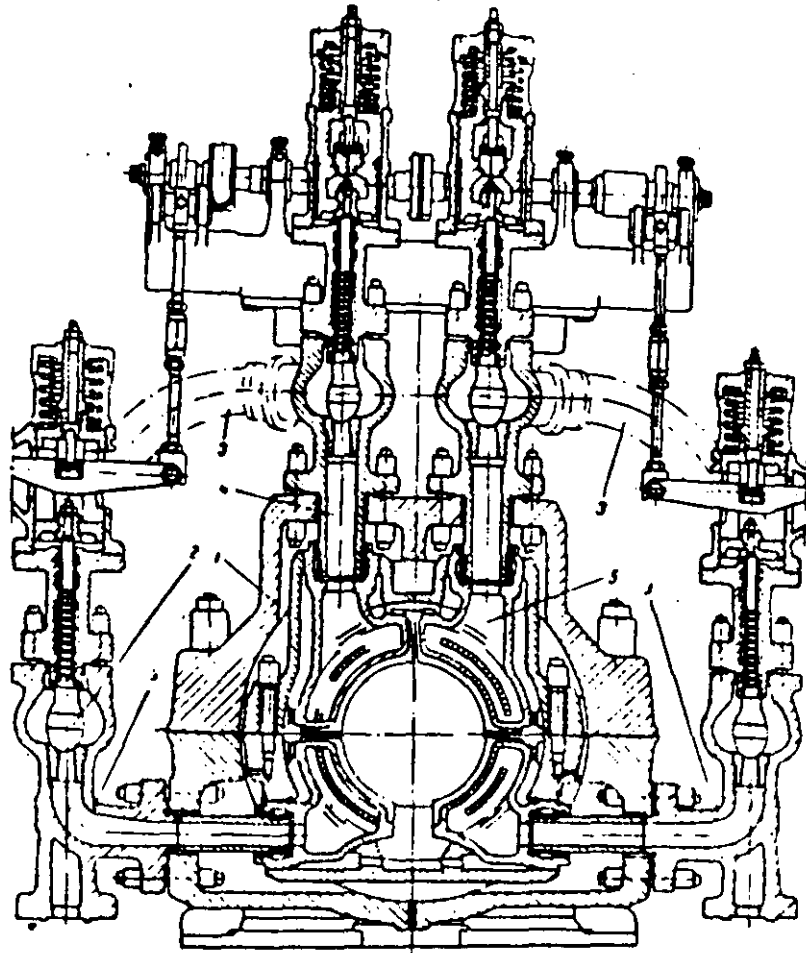


FIG 7.- Sección de un bloque de válvulas de regulación (admisión)  
de una turbina de 150 MW

comunica, por medio del conducto 4, a una cámara de admisión 5, situada en relación con un cierto número de toberas 1.- Las válvulas de regulación se abren en fila, en función de la carga, siendo accionadas por medios mecánicos a través de un sistema de palancas - por intermedio de un servomotor con presión de aceite.

c).- El elemento de enlace entre el regulador de velocidad y las válvulas de regulación.- El impulso del regulador de velocidad hacia las válvulas de regulación, se puede transmitir de las siguientes formas:

- . Directamente con la ayuda de un sistema de palancas sin que consuma directamente energía de una fuente exterior (esquema de regulación directa).

- . Indirectamente con la ayuda de un servomotor especial que amplifica la señal dada por el regulador usando como fuente de energía exterior presión de aceite (esquema de regulación indirecta)

Regulación directa.- El esquema principal de regulación directa se muestra en la Fig. 10, en donde el manguito 2 del regulador 1, está ligado directamente por medio de la palanca a-c-b, a la válvula de regulación 4.

Cuando la carga del generador aumenta, la velocidad de la flecha disminuye y los pesos se acercan deslizando hacia abajo al manguito 2; el extremo a de la palanca a-c-b se desliza hacia abajo, elevando el extre

mo b, con lo cual se abre la válvula de regulación 4 y permite la admisión de una mayor cantidad de vapor para restablecer la velocidad.

Con la disminución de carga, el trabajo ocurre en forma inversa y la válvula de regulación se cierra hasta igualar los dos pares: activo y resistente.

El esquema de regulación directa es simple, pero presenta la desventaja de que no proporciona una fuerza grande que se requiere para abrir las válvulas de regulación, por lo que solo se aplica en turbinas de poca potencia (menos de 100 KW).

Regulación indirecta.- Este esquema, que se muestra en la Fig. 11, se emplea para abrir las válvulas de regulación de las turbinas de mayor potencia que requieren una fuerza más grande para su accionamiento y poder vencer la presión del vapor, la resistencia de fricción y resorte de la válvula; la fuerza de accionamiento se obtiene de un servomotor especial con presión de aceite.

Cuando el régimen de funcionamiento de una turbina es estable, el émbolo especial 6 de la válvula piloto 5, se encuentra en la posición media cubriendo la tubería que une la cámara de la válvula piloto con la cámara del servomotor 7 y en esta situación la válvula de regulación se haya en posición fija.



Un desplazamiento del manguito 2 del regulador de velocidad centrífugo 1, produce un desplazamiento del émbolo 6 y en función directa de este desplazamiento, el aceite a presión de la bomba 9, puede entrar en la cámara Co ó en la cámara C, del servomotor 7 accionando sobre un lado u otro del pistón 8.

La entrada de aceite a la cámara Co del pistón 8, cierra la válvula de regulación 4, disminuyendo la cantidad de vapor admitida en la turbina, lo cual sucede cuando disminuye la carga.

La entrada de aceite a la cámara c, del pistón 8, abre la válvula de regulación 4, aumentando la cantidad de vapor admitida en la turbina (carga aumentando).

Para el desplazamiento del émbolo 6 solo se requiere una fuerza muy pequeña.

La presión de aceite en el sistema de regulación varía según el fabricante desde 3 a 15 kg/cm<sup>2</sup>

Los sistemas de regulación en las diferentes turbinas se distinguen entre ellos según el tipo de regulador, tipo de servomotor y según el elemento por el cual se transmite el comando del regulador de velocidad a la válvula de regulación; en el caso de que la regulación de la admisión a la turbina sea con válvulas múltiples, éstas deben abrir secuencialmente, es decir - que el sistema de comando para accionar las válvulas múltiples, las debe abrir una a una.

El sistema de transmisión se divide, según el modo de transmitir la señal en dos grupos:

- . Sistema mecánico, en donde la transmisión se hace por medio de palancas y levas.- Este sistema utiliza un servomotor con presión de aceite, que proporciona la fuerza necesaria para la regulación.
- . Sistema hidráulico, en donde la transmisión de la señal a la válvula de regulación se hace con aceite a presión, siendo accionada cada válvula con un servomotor propio.

A continuación se describen algunos de los sistemas más empleados.-

Sistema de regulación mecánica con transmisión de la señal por levas de traslación.- En este sistema que se muestra en la Fig. 12, sobre el vástago de cada válvula de regulación 1, se provee un rodillo 2, que se apoya sobre la barra de comando 3; la placa de la válvula es empujada hacia abajo por el resorte 4, en tal forma que su modo normal es cerrada.- Sobre la barra de comando se fijan las levas 5 que son prominencias o realces ligeramente más altos, que al entrar bajo el rodillo 2, eleva, es decir, abre la válvula; la barra 3 es movida axialmente por el sistema de palancas 6 que son accionadas por el servomotor 7 que toma el aceite de la válvula piloto 8 y ésta a su vez es accionada por el regulador de velocidad centrifugo.

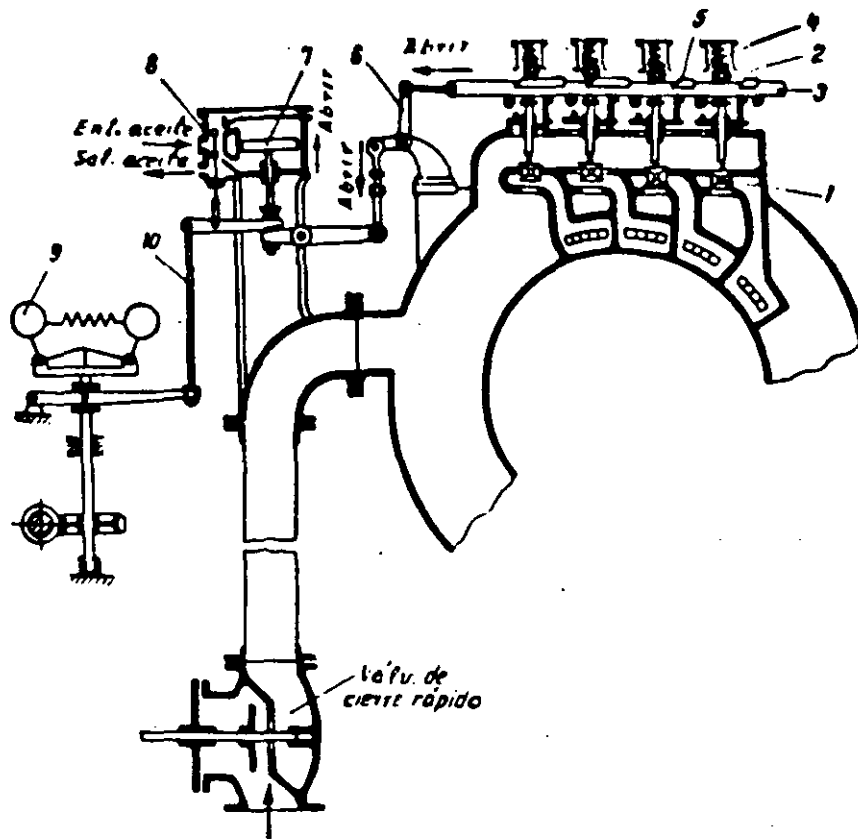


FIG 10.- Esquema de un sistema de regulación por levas de traslación

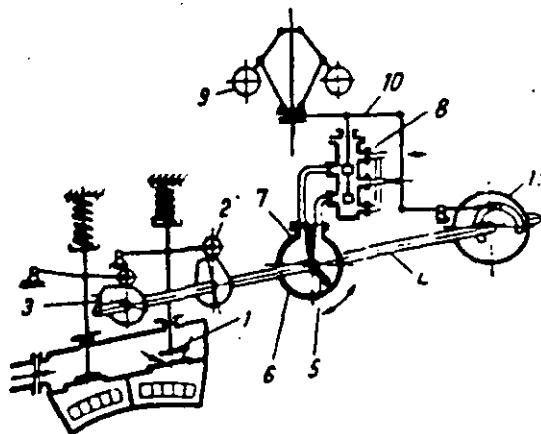


FIG 11.- Esquema de un sistema de regulación con servomotor rotativo de presión constante

Cuando la carga aumenta, la velocidad disminuye y el regulador de velocidad 9 comanda, por medio del sistema de palancas 10, bajar la válvula piloto 8 en tal forma que el aceite a presión puede entrar a la parte de abajo del servomotor 7; el pistón es impulsado hacia arriba y por medio del sistema de palancas 6 tira la barra de comando 3 hacia la izquierda, con lo cual la leva 5 entra bajo el rodillo 2 y abre la válvula 1. Las levas son colocadas en tal forma que las válvulas son abiertas secuencialmente de izquierda a derecha.

Sistema de regulación mecánico con transmisión de señal por leva rotativa.- El sistema con levas de traslación es poco usado debido a que es pesado mover la barra en sentido axial; como es más fácil girar la barra de comando, se emplea más el sistema con servomotor rotativo.

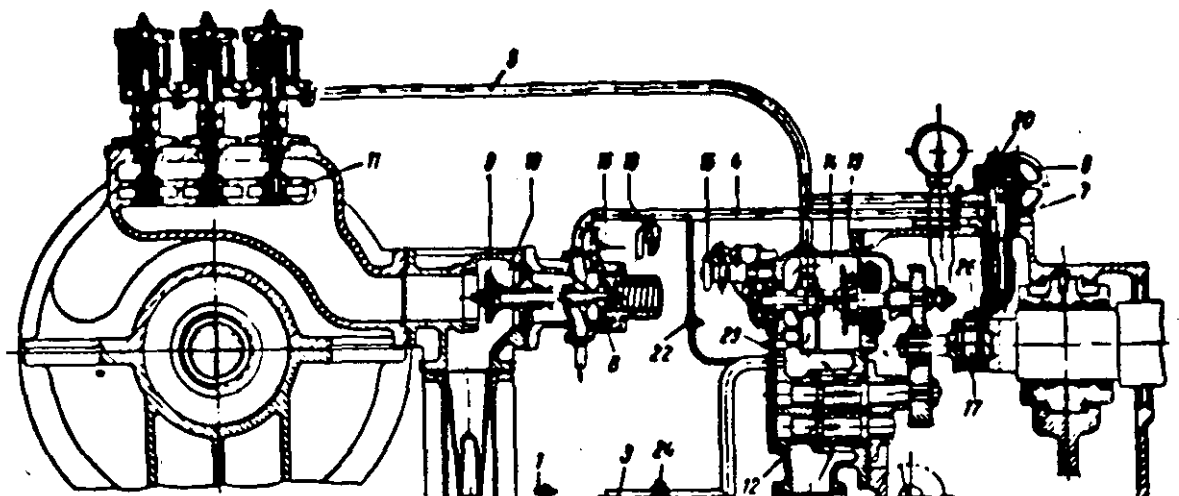
En el sistema de servomotor y levas rotativas, que se muestra en la Fig. 13, cada vástago de válvula 1 es accionado por un resorte que la mantiene cerrada y por un rodillo 2 que se apoya sobre la leva 3; las levas se montan sobre la flecha de regulación 4 que gira un cierto ángulo con la ayuda del servomotor giratorio reversible.- Este servomotor está constituido dentro de un cilindro 6 en donde la lengüeta 5 es solidaria a la flecha de regulación 4; en la parte superior del cilindro se localiza la pared fija 7 que divide al cilindro en dos cámaras.- Si por ejemplo el aceite a presión es enviado a la cámara de la izquierda, la lengüeta va a ser impulsada hacia la derecha girando la flecha de regulación en sentido contrario a las

manecillas del reloj; el aceite es enviado al servomotor por la válvula piloto 8 que está comandada por el regulador 9 y para reajustar la válvula piloto a la posición media, el extremo derecho de la palanca de comando 10 se apoya sobre la leva 11 asentada toda sobre la flecha de regulación.

Si la carga aumenta, la velocidad disminuye y el manguito del regulador 9 baja, haciendo que baje también el émbolo de la válvula piloto 8, lo cual a su vez hace que el aceite a presión penetre por el conducto de abajo a la cámara de la derecha del servomotor rotativo; por esta causa, la lengüeta gira, en sentido a las manecillas del reloj, conjuntamente con la flecha de regulación.- Las levas rotativas que se encuentran hacia la izquierda entran con su parte más resaltada debajo del rodillo 2 abriendo las válvulas de regulación y entrando una mayor cantidad de vapor a la turbina; durante este tiempo la leva de reajuste 11 eleva el extremo de la palanca 10 haciendo que la válvula piloto 8 se reajuste a su posición media.

El trabajo anterior se invierte cuando la carga en la turbina disminuye.

Sistema de regulación mecánico con transmisión de señal por leva rotativa accionada por cremallera.- Este sistema, mostrado en la Fig. 14, se encuentra en las turbinas en las que la flecha de regulación 1 es girada por una rueda dentada 2 movida por un servomotor lineal con la ayuda de la cremallera 4.



- 1.- Válv. de vapor a turbo-bomba auxiliar de aceite; 2.-Turbobomba aux. de aceite; 3.-Tubería de aceite o cojinetes; 4.-Tubería de aceite a válv. de cierre rápido; 5.-Tubería de aceite a válv. de regulación; 6.-volante manual de sincronización; 7. Valv. de aceite de regulación; 8.-Servomotor valv. de cierre rápido; 9.-Placa valv. de cierre rápido; 10.-válv. de descarga (derivación) de valv. de cierre rápido; 11.- Valv. de regulación; 12.-Bomba principal de aceite; 13.-Regulador centrífugo de vel. 14.-Crificio regulador de aceite; 15.-Volante manual de regulador de vel; 16.-Valv. de prueba de Valv. de cierre rápido; 17.-Rele centrífugo de vel; 18.-Valv. de prueba de valvs. de regulación; 19.-Filtro de aceite; 20.-Botón de disparo manual; 21. Valv. de alivio; 22.-Grifo; 23.-Valv. regulación de presión de aceite; 24.-Orificio; 25.-Tubería de retorno de aceite.

FIG 14.- SECCION DE UN SISTEMA DE REGULACION DE TURBINA

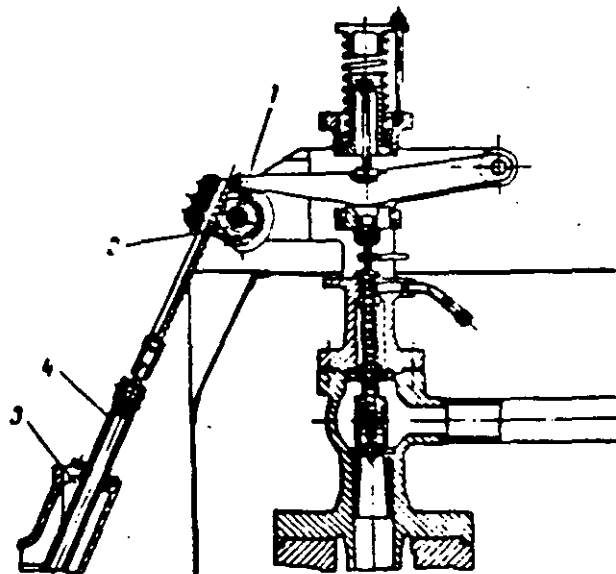
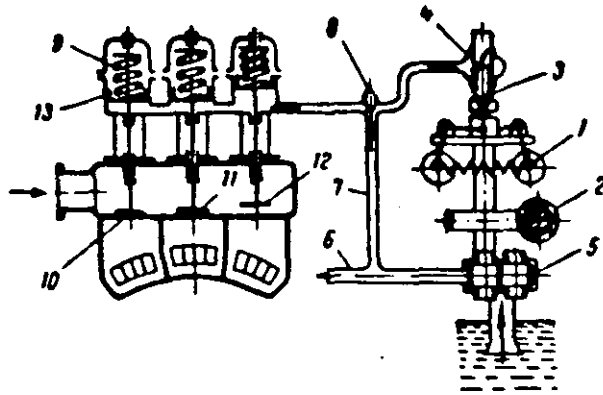


Fig 12.-Esquema de un sistema de regulación con leva rotativa accionada con cremallera

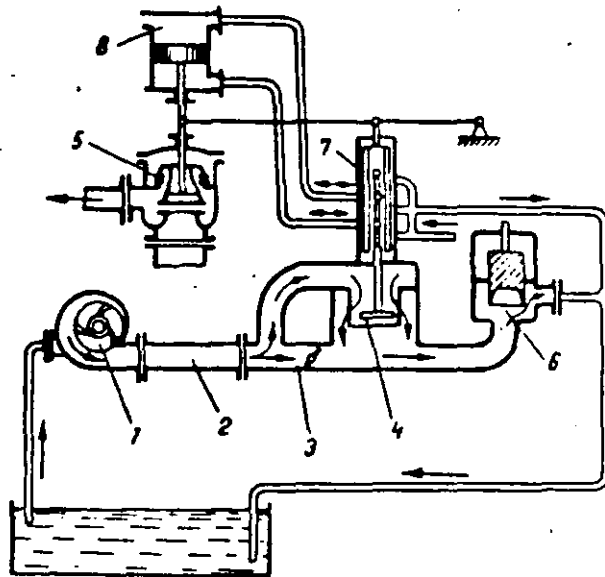
Sistema de regulación hidráulico, accionado por servomotor con presión variable de aceite.- En este sistema, que se muestra en la Fig. 15, sobre cada volante de vástago de válvulas 10, 11 y 12, está montado el pistón de un servomotor 13; sobre la cara superior de este pistón acciona un resorte 9 y sobre la cara de abajo acciona la presión de aceite que viene por la tubería 7.- La tensión del resorte es diferente para cada válvula y cuando la presión del aceite es poca, se abre la válvula del resorte con más poca tensión; aumentando la presión del aceite, se abren las válvulas con tensión media y así hasta las de mayor tensión.

La presión del aceite está dada por la bomba de engranes 5 y una parte del aceite sale por un reductor de presión por la tubería 6 hacia los cojinetes y la otra parte entra a la tubería 7 que la conduce hacia los servomotores; una variación de presión se logra dejando escapar una parte del aceite fuera de la tubería y si la cantidad que escapa es mucha, entonces la presión disminuye y se cierran las válvulas de regulación.- El escape de aceite se hace por el orificio 4, que es cerrado parcialmente por el pistón 3 de sección oblicua accionado por el regulador centrífugo 1; cuando el pistón sube el orificio se cierra mucho y la presión de aceite sube.

Cuando la carga aumenta los pesos del regulador 1 se aproximan y por medio de la palanca acodada eleva el manguito; el arreglo del manguito del regulador impulsa el pistón 3 que cierra el orificio 4, haciendo que



5  
 FIG 13.- Esquema de un sistema de regulación hidráulico de servomotor con aceite a presión variable



7  
 FIG 13.- Esquema del principio de un sistema de regulación hidromecánico



la presión de aceite en la tubería aumente, lo cual - impulsa los pistones de los servomotores para abrir - las válvulas de regulación.- La cantidad de aceite - que fluye hacia los servomotores puede ser regulada - con la ayuda del grifo 8.

Este esquema de regulación es utilizado por el fabricante de turbinas Brown Boveri, mismo que se muestra en la Fig. 16.

Sistema de regulación hidráulico.- En este sistema, - que se muestra esquemáticamente en las Fig. 17, el regulador centrífugo está sustituido por una bomba centrífuga de aceite de fabricación especial.

La bomba centrífuga 1, que es accionada por la flecha de la turbina, envía el aceite por la tubería 2 en - donde se encuentra la válvula 3 que produce una caída de presión en el aceite por laminación o estrangulación; la caída de presión es proporcional al cuadrado de la velocidad, es decir, que mientras mayor cantidad de aceite envíe la bomba, mayor es la caída de - presión.- Antes de la válvula, la tubería se ramifica saliendo una alimentación hacia el pistón del servomotor 4.

Cuando la carga en la turbina disminuye, la velocidad de la flecha y de la bomba aumentan y ésta envía una mayor cantidad de aceite que produce una mayor diferencia de presión creada por la válvula 3; esto hace que la presión en la cara de abajo del pistón 4 disminuya y en la cara superior aumente, que producen un -

movimiento del pistón 4 hacia abajo, cerrando la válvula de entrada de vapor a la turbina 5.

En la realidad, el sistema es más complicado, debido a que, para producir una fuerza abastante grande, se debe amplificar la diferencia de presión por medio de los dispositivos 6, 7 y 8.

d).- Sincronizador o cambiador de velocidad

En las turbinas de vapor que accionan generadores eléctricos, existe una relación bien definida entre la velocidad de la turbina y la potencia producida; esta relación se denomina "característica estática del sistema de regulación" y puede determinarse por cálculo o bien obtenerse midiendo la velocidad de la turbina a diferentes cargas.

La característica estática de un sistema de regulación se representa gráficamente en un diagrama en donde, en el eje horizontal (abscisa) se anota la potencia de la turbina y en el eje vertical (ordenada) la velocidad, como se muestra en la Fig. 18.

La diferencia entre la velocidad en vacío  $n_1$  y la velocidad a la potencia nominal  $n_2$ , expresada en % de la velocidad media  $n_m$  (media aritmética de las velocidades  $n_1$  y  $n_2$ ), se conoce como "estatismo" ( $\delta$ ) y se calcula de acuerdo con la siguiente relación:

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_m} \times 100, \text{ en } \%$$

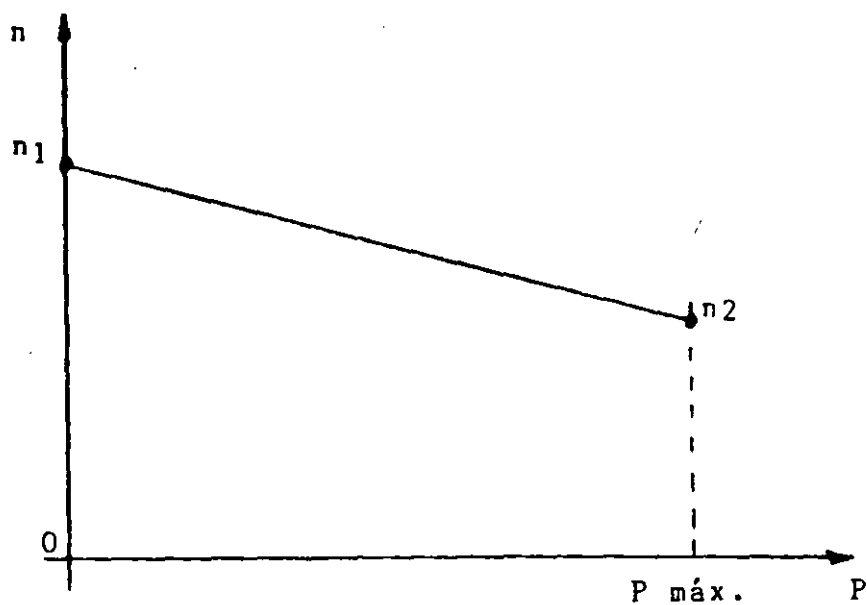


FIG. 18 Característica estática de un sistema de regulación de un turbo-generador

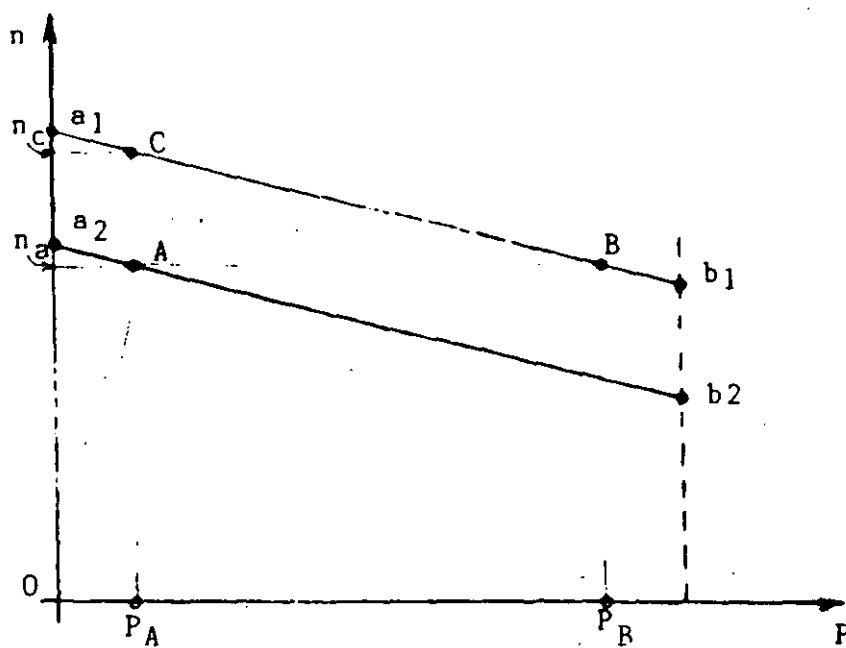


FIG. 19 Característica estática de regulación de una turbina con sincronizador.

El grado de "estatismo" debe estar comprendido entre 3% y 5%. Los sistemas de regulación de las turbinas - de vapor contienen, además de los elementos indicados en los esquemas descritos anteriormente, un dispositivo llamado, "sincronizador" o cambiador de velocidad, el cual tiene la función de cambiar la característica estática del regulador.

Si el sistema de regulación de una turbina no tiene - sincronizador, a cada velocidad del rotor le corresponde una sola posición bien determinada del manguito del regulador centrífugo o bien una sola posición de la válvula de admisión, es decir, una sola potencia - producida bien determinada.- Las turbinas que funcionan en este caso, tienen una característica de regulación única, como se muestra en la Fig. 18.

Si en un sistema de regulación cualquiera se puede modificar ya sea la posición del manguito del regulador centrífugo, sea la posición de un punto de la articulación, etc., en tal forma que la válvula de admisión pueda tener diferentes posiciones para una velocidad de la turbina, ésta va a poder desarrollar a dicha velocidad, diferente potencia; en otras palabras, la - turbina va a poder trabajar con diferente característica estática de regulación desplazada una frente a - la otra, es decir, paralelamente.- Esta característica va a estar comprendida entre dos características - extremas que corresponden al intervalo en el que puede intervenir el sincronizador; en la Fig. 19 se muestran las dos características extremas  $a_1 b_1$  y  $a_2 b_2$ .

Las turbinas provistas con sincronizador, pueden trabajar con diferente potencia a una velocidad (funcionamiento en paralelo) o con diferente velocidad una potencia (funcionamiento aislado), por ejemplo, en la Fig. 19 puede observarse que la turbina puede funcionar a la velocidad  $n_B$  produciendo cada potencia comprendida entre  $P_A$  y  $P_B$  o puede funcionar con la potencia  $P_A$  a cada velocidad comprendida entre  $n_B$  y  $n_C$ .

El diseño de sincronizadores varía mucho, por lo que solo se describirá el dispositivo empleado en el esquema de la Fig. 11.

En este sistema (de la Fig. 11), la velocidad se modifica cambiando el punto de articulación C entre la palanca abc y el vástago de la válvula de regulación 4; si por ejemplo, el punto de articulación C se mueve hacia arriba, la palanca abc eleva la válvula piloto 6 sin que el regulador dé algún comando.- La elevación de la válvula piloto hace que el aceite a presión penetre en la cámara  $C_0$  del servomotor 7, haciendo que el pistón 8 se mueva hacia abajo cerrando la válvula de regulación 4, con lo que se introduce una cantidad menor de vapor a la turbina y la velocidad disminuye.- El punto de articulación C puede ser desplazado manualmente o con la ayuda de un motor eléctrico.

Las turbinas de vapor que accionan generadores eléctricos pueden funcionar aisladas o en paralelo.- En el primer caso, la velocidad de la turbina depende de

la carga y la desviación de la velocidad del valor me  
dio está condicionada al grado de estatismo del sistema  
de regulación.

En el caso de funcionamiento en paralelo, cuando el -  
generador suministra energía a la red eléctrica, la -  
velocidad de la turbina está impuesta por la frecuen-  
cia de la red y todas las turbinas que trabajan en -  
paralelo funcionan con esta velocidad; en esta forma  
la carga de cada turbina se reparte automáticamente -  
de acuerdo con su característica estática de regula--  
ción.

El desplazamiento de la característica estática de re  
gulación con ayuda del sincronizador o cambiador de -  
velocidad es obligatoria para poner en funcionamiento,  
repartir la carga adecuadamente y parar una turbina.

#### D.- REGULADOR "ASTATICO" Y REGULADOR "ESTATICO"

Para la definición de estos reguladores, se empezará por describir el regulador centrífugo que también se conoce como péndulo-centrífugo.

Un péndulo centrífugo consiste, esencialmente de un par de masas simétricas con relación al eje de giro, que es impulsado por la flecha de la turbina y quetienden a separarse con una fuerza proporcional al cuadrado de la velocidad, contra la acción de un resorte antagonista; el péndulo fija la posición constantemente de la válvula piloto que distribuye aceite a presión a una u otra carga del pistón que posiciona la o las válvulas controladoras de flujo de vapor.

La velocidad de la máquina fija la posición del péndulo y ésta la posición de las válvulas de vapor a través del "Servomotor" constituido por el piloto y el pistón.

En la figura 20, se representa el esquema de un gobernador semejante al descrito. La palanca AC, está articulada en A al péndulo, en B a la válvula piloto y C es un punto fijo; el aceite a presión es admitido por el conducto F y descarga por los conductos  $G_1$  y  $G_2$  dependiendo de la posición del piloto.

El péndulo que consta de dos masas articuladas a un manguito, también está articulado a la palanca A C; si el peso de cada una de las masas es W, éstas tenderán a separarse con una fuerza Q, cuyo valor será:  $Q = \frac{W}{2g} w^2 r$  siendo w la velocidad angular en rad/seg. y g la aceleración de la gravedad. Si se representa la fuerza del resorte en función de la velocidad angular (fig. 21), se tiene una serie de rectas que pasan por el origen por ejemplo OA para una velocidad angular w cualquiera.

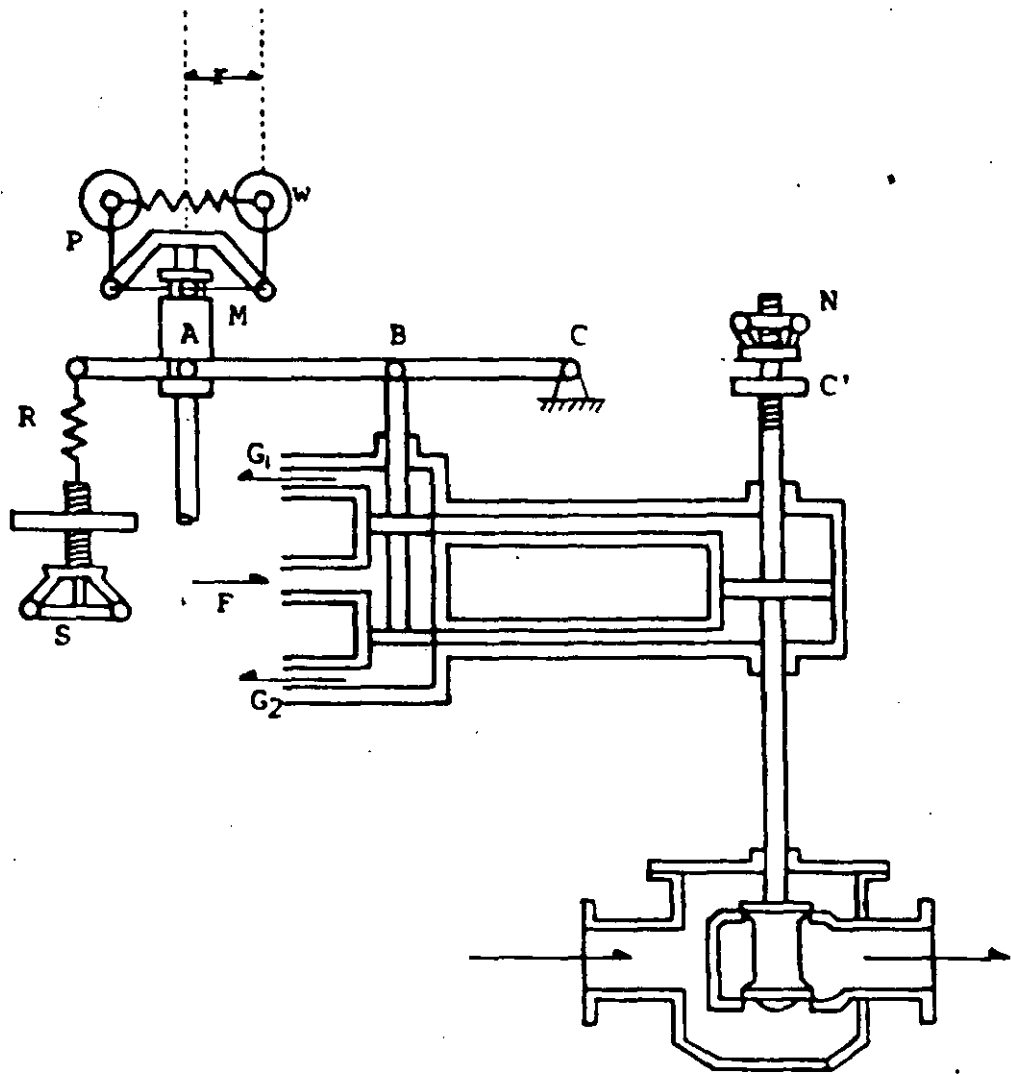


FIG .-ESQUEMA DE UN GOBERNADOR "ASTATICO"



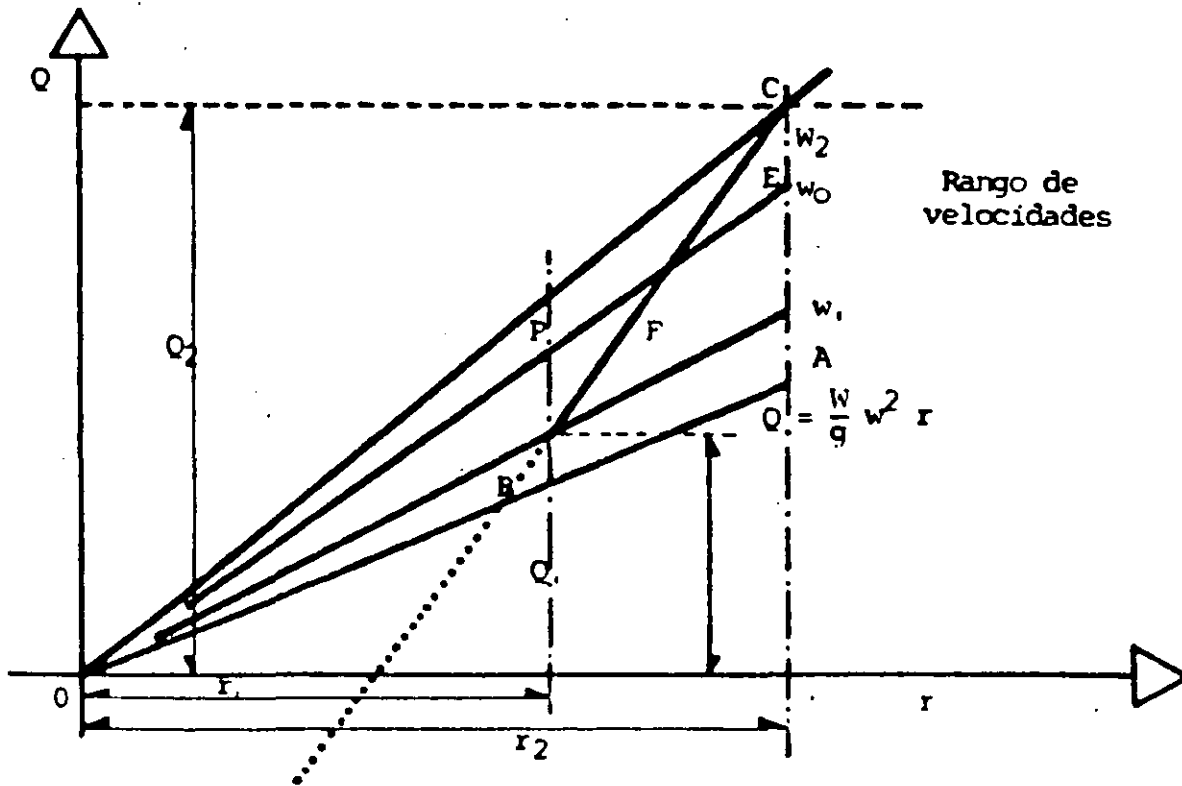


FIG .-FUERZA DEL RESORTE EN FUNCION DE LA VELOCIDAD ANGULAR DE UN REGULADOR CENTRIFUGO.

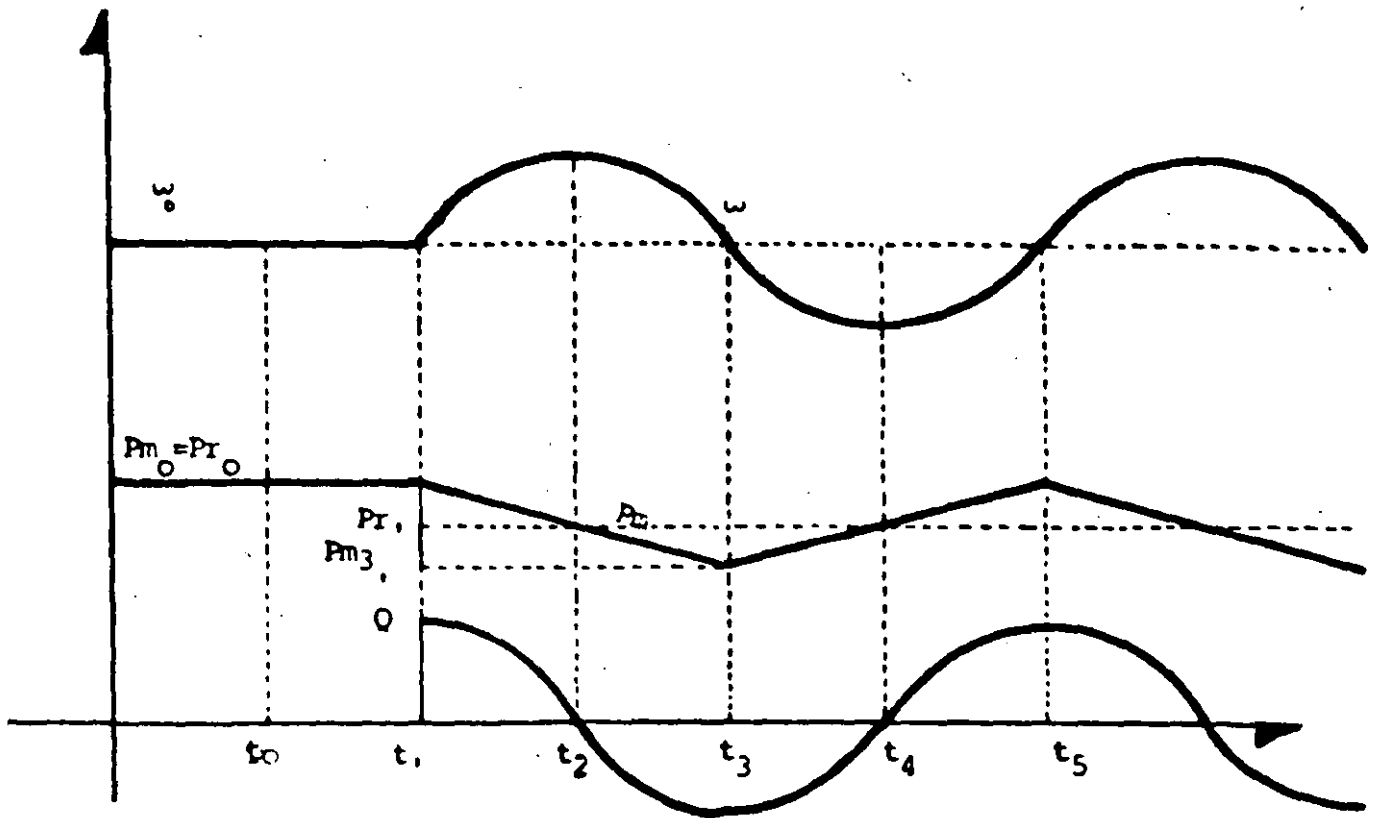
Es lógico que el péndulo necesariamente tendrá dos posiciones - extremas correspondientes a los radios mínimo y máximo de operación  $r_1$  y  $r_2$  y si se desea que la velocidad sea  $w_1$  para que comience a abrir el péndulo y  $w_2$  para que alcance su posición de máxima apertura, la característica del resorte tendría que ser, según la define la recta C B; si  $w_0$  es la velocidad normal que se desea mantener, F sería el punto normal de Operación. Si a un gobernador operando a su velocidad normal se le separan las masas de su posición de equilibrio y se sueltan bruscamente, el péndulo efectuará una serie de oscilaciones antes de tomar nuevamente su posición de equilibrio; mientras más grandes sean -- las masas mayor será el tiempo requerido para la estabilización, pero también se requiere que el péndulo desarrolle fuerza suficiente para vencer las fuerzas de fricción propias del mecanismo. De aquí se deduce que hay preferencia por masas pequeñas pero operando a altas velocidades angulares.

Volviendo a la figura 20, se analizará el gobernador descrito -- anteriormente, de acuerdo con la figura 22:

Cuando la velocidad  $w=w_0$ , el servomotor estará en equilibrio, - cuando  $w>w_0$  el servomotor estará abriendo las válvulas y cuando  $w<w_0$  el servomotor estará cerrando las válvulas.

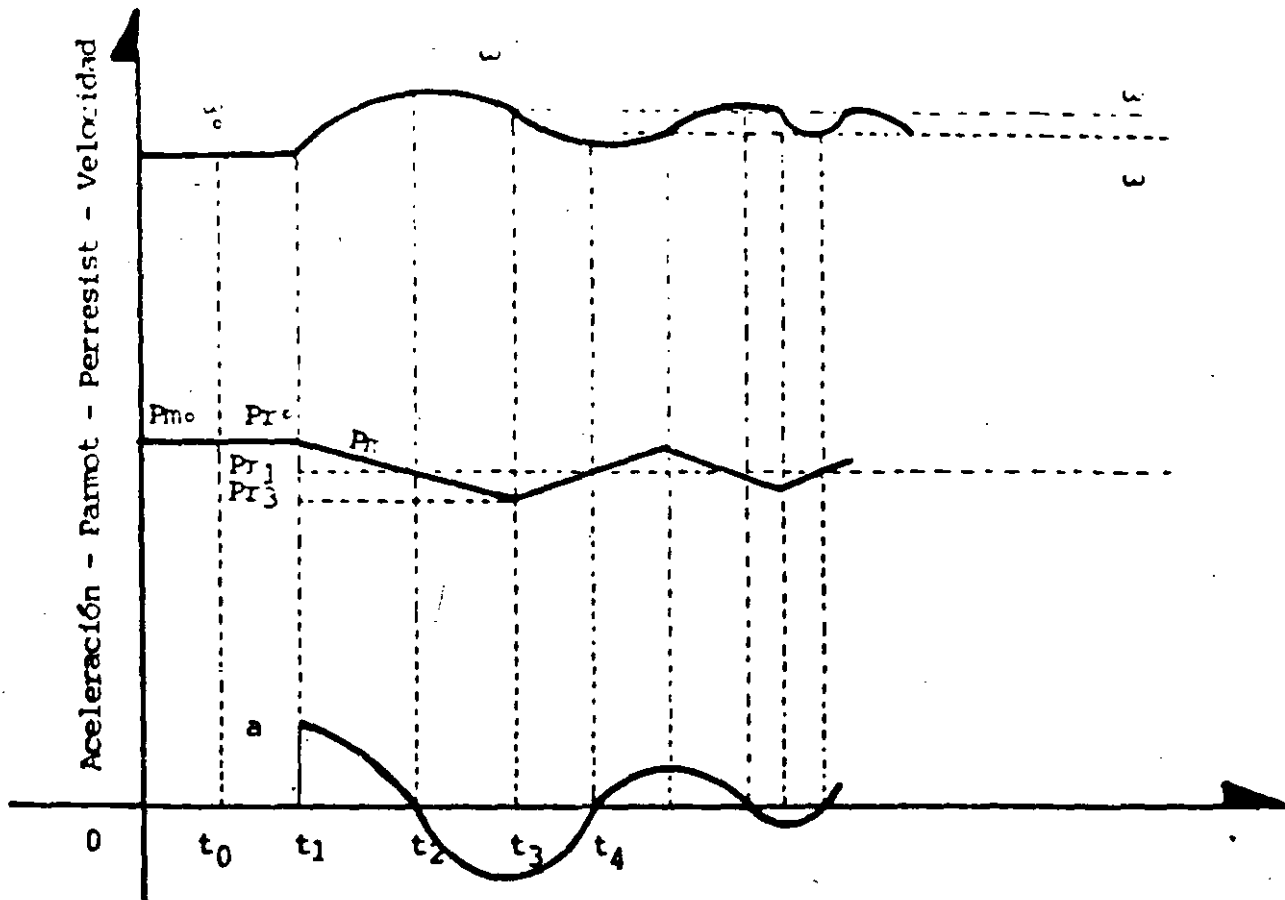
En el momento  $t_0$ , el par motor es igual al par resistente, es - decir,  $P_{m0}=P_{r0}$ , la velocidad está en su valor normal  $w_0$  y la -- aceleración es por lo tanto cero.

En el instante  $t_1$ , la carga de la red disminuye y el par resistente desciende al valor  $P_{r1}$  ; se manifiesta de inmediato la aceleración al, la velocidad crece y el servomotor comienza su carrera para cerrar las válvulas de vapor; el par motor comienza a descender. En el instante  $t_2$  el par motor se iguala al par resistente y la aceleración alcanza su valor cero nuevamente; la velocidad deja de crecer alcanzando su máximo valor. Como la velocidad  $w > w_0$  , el servomotor sigue su carrera de cierre, el-



22

FIG .-COMPORTAMIENTO DE UN REGULADOR "ASTATICO"



24

FIG .-COMPORTAMIENTO DE UN REGULADOR "ESTATICO"

par motor desciende a valores menores ( $P_m < P_{r1}$ ) y la aceleración toma valores negativos; la velocidad desciende y cuando  $w = w_o$  el servomotor se detiene, alcanzando la aceleración su valor mínimo.- Esto ocurre cuando el tiempo vale  $t_3$  pero en éste momento el par resistente es mayor que el par motor y la velocidad sigue descendiendo.

En cuanto  $w < w_o$  el servomotor inicia su carrera de regreso para abrir las válvulas de vapor, crece la aceleración y cuando alcanza su valor cero y la velocidad su valor mínimo el par motor se ha igualado al par resistente ( $P_r = P_m$ ); como la velocidad  $w$  está en un valor  $w < w_o$ , el servomotor continúa su carrera de apertura de válvulas, la aceleración toma valores positivos crecientes y la velocidad crece hasta alcanzar el valor  $w = w_o$  y la aceleración alcanza su valor máximo porque el servomotor se detiene. El sistema no está en equilibrio porque cuando  $w = w_o$ ,  $P_m > P_{r1}$  y la aceleración está en su máximo valor; son condiciones iguales al instante  $t_1$ . En éste momento  $t_5$ , el servomotor inicia ciclo igual que el anterior. La velocidad continuará oscilando indefinidamente alrededor de  $w_o$ . Aunque la velocidad oscila se mantendrá en un valor medio  $w_o$ , que se supone es la normal, independientemente del valor que tenga la carga. Tal gobernador se conoce como astático o Isocrono. ~~Retroalimentación y "estatismo".~~

*Retroalimentación y "estatismo"*

En la figura 23, similar a fig. 20, se ha prolongado el vástago del servomotor hacia arriba para roscar un manguito con una muesca y un volante, se suprimió el punto fijo C y el extremo de la palanca A C ya no es C sino C', articulando el manguito roscado de referencia.

Es interesante ahora observar lo siguiente:

Si la velocidad desciende de su valor normal, el péndulo se cierra, y el punto A desciende; C' es un punto fijo, por el momento, y el servomotor inicia su carrera ascendente, porque el

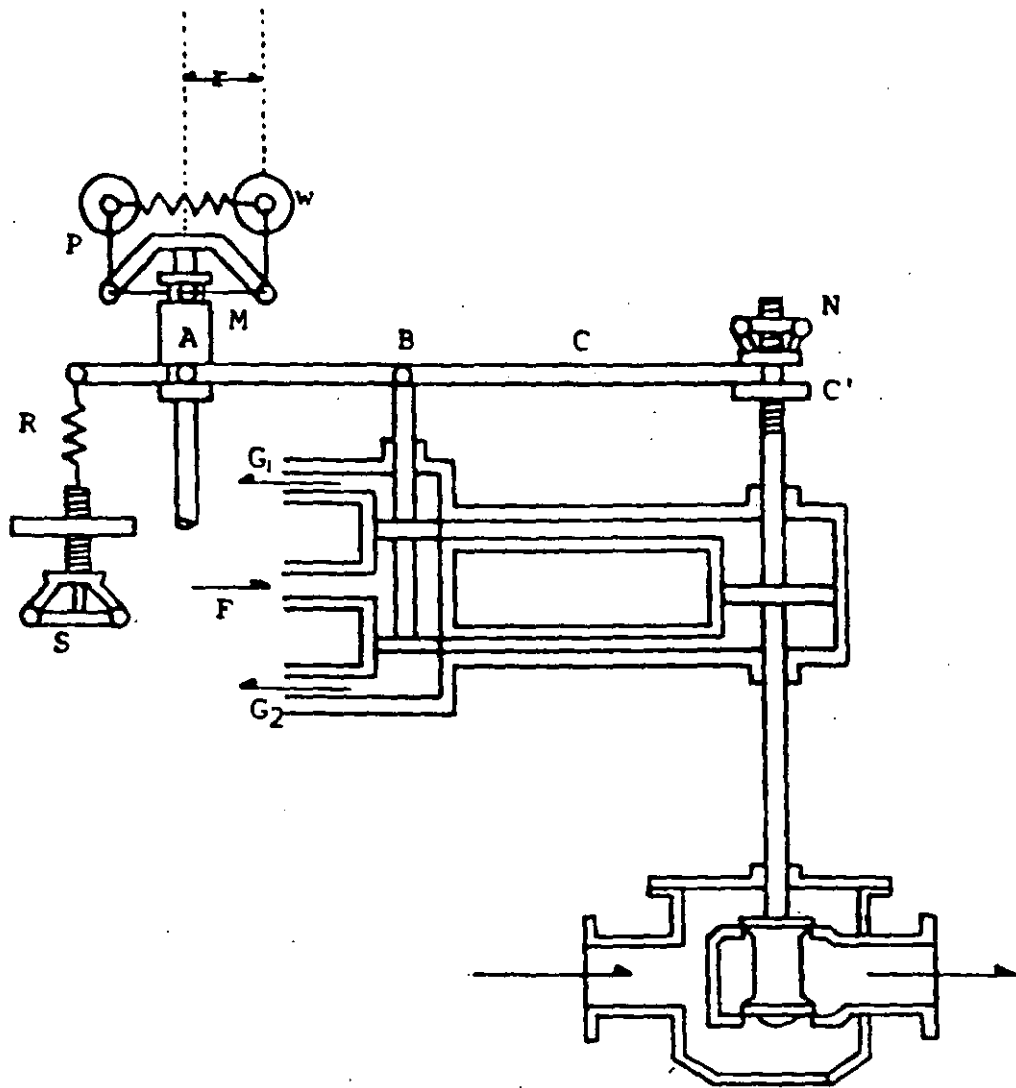


FIG .- ESQUEMA DE UN GOBERNADOR "ESTATICO"

piloto ha descendido, pero al ascender el punto C' tiende a centrar nuevamente el piloto y por lo tanto detener la carrera del servomotor. La posición del piloto ya no depende solamente del péndulo, esto es de la velocidad de la máquina, sino que interviene también la posición del servomotor, ésto es de la carga.

Cada posición del punto  $C^1$  determina una nueva velocidad del péndulo para centrar al piloto; mientras más arriba se encuentre  $C^1$  más cerrado tendrá que estar el péndulo y la velocidad de equilibrio será más pequeña.

La palanca A  $C^1$  ya no tendrá punto fijo permanente, por eso se le conoce como "Palanca Flotante".

Este regulador se conoce como "Regulador Estático" y su velocidad de equilibrio será más pequeña a medida que sube la carga de la máquina. Si se desea volver a la velocidad original  $w_0$ , habrá necesidad de actuar sobre el manguito roscado N que se conoce como "Sincronizador" ó "Cambiador de Velocidad". También se puede cambiar la velocidad de la máquina actuando sobre el volante S para modificar la tensión del resorte R, contra el que se mueve el manguito A del regulador.

Comportamiento del regulador estático.

Es importante notar, volviendo a la figura 23, que la posición del piloto no solamente depende de la apertura del péndulo sino que también depende de la posición del pistón del servomotor; mientras más abiertas estén las válvulas reguladoras de flujo de vapor, más alto estará el punto  $C^1$  y para que el piloto tome su posición central de equilibrio es necesario que el péndulo trabaje más cerrado, esto es, mientras más carga tenga la máquina, menor será la velocidad para que el servomotor detenga su carrera y tome así su posición de equilibrio. El servomotor autoajusta su velocidad de equilibrio para cada valor de la carga; como aquella

va siendo más y más baja a medida que ésta aumenta se concluye -- que la turbina pierde velocidad a medida que la carga aumenta, -- por esto se dice que el gobernador tiene una "caída de velocidad". La figura 23, es esquemática ya que la palanca flotante no está articulada al vástago directamente, sino que el movimiento del -- servomotor reposiciona el punto  $C^1$  a través de un mecanismo, para que el piloto tome una nueva posición; esto se conoce como retroalimentación y es susceptible de ajustarse para fijar las características del regulador.

El funcionamiento del regulador con retroalimentación, se muestra en la fig. 24. En el momento  $t_0$ , el gobernador se encuentra en reposo y en equilibrio; la velocidad está en su valor normal  $w_0$ , el par motor y el par resistente son iguales ( $P_{mo} = P_{ro}$ ) y por lo tanto no se manifiesta aceleración alguna.

En el instante  $t_1$ , se produce una pérdida de carga de la turbina y el par resistente desciende al valor  $P_{r1}$  y como  $P_{mo} > P_{r1}$ , se manifiesta una aceleración positiva que hace ascender a la velocidad; el servomotor actúa cerrando las válvulas y el par motor desciende. En el instante  $t_2$  los pares motor y resistente se igualan, la velocidad alcanza su máximo valor y la aceleración se hace nula; como el servomotor ha tomado una posición de menor carga, y debido al desplazamiento del punto  $C^1$  (figura 23) habrá una nueva velocidad de equilibrio  $w' > w_0$ . - Como la velocidad  $w > w'$ , el servomotor sigue cerrando y el par motor sigue disminuyendo y se tiene entonces  $P_{r1} > P_m$ ; la velocidad desciende y cuando alcanza el valor  $w_1$  (instante  $t_3$ ) el servomotor se detiene. La aceleración a llegado a su valor el mínimo, pero como  $P_{r1} > P_m$  la velocidad sigue disminuyendo y el servomotor inicia su carrera de regreso; comienza a crecer entonces el par motor y cuando se iguala con  $P_{r1}$  la velocidad alcanza su mínimo valor y la aceleración se hace nula - (instante  $t_4$ ), la velocidad es menor que la de equilibrio y el -- servomotor continúa su carrera de regreso y la velocidad normal cambia de  $w_1$  a  $w_{11}$ ; al crecer  $P_m$  por arriba de  $P_{r1}$  la velocidad comienza a aumentar y cuando llega al valor  $w_{11}$  se detiene nueva-

mente el servomotor. Se vé claramente que las oscilaciones de la velocidad se amortiguan rápidamente tendiendo a acercarse más y más al valor  $w_1$  que es la nueva velocidad de equilibrio es decir, cuando se tiene velocidad normal y además se tiende a  $P_m = P_r$  en que al regulador se estabiliza. Se observa facilmente que el regulador "Estático" es decir con "Estatismo" no propicia el péndulo de la velocidad sino que tiende a estabilizarla rápidamente.

Si se traza una gráfica velocidad-apertura gobernador, que es exactamente lo mismo que la gráfica frecuencia-carga, se obtiene una gráfica semejante a la de la fig. 18 si el regulador tiene características de caída de velocidad, es decir, si el regulador tiene estatismo. En las máquinas con regulador "astático" la curva  $N_1-N_2$  es paralela al eje de la potencia (abscisa), es decir, que no tiene caída de velocidad.

#### Comportamiento en paralelo del regulador "astático"

Si una máquina con regulador "astático" opera sola alimentando una red la frecuencia oscilará alrededor de una frecuencia media, pero el momento de inercia de todas las cargas dinámicas conectadas a la red operan como un volante de una máquina alternativa y tienden a estabilizar la frecuencia. Operando la máquina en paralelo con otras máquinas se presentan dificultades especiales; si entra más carga a la red y la frecuencia está fija en  $N_1$ , el regulador de la máquina "siente" que la frecuencia está más baja que el valor normal y el regulador comienza a abrir más y más las válvulas de vapor. Si la frecuencia no vuelve a su valor normal el regulador abrirá más y más hasta sobrecargar la máquina, abriendo las válvulas de vapor totalmente.

Si por el contrario sale carga de la red y la frecuencia se fija en  $N_2$ , el regulador comienza a cerrar más y más mientras la frecuencia permanezca más alta que la normal hasta descargar totalmente la máquina.



Se entiende fácilmente, entonces, que el regulador astático "no ve la carga" de la máquina y por lo tanto la hace inestable en cuanto al valor de esta.

Si una máquina tiene una característica de estatismo según AA' (fig. 24-A) y otra la tiene según BB' y ambas alimentan una red operando en paralelo, la primera lleva a la carga Q A, y la segunda la carga QB1 a la frecuencia en su valor normal  $N_0$ ; si entra carga adicional a la red y la frecuencia se fija en el valor  $N_1$ , la primera incrementará su carga según QA2 y la segunda según QB2 de acuerdo con sus características de estatismo. La segunda máquina incrementa más su carga con relación a la primera porque su estatismo es menor. Se puede concluir que las máquinas moverán más su carga en los cambios de frecuencia de la red a medida que su estatismo es mejor.

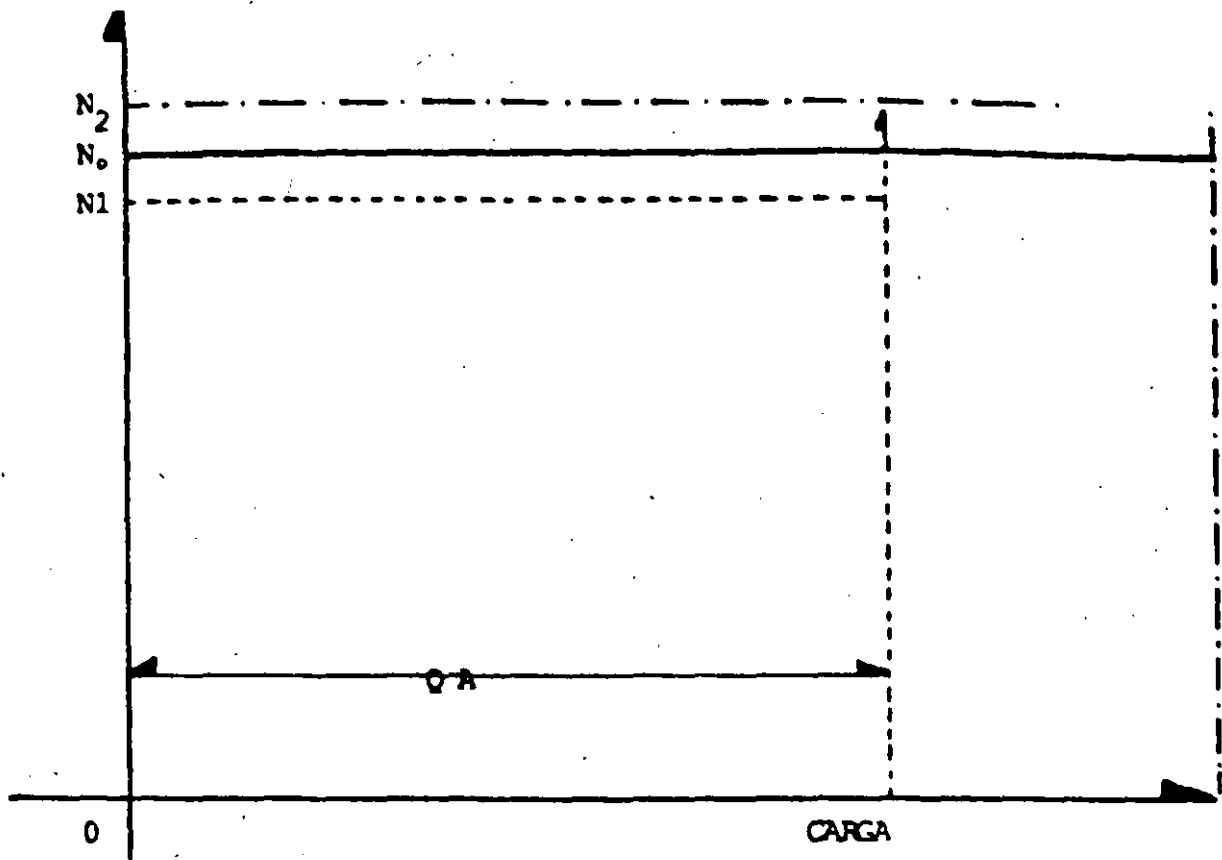
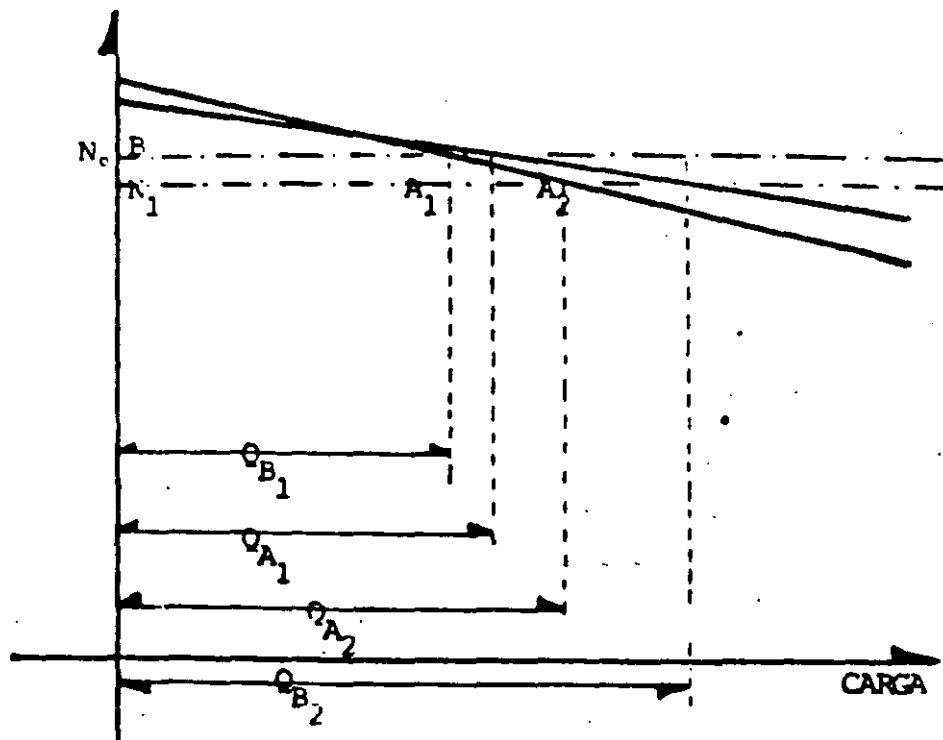


FIG .- COMPORTAMIENTO EN PARALELO DE UN REGULADOR "ASTATICO"



24-A  
 FIG .- COMPORTAMIENTO EN PARALELO DE MAQUINAS CON REGULADOR "ESTATICO"

## II.- PROTECCION

La alimentación continua de Energía Eléctrica a los consumidores, especialmente en las Centrales Eléctricas de redes interconectadas, no es posible sin asegurar una buena protección a todos los elementos del sistema energético y sin tener un buen sistema de automatización.

Un diseño correcto, montaje adecuado y una explotación cuidada no pueden impedir la aparición de situaciones anormales en el funcionamiento de las instalaciones de turbinas de vapor y en el caso de su aparición, se debe hacer un paro rápido de la instalación para impedir su deterioro que ocasionaría reparaciones costosas y de larga duración. La salida de funcionamiento de instalaciones vitales para la turbina, como la de regulación, lubricación, condensación, cojinete axial, sobrevelocidad etc. pueden ocasionar una rápida avería del grupo, imposibilitando la intervención eficaz del personal de Operación para efectuar un paro rápido en un tiempo muy corto.

En otros casos como vibración anormal, ruptura de álabes, defectos en el cojinete radial, curvatura de la flecha, etc., el funcionamiento de la turbina se vuelve peligroso, siendo necesario pararla rápidamente.

De acuerdo con lo anterior, las turbinas están provistas con disparos automáticos de protección, que tienen las dos funciones principales siguientes:

- Detección de régimen anormal, no permisivo, de funcionamiento de la instalación y señalización para evitar la aparición de averías.
- Paro del grupo turbogenerador en ciertos casos graves, evitando el deterioro de partes complicadas o de mayor valor económico.

Los disparos automáticos de protección, no pueden impedir la aparición de situaciones anormales en el funcionamiento de las instalaciones de la turbina y su propósito es el de parar el desarrollo o limitar sus efectos. Los dispositivos de protección deben ser confiables, sensibles, absolutamente seguros y trabajar muy rápidamente, sin embargo, esto no excluye el control de seguridad que debe ejercer al personal de operación.

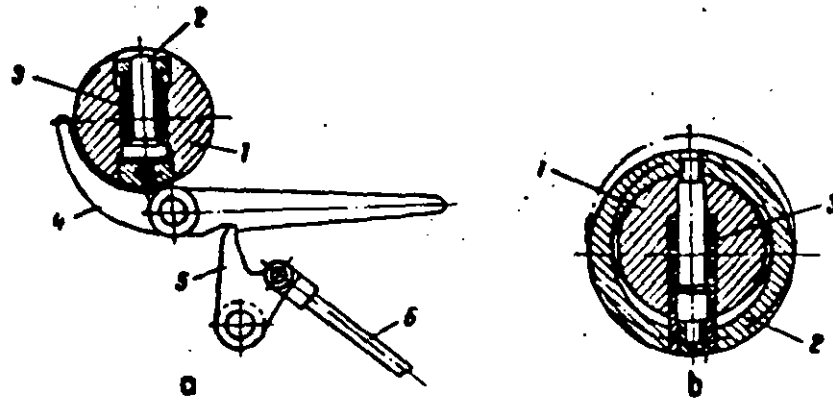
Para parar el turbogenerador se necesita interrumpir la alimentación de vapor a la turbina y desconectar el generador -

eléctrico de la red, es decir deben de cerrarse todas las --  
válvulas de vapor (válvulas de cierre rápido o paro, válvulas  
de regulación y válvulas de extracción de vapor) y se debe --  
abrir el interruptor del generador eléctrico.

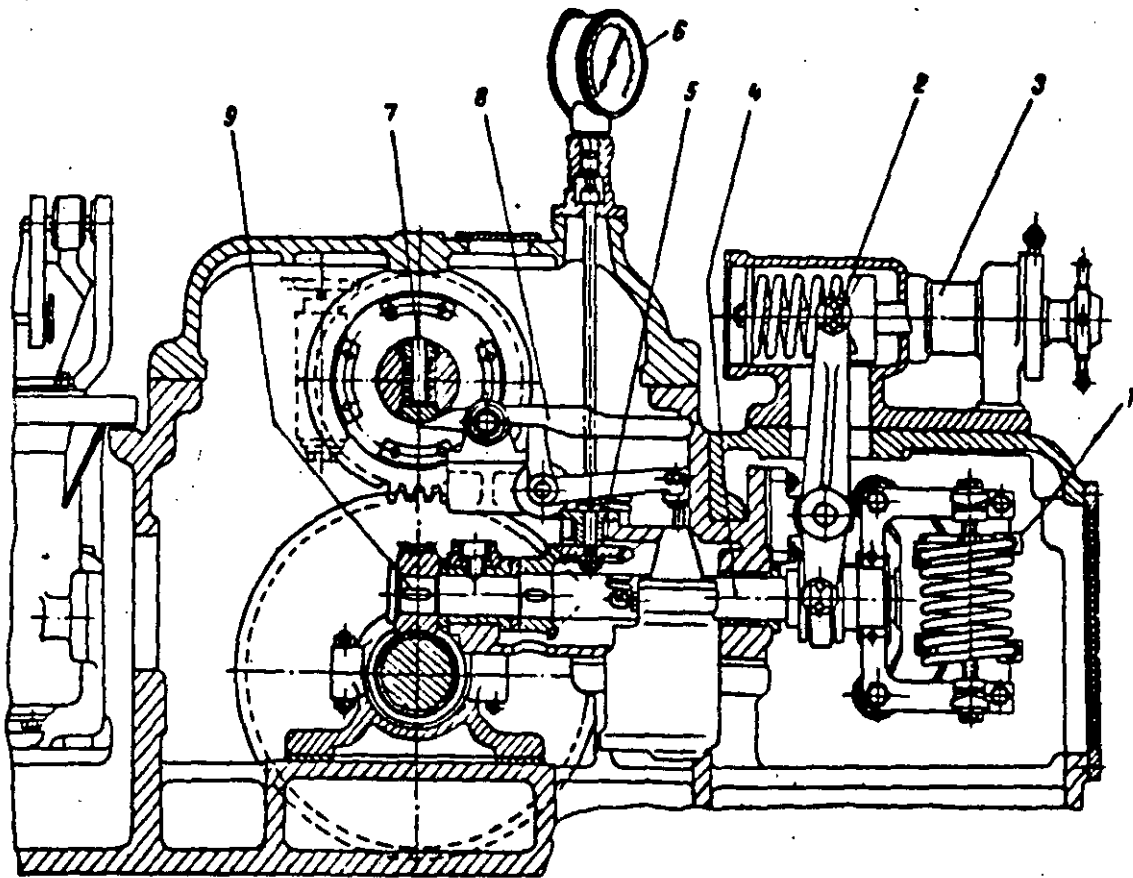
Todas las válvulas de vapor se proveen con accionamiento hi--  
dráulico con aceite y cierran cuando existe una caída de pre--  
sión de aceite en el dispositivo de accionamiento. Esto es el  
principio básico para la construcción de la instalación de --  
protección de la turbina.

La instalación de protección de una turbina de vapor moderna--  
comprende un número grande de dispositivos, siendo los más im  
portantes los siguientes:

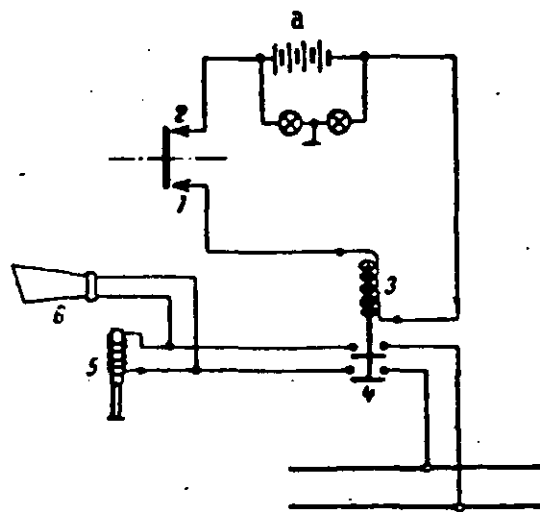
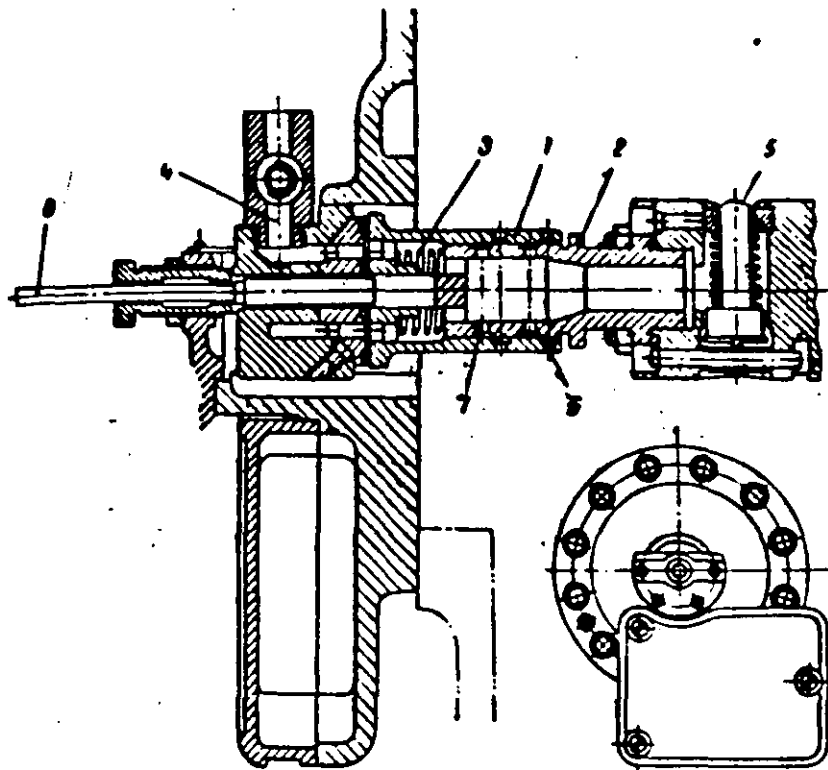
- . Dispositivo de protección contra la sobrevelocidad (Figs. 25  
y 26)
- . Dispositivo de protección contra desplazamiento --  
axial del rotor. (Fig. 27)
- . Dispositivo de protección contra la caída de presión  
en el circuito de aceite de lubricación y de regula--  
ción.
- . Dispositivo de protección contra el aumento de presión  
en el condensador (pérdida de vacío)



DISPARO POR SOBREVOLUCION. a. TORNILLO; 1. Flecha; 2. Tornillo; 3. Resorte; 4. Eslabón; 5. Gancho; 6. Eslabón a la válvula de cierre rápido; b. EXCENTRICO; 1. Flecha; 2. Excéntrica; 3. Resorte.



REGULADOR DE VELOCIDAD Y DISPARO POR SOBREVOLUCION; 1. Regulador de velocidad; 2. Eslabón oscilatorio; 3. Sincronizador; 4. Flecha de transmisión; 5. Transmisión a tacómetro; 6. Tacómetro; 7. Disparo por sobrevelocidad; 8. Eslabón; 9. Reductor.



b

DISPARO POR DESPLAZAMIENTO AXIAL DEL ROTOR  
 a. MECANICO; b. ESQUEMA ELECTROMAGNETICO.

- . Relevador limitador de carga por caída de presión de vapor vivo.
- . Relevador limitador de carga por pérdida de vacío.
- . Dispositivo de protección en el caso de aumento o -- caída de temperatura de vapor de alimentación (con - retraso de tiempo de 10 minutos).
- . Dispositivo de protección en la carcasa de media pre sión y sobrecalentador intermedio, en el caso de aumento de temperatura de vapor en el sobrecalentador-intermedio.
- . Dispositivo de protección contra la introducción de vapor de los calentadores de agua de alimentación.
- . Relevador por el aumento de nivel del agua en la par te de vapor en los calentadores del ciclo.
- . Dispositivo de protección en el caso de flexión de - la flecha de la turbina.
- . Relevador de detección cuando se pasan los parámetros siguientes: vapor vivo, temperatura de la carcasa, - conductividad del condensado, temperaturas límites - en los segmentos de cojinete axial y cojinete radial, máxima amplitud admisible de vibración, bajo nivel - del tanque de aceite, caída de presión de aceite lubricante, caída de vacío en el condensador, etc.



- . Cuando la entrada de energía a la turbina es insuficiente para impulsar el generador, ocurre la motorización que es perjudicial para los álabes de la turbina que se sobrecalientan por pérdida del efecto de ventilación del flujo de vapor.- Las variaciones en la detección de la motorización incluyen "switch" límites en la caja de válvulas de vapor, exceso de temperatura en el escape, control de la presión de aceite y presión diferencial a través de la carcasa de alta presión; flujo insuficiente a bajas cargas puede también causar sobrecalentamiento.

En las figuras 28 y 29 se muestran los elementos y disparos que intervienen en la instalación de protección del turbo-generador. Adicionalmente en la tabla 1 se muestra la interrelación de la condición de peligro ó alarma, el dispositivo de detección ó sensible y la acción que se realiza.

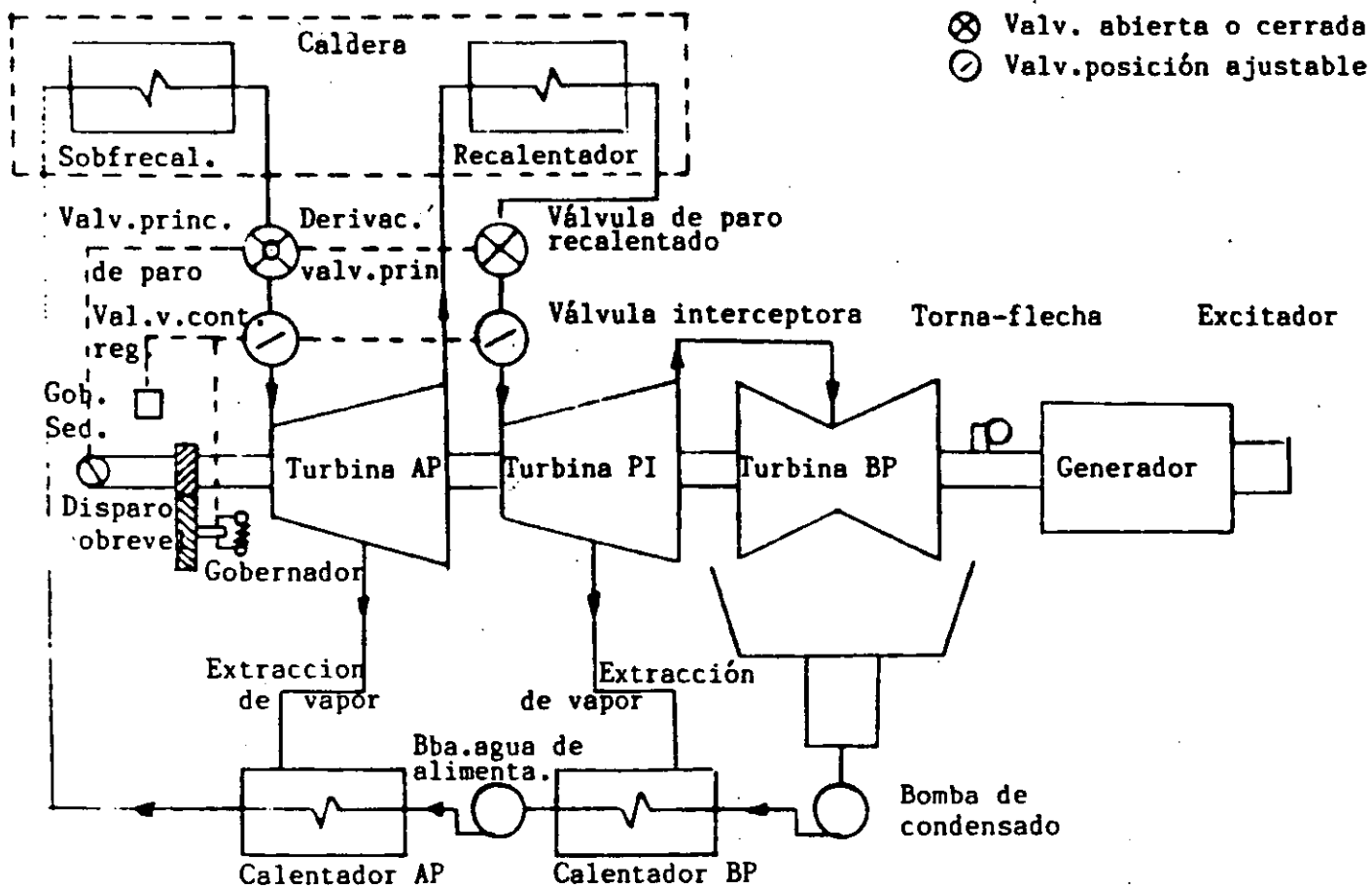
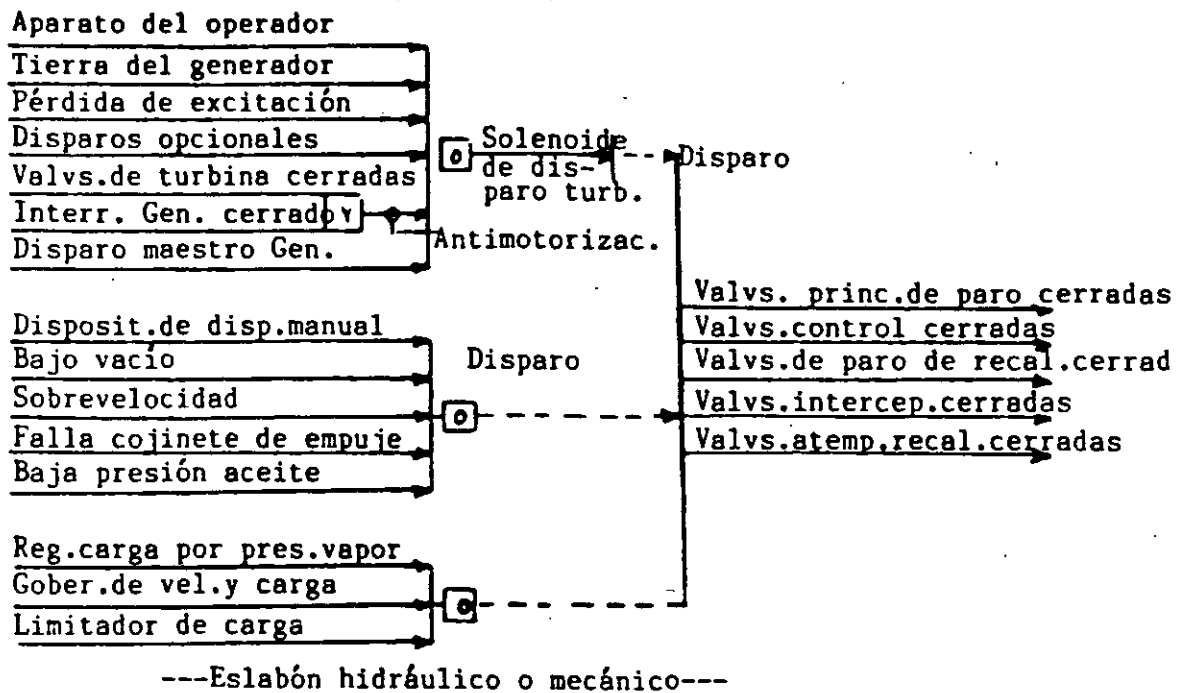
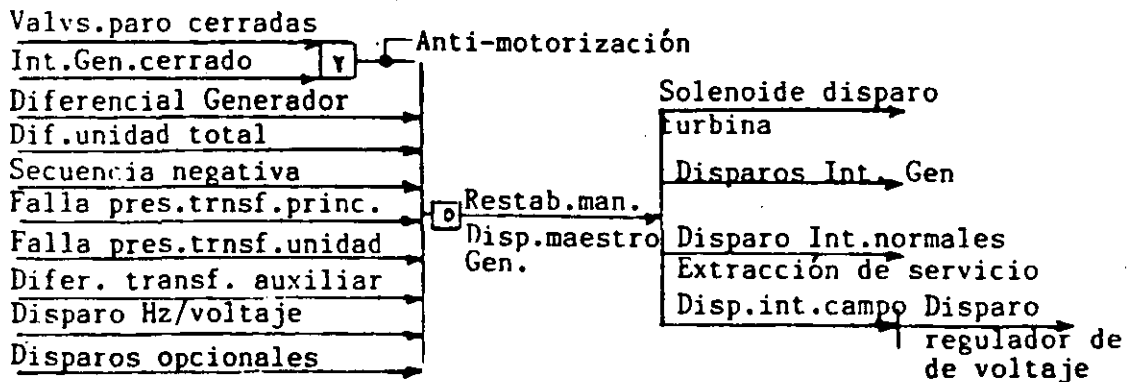


FIG. ARREGLO SIMPLIFICADO DE CALDERA-TURBINA-GENERADOR



### DISPAROS DE TURBINA



### DIAPAROS DEL GENERADOR

FIG. PROTECCIONES MINIMAS RECOMENDADAS DE UN TURBO-GENERADOR

TABLA 1.- DISPAROS MINIMOS DE TURBO-GENERADORES

## TURBINA DE VAPOR

CONDICION DE PELIGRO O DE ALARMA	SENSOR	ACCION
A .- BAJA PRESION DE ACEI TE	SWITCH DE PRE- SION	DISPARO DE CIERRE DE- TODAS LAS VALVS. Y DIS- PARO DE UNID.
B .- SOBREVELOCIDAD	GOBERNADOR	CIERRE DE VALVS. PARA- REDUCIR FLUJO Y DES- PUES DISPARO
C .- BAJO VACIO CONDEN- SADOR	SWITCH DE VA- CIO	CIERRE TODAS LAS VALVS. Y DISPARO DE UNIDAD
D .- FALLA COJINETE DE - EMPUJE	SWITCH PRE -- SION DIF. ACEI' TE	DISPARO CIERRE TODAS- LAS VALVS. Y DISPARO - DE UNIDAD
E .- MOTORIZACION GENE RADOR	VALVS. PARO CE' RRADAS E INT. GEN. CERRADO. SW. TEMP. ESCA' PE. RELE POTEN' CIA INVERSA.	CIERRE TODAS LA VALVS. Y DISPARO UNIDAD
F .- BAJA PRESION ESTRAN GULAMIENTO.	INSTRUMENTOS	CON REGULADOR PRE -- SION INICIAL, DISPARO- GENERADOR O CON BAJO LIMITE DISPARO TURBI- NA.

TABLA 1.- DISPAROS MINIMOS DE TURBO-GENERADORES

## TURBINA DE VAPOR

CONDICION DE PELIGRO O DE ALARMA	SENSOR	ACCION
G.- AGUA EN LA TURBINA . De rociadores del - recalentador . Arrastre de calenta' dores de agua de -- alim.	POSICION - - VALVS ALTO NI VEL CALENT.	CIERRE VALVS. EXTRAC -- CION CON ALTO NIVEL - O DISPARO DE TURBINA.
H.- COMBINACION DE A a G	OBSERVACION OPERADOR	CIERRE TODAS LAS - - VALVS. Y DISPARO DE- UNIDAD

GENERADOR

CONDICION DE PELIGRO O DE ALARMA	SENSOR	ACCION
A . ESTATOR		
. Falla entre fases	RELE DIFERENC. GEN. Y TOTAL	DISPARO UNIDAD
. Tierra estátor	RELE CORRIENTE O VOLT EN NEU' TRO	DISPARO UNIDAD
. Alta temperatura	Sw.TEMP.GAS O' TERMOPAR O RTD	ALARMA
. Pérdida enfriamiento	RELE TEMP.PRES. O DISPS.DE FLU- JO	BAJAR CARGA
A . FALLAS SISTEMA		
. Secuencia negativa	RELE SEC.NEGAT.	DISPARO UNIDAD
. Pérdida transm.carga	MW O VEL.TURBI' NA	REDUCCION CARGA
. Carga en transm.mayor que capacidad gen.	MW O RELE FREC.	DISPARO EN MINIMA FRECUENCIA
C . SISTEMA EXCITACION		
. Pérdida excitación	RELE PERD.EXCIT.	DISPARO UNIDAD
. Sobre excitación	VOLT.CAMPO O RE LE CORRIENTE	REDUCCION EXCITA CION
. Falla regulador	RELE VOLT EN REG.	TRANSFERIR A MANUAL

## GENERADOR

CONDICION DE PELIGRO O DE ALARMA	SENSOR	ACCION
. Tierra campo	TIERRA CAMPO	ALARMA
. Sobrealimentamiento campo	Sw. TEMP. CAMPO O RELE SOBREC. CAM.	ALARMA
D. GENERADOR		
. Falla entre fases	DIF. TOTAL	DISPARO UNIDAD
. Falla a tierra	VOLT NEUTRO O- RELE CORRIENTE	DISPARO UNIDAD
. Pérdida enfriamiento	RELE, INTERLOCK O Sw DE FLUJO.	TRANSFERIR ENFRIA- MIENTO

## TRANSFORMADOR PRINCIPAL Y SISTEMA AUXILIAR

CONDICION DE PELIGRO O DE ALARMA	SENSOR	ACCION
A . TRANSFORMADOR PRIN CIPAL		
. Falla embobinados	DIF. TOTAL, TIE RRA NEUTRO O' SOBREC. RELE - FALLA PRES. O RESPALDO SOBRE CALENTADO.	DISPARO UNIDAD
. Sobreexcitación	RELE VOLT O - - HERTZ	DISPARO UNIDAD
B . VOLTS TRANSF. AUXI - LIAR	IGUAL TRANSF. PRINCIPAL	IGUAL TRANSF. PRINCI' PAL
C . FALLA BUS TABLERO -	RELE SOBRECORR	DISPARO INT. Y TRANS' FERENCIA
D . MOTORES GRANDES -- DE MEDIO VOLT		
. Falla entre fases, so' brecarga y "amarre" -	RELE SOBREC.	DISPARO INT. ALIMEN' TADOR
. Fallas a tierra ( sist. a tierra y sist. aisla - dos ).	SENS. DE TIERRA	DISPARO INT. ALIMENTA DOR ALARMA
E . BUS Y CABLE DE BAJO - VOLT.	ELEM. DE DISPARO	DISPARO INT. ALIMENTA DOR
F . TRANSF. DE BAJO VOLTA' JE	RELE SOBREC.	DISPARO INT. ALIMENTA DOR



## SISTEMAS DE EMERGENCIA

### A .- BATERIA ( VITALES C.D. )

- . Bomba aceite a cojinete de emergencia
- . Bomba aceite de sellos, de emergencia
- . Alumbrado de emergencia

### B .- SERVICIOS ESCENCIALES ( C.A. )

- . Tornaflecha
- . Cargador de baterías
- . Precalentador de aire
- . Elevadores
- . Protección contra-incendio
- . Alumbrado de emergencia

### C .- CONTROL ESCENCIAL ( C.A. )

- . Computadora ( data logger )
- . Control de combustión
- . Anunciadores
- . Comunicaciones
- . Registradores

### III.- INSTRUMENTACION

El funcionamiento de una turbina de vapor, puede ser verificado por medio de la medición de ciertos parámetros, algunos de los cuales se refieren al agente térmico que circula por la instalación (vapor, agua, aceite), otros, al comportamiento mecánico de la instalación (velocidad, vibración, dilatación) y otros a los consumos de la instalación, como por ejemplo: flujo de vapor, de agua, etc.

Para que la instalación funcione en forma segura y económica se deben medir continuamente los valores de estos parámetros.

En esta forma, el conocimiento de la temperatura de entrada de vapor se necesita porque un vapor frío alcanza rápidamente la humedad en las últimas etapas de la turbina, causando erosiones en los álabes debido a picaduras de las gotas de agua y el vapor arriba de su temperatura normal disminuye la resistencia del material y puede conducir a dilataciones no permisibles y a averías graves.

La temperatura del aceite lubricante a la salida del enfriador muestra si el aceite está siendo enfriado adecuadamente o si está caliente, en cuyo caso existe el peligro de "barrido" del cojinete y, por lo tanto, se hace necesario abrir más la válvula de agua para aumentar el enfriamiento.

La presión de vapor a la entrada de la etapa de presión, puede indicar situaciones de depósitos de incrustación en la turbina.

Cuando los álabes y las toberas se incrustan, el vapor sufre una mayor fricción, es decir, que para el paso del flujo de vapor se necesita una mayor caída de presión y en consecuencia, la presión a la entrada de la etapa de presión aumenta para un cierto flujo de vapor, entonces la turbina está sucia y es necesario eliminar la incrustación.

El valor del vacío en el condensador, muestra si el funcionamiento del condensador es correcto.

Los reglamentos de operación técnica de una planta, prevén - para cada instalación de turbina de vapor una serie de aparatos de medición de control, entre los cuales a continuación se mencionan los más importantes:

A.- Aparatos montados en el circuito de agua-vapor

a).- Manómetros para la medición y control de la presión de vapor en:

- . Antes de la válvula principal de paro y emergencia.
- . Antes de las válvulas de regulación
- . En la cámara de la primera etapa
- . Extracciones
- . Alimentación al eyector
- . Alimentación a bomba auxiliar de aceite
- . Salida del cuerpo de alta presión
- . Entrada al cuerpo de baja presión
- . Sobrecalentador intermedio
- . Monovacúmetro sobre el tambor de equilibrio, en las turbinas de reacción

En la figura se muestran los tipos de manómetros más comunes.

b).- Termómetros o termopares, para medición y control de la temperatura de vapor en:

- . Antes de la válvula principal de paro y emergencia (dos independientes)
- . En el sobrecalentador intermedio
- . Extracciones
- . Escape de la turbina

En la figura se muestran diferentes tipos de aparatos para medir la temperatura.

c).- Flujo de vapor de agua de alimentación

En la figura se muestran algunos tipos de aparatos para medir el flujo.

d).- Manómetro o manovacúmetro para la medición de la presión o depresión de vapor en los calentadores de agua del ciclo.

e).- Vacuómetro de mercurio para la medición del vacío registrado en el condensador.

f).- Flujo de condensado de las bombas de extracción de condensado.

g).- Termómetro o termopar, para la medición de la temperatura del condensado en:

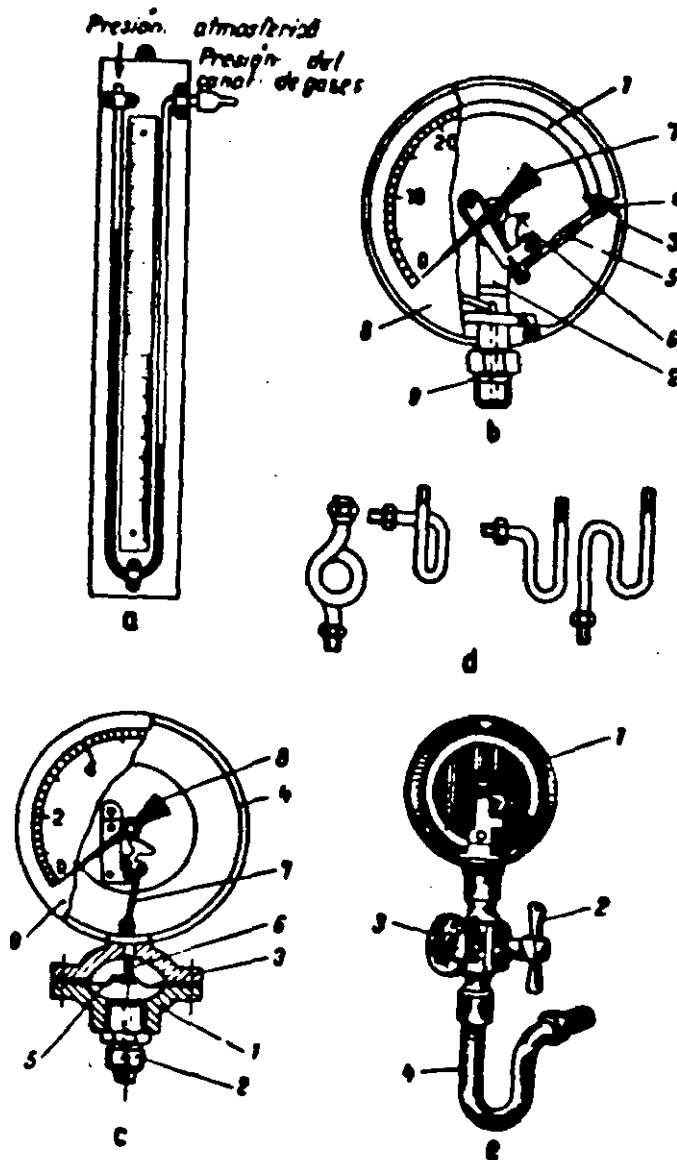
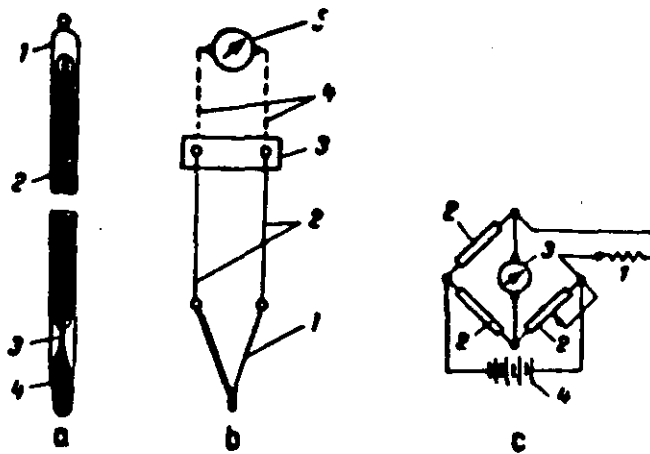
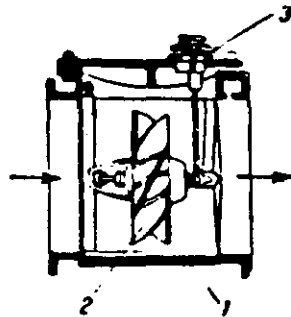


FIG .- Aparatos para la medición de presión



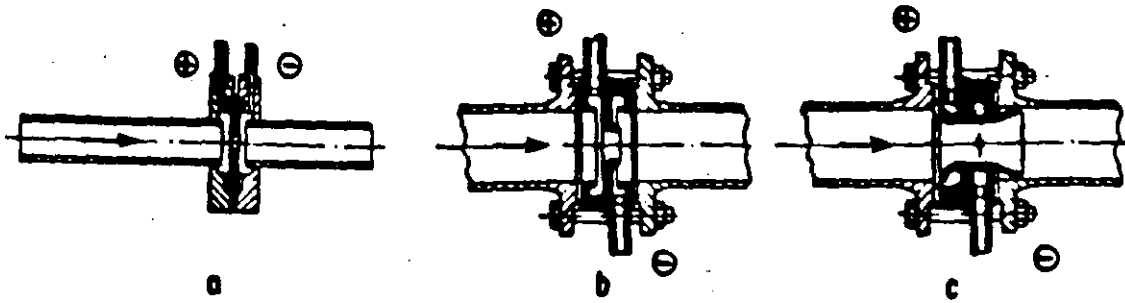
- a.- Termómetro de mercurio: 1.- Cuerpo de vidrio; 2.- Escala; 3.- Tubo capilar; 4.-Depósito de mercurio
- b.- Termopar: 1.-Termopar; 2.- Conductor de compensación; 3.- Tablilla, de conexión; 4.- Conductor de liga; 5.-Milivóltímetro.
- c.- Termómetro de resistencia: 1.- Termoresistencia; 2.-Resistencia de puente; 3.-Galvanómetro; 4.-Acumulador

FIG .- Aparatos para medición de temperatura



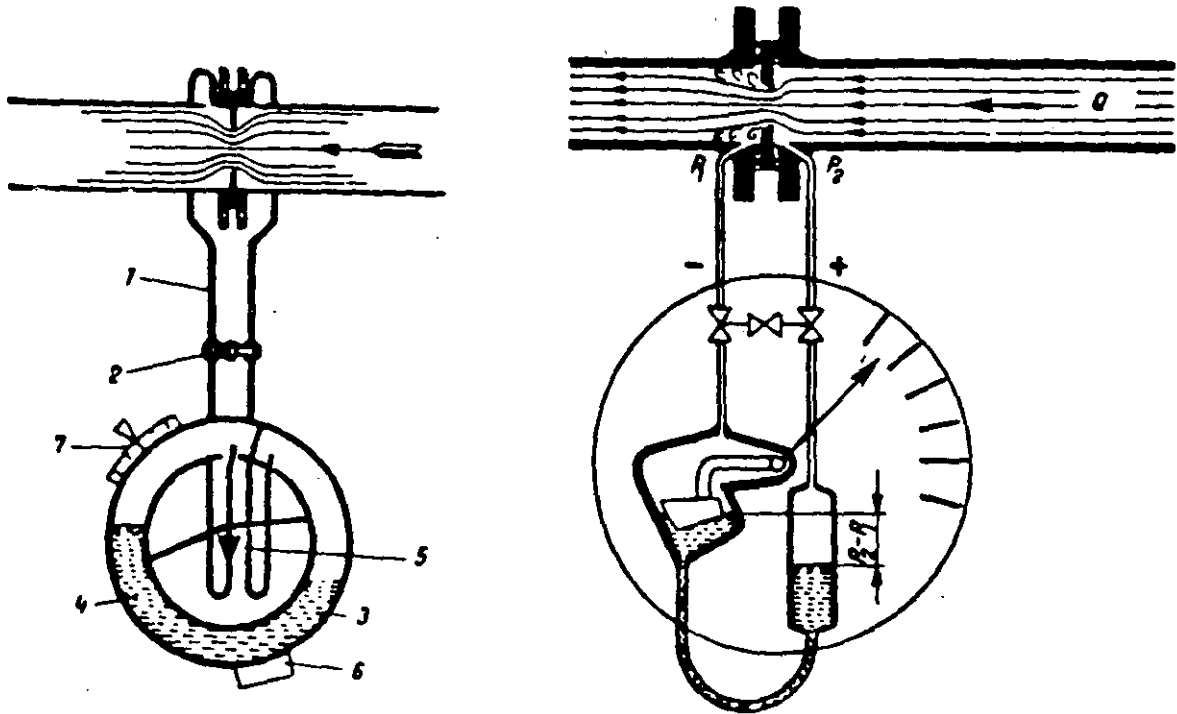
- 1.- Cuerpo; 2.-Turbina; 3.- Mecanismo de reloj

FIG .- Integrador de flujo



a.- Diafragma; b.- Orificio; c.- Tobera

FIG.- Dispositivos para la medición indirecta del flujo



- 1.- Tubería de conexión;
- 2.- Válvula
- 3.- Anillo
- 4.- Líquido de trabajo
- 5.- Apoyo
- 6.- Contrapeso
- 7.- Escala graduada

FIG. 52.-Manómetro diferencial de anillo.

FIG. 53. Esquema de un medidor de flujo de manómetro diferencial con flotador

- . Salida del condensador
- . En enfriador de eyector
- . En calentadores de condensado y agua de alimentación incluyendo el deareador.

h).- Termómetro para la medición de la temperatura de -  
agua de enfriamiento en:

- . Entrada y salida del condensador
- . Entrada y salida de agua de cada enfriador de aceite
- . Entrada y salida de agua de enfriadores de aceite o Hidrógeno del generador

i).- Manómetro en la tubería de agua de circulación, en:

- . Antes de la entrada al condensador
- . A la entrada de los enfriadores de aceite y de Hidrógeno (en unidades de más de 100 MW)

j).- Manómetro en la descarga de la bomba de agua de circulación y manovacúmetro en la succión.

k).- Manómetro para medir la presión de descarga de la -  
bomba de extracción de condensado

l).- Indicadores de nivel, en:

- . Condensador
- . Calentadores de agua de alimentación



- m).- Fluviómetro de aire para medir la cantidad de aire -  
evacuado del eyector (en unidades de más de 25 MW)
- n).- Fluviómetro para medir el volúmen de agua que pasa -  
en los calentadores de agua de alimentación.
- o).- Conductímetro en la salida del condensador, lado de  
de condensado.

B.- Aparatos montados en el circuito de aceite

- a).- Manómetros para la medición de la presión de aceite  
montados en:

- . Descarga de la bomba principal de aceite
- . Sistema de regulación
- . Tubería de aceite a cojinetes
- . Después del reductor de presión de aceite

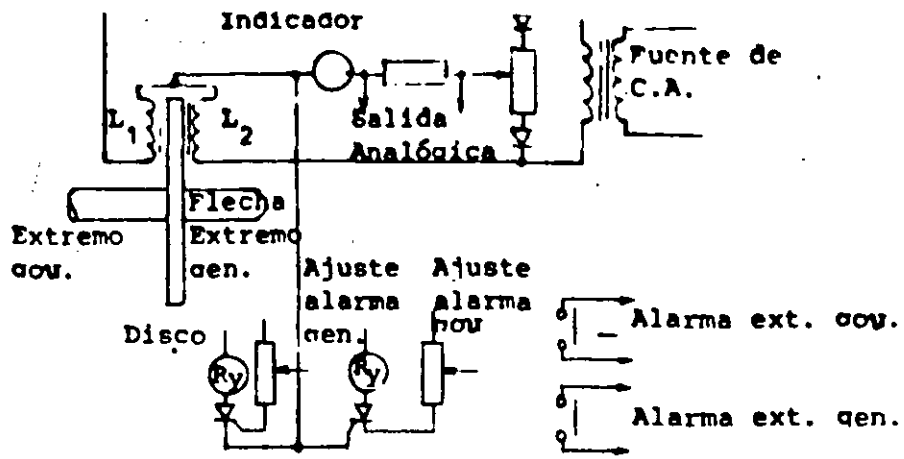
- b).- Termómetros para la medición de temperatura de aceite  
te, montados en:

- . Antes y después de los enfriadores de aceite
- . Tubería de salida de cada cojinete
- . En cada cojinete
- . Orificio de salida de cojinete axial

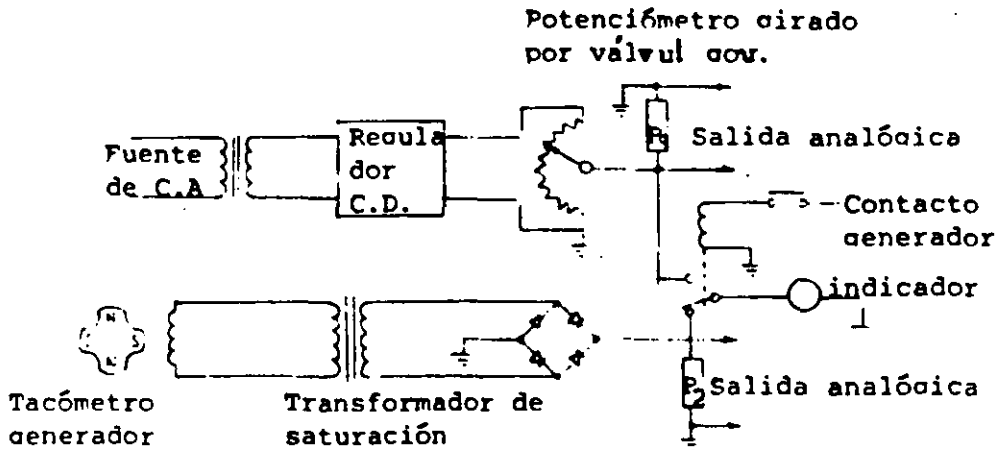
- c).- Indicador de nivel de tanque de aceite

C.- Aparatos para medición de dimensiones mecánicas y térmicas.

- a).- Tacómetro para la medición de las revoluciones del rotor.- En la Fig. 35 se muestra el diagrama de un registrador de velocidad de pulsos.
- b).- Vibrómetro para la medición de la vibración.- En la Fig. 36 se muestra el principio del funcionamiento de detectores de vibración.
- c).- Aparatos para indicar y controlar la posición de las válvulas de admisión.- En la Fig. 37 se muestra un esquema para indicar la posición de las válvulas de regulación.
- d).- Aparatos para medir la posición axial del rotor en relación al estator o carcasa.- En la Fig. 38 se muestra el principio de un indicador de posición del rotor.
- e).- Aparatos para medir la excentricidad del rotor.- En las Figs. 39 , 40 , 41, 42, 43 y 44 se muestran los principios de funcionamiento de estos dispositivos.
- f).- Aparatos para medir la dilatación (diferencial) relativa del rotor y carcasa o estator (variación de huelgos). En las Figs. 45 y 46 se muestra el principio de funcionamiento de estos instrumentos.
- g).- Aparatos para medir la dilatación de la carcasa.- En las Figs. 48 y se muestran estos equipos.



INDICADOR DE POSICION DE ROTOP.



SELECCION DE POSICION DE VALVULAS DEL GOVERNADOR O VELOCIDAD

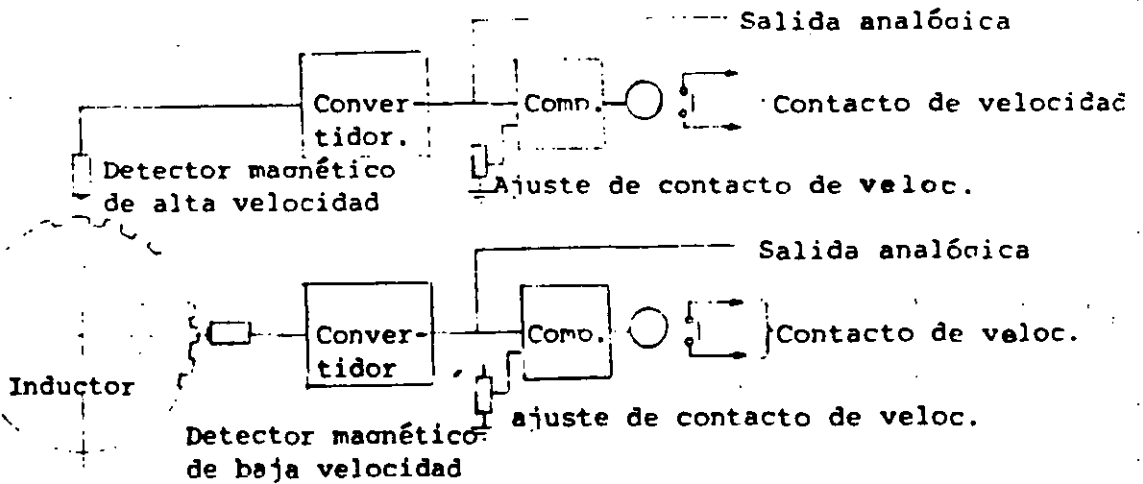
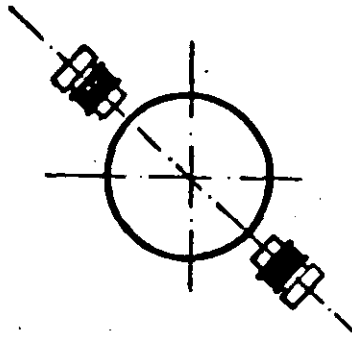
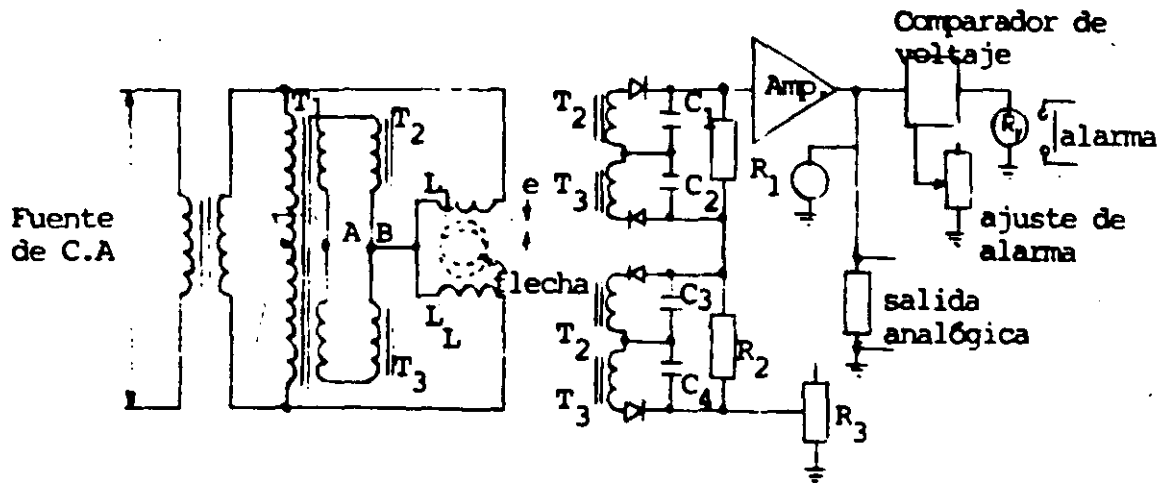


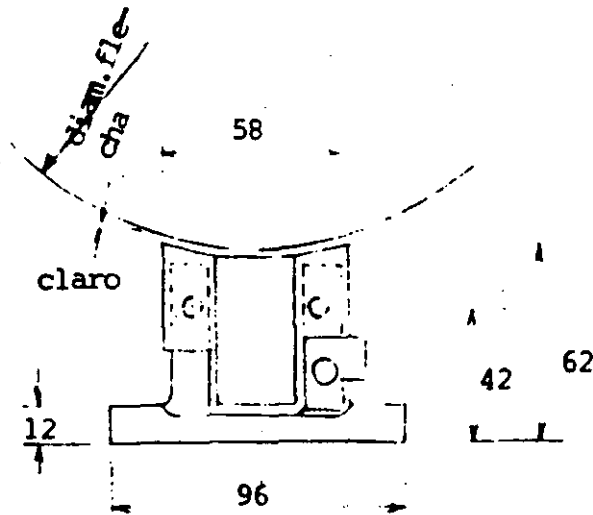
DIAGRAMA DE BLOQUES DE REGISTRADOR DE VELOCIDAD TIPO PULSOS



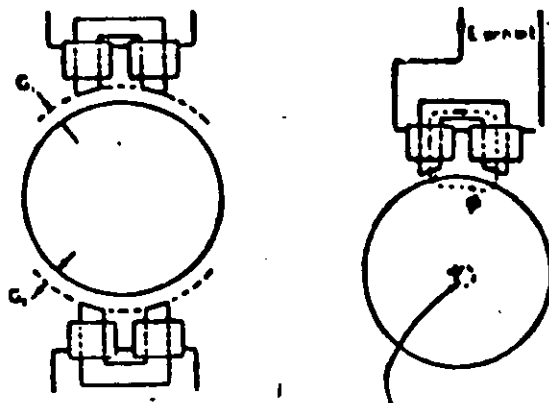
DETECTORES DE EXCENTRICIDAD



CIRCUITO DE DETECTOR DE EXCENTRICIDAD



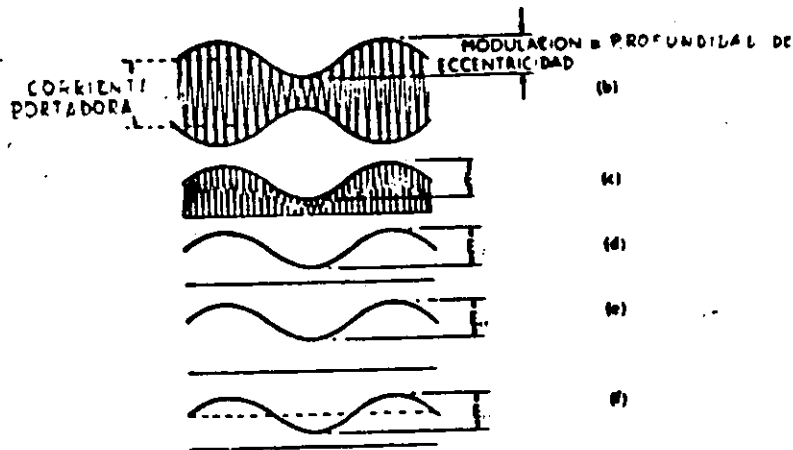
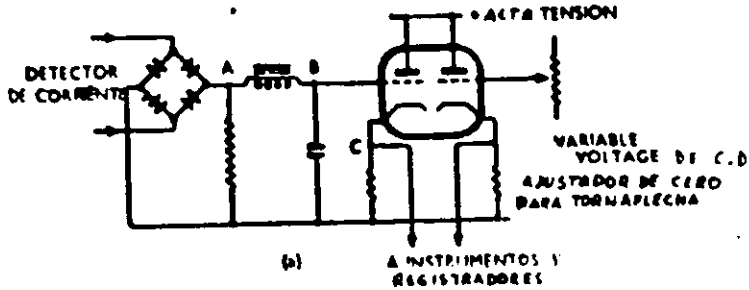
DIMENSIONES DEL DETECTOR DE EXCENTRICIDAD



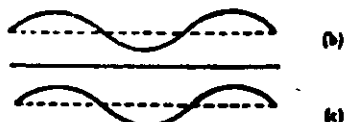
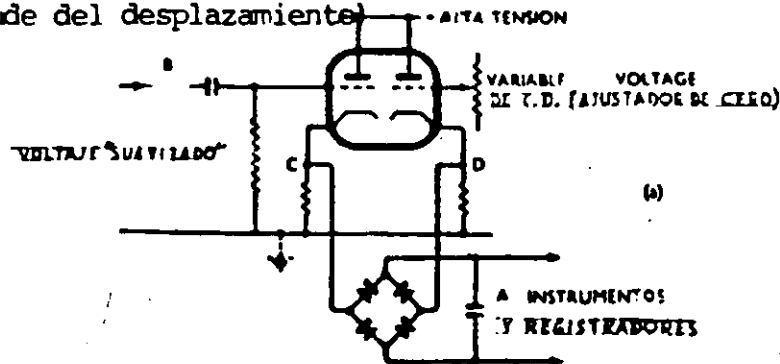
$G_1 + G_2 = 0.125''$  const.

a. Posición de detectores  
**DETECTORES DE EXCENTRICIDAD**

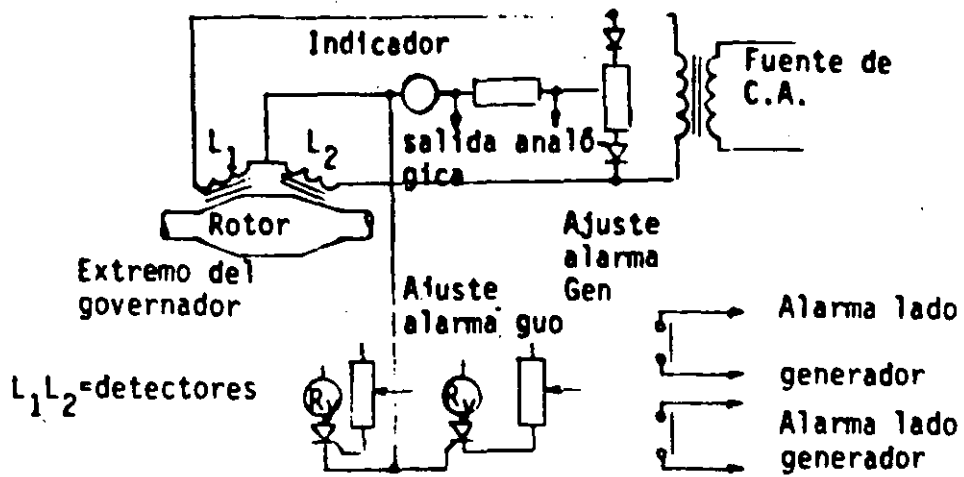
Círculo descrito por el centro de excentricidad de la flecha de radio  $r$ .  
 b. detector sencillo



EXCENTRICIDAD DE LA FLECHA DURANTE OPERACION DE TORNA-FLECHA; a. Diagrama de circuito básico; b. Corriente de bobinas del detector; c. voltaje rectificado en A; d. Voltaje en B; e. Voltaje en C, f. Corriente al registrador (depende del desplazamiento)

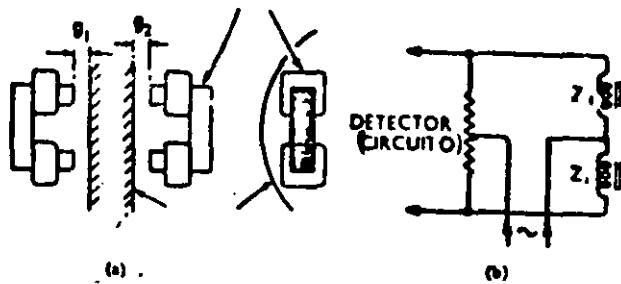


EXCENTRICIDAD DURANTE EL ARRANQUE HASTA LA VELOCIDAD NORMAL; a. Diagrama de circuito básico; b. Voltaje en B (depende del desplazamiento); c. Voltaje en C



EXPANSION DIFERENCIAL MEDIDA POR LA TECNICA DE PUENTE DESBALANCEADO

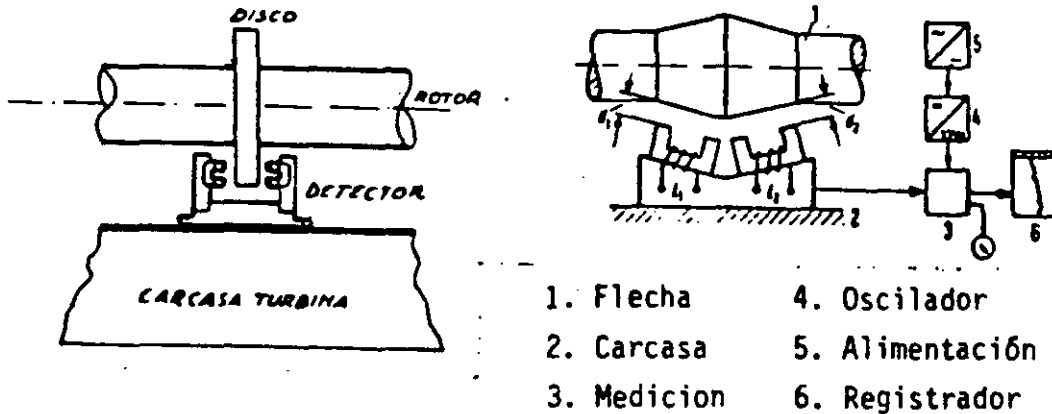
Detectores fijados rígidamente a la carcasa de la turbina



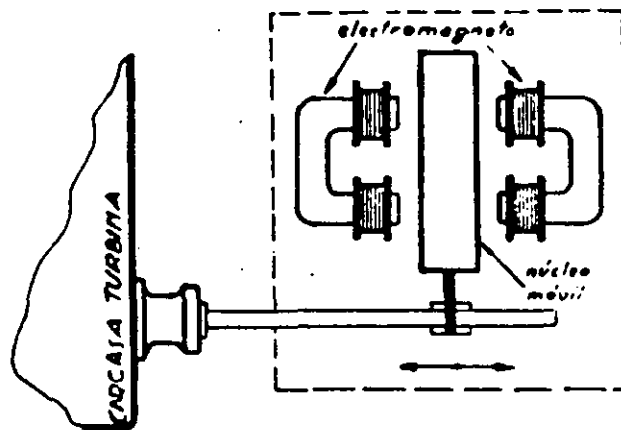
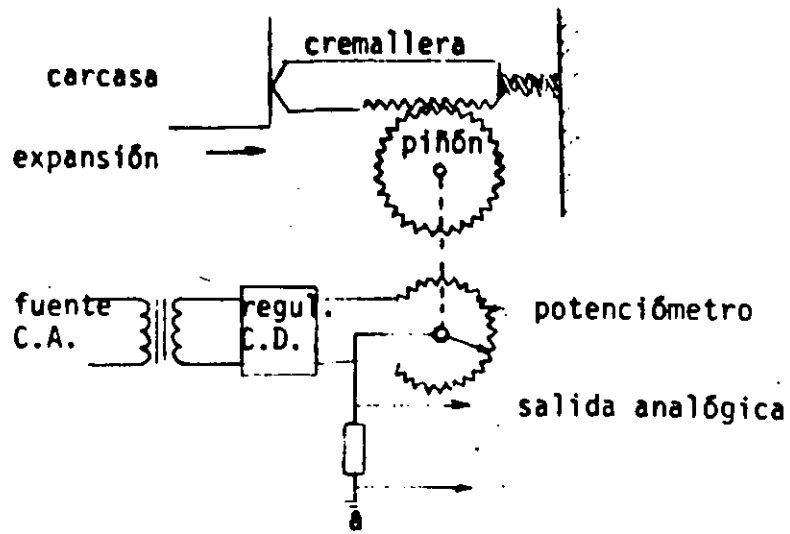
Anillo acoplado al rotor

(a) Posición del detector ( $\theta_1 + \theta_2 = \text{constante}$ )  
 (b) Diagrama del circuito

DETECTOR DE EXPANSION DIFERENCIAL



PRINCIPIOS DE DETECTORES DE EXPANSION DIFERENCIAL



b

### DETECTORES DE EXPANSION DE LA CARCASA

a. Arreglo de cremallera y piñón a un potenciometro

b. Arreglo de varilla conectada a un núcleo móvil

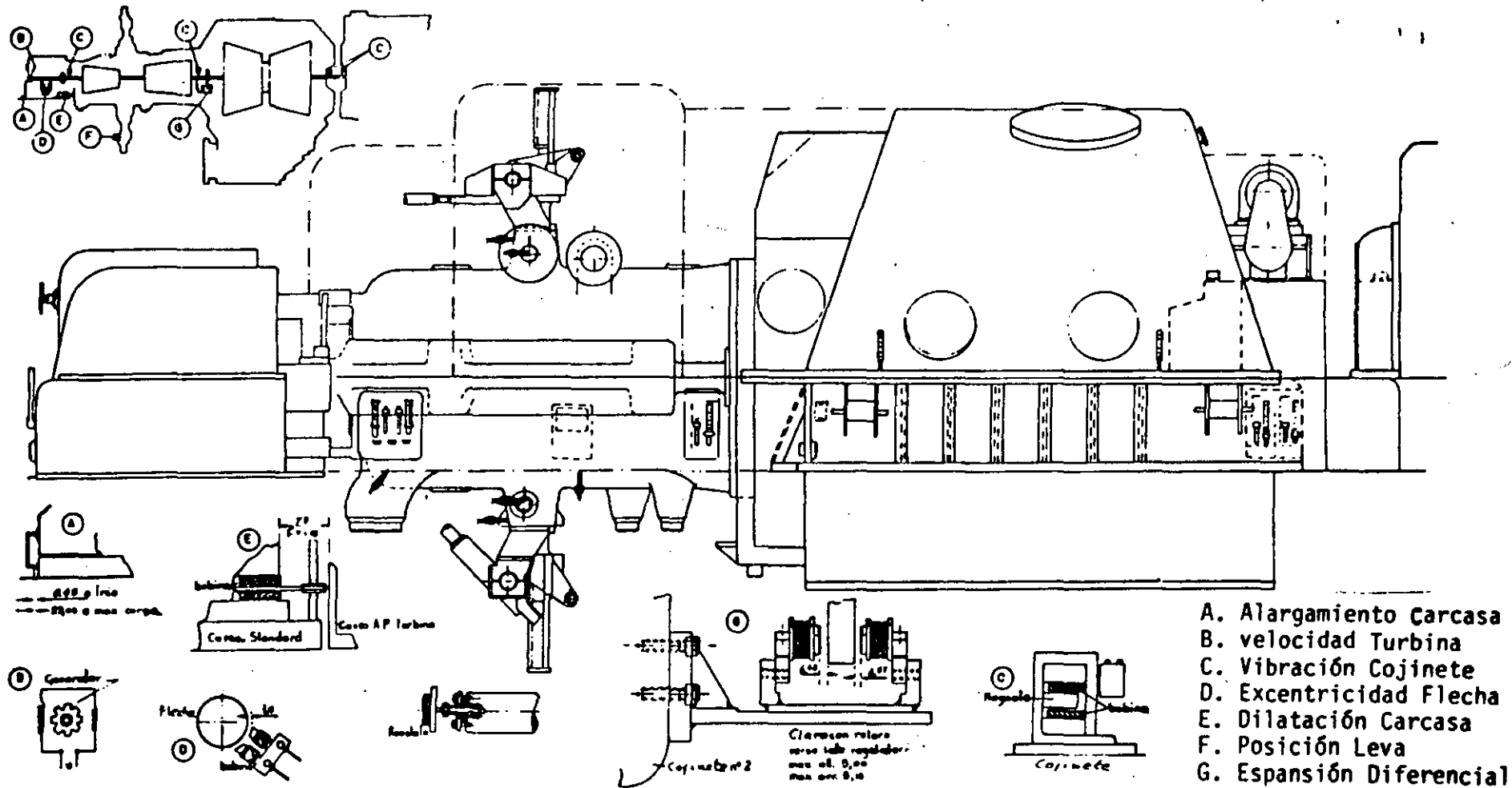
h).- Termopares para medir la temperatura del material de la carcasa en diferentes puntos. (Fig. 48-A)

i).- Aparatos para medir el estado del cojinete axial (de empuje).

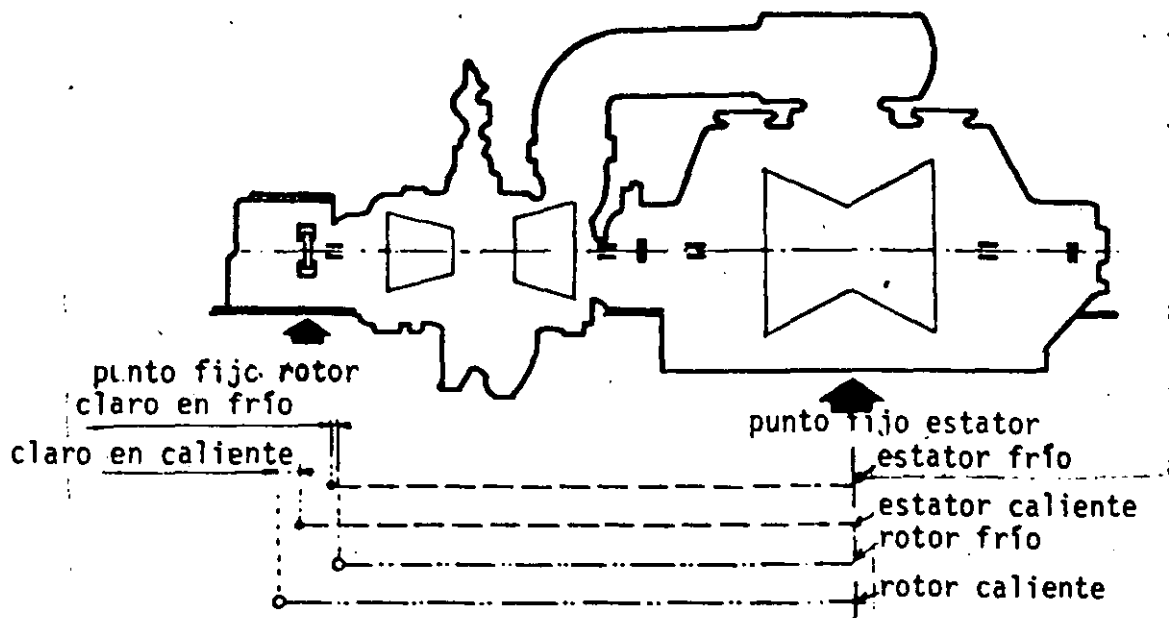
Los aparatos utilizados son en la mayoría de los casos, con transmisión a distancia e indicadores, para poderse utilizar en el funcionamiento centralizado desde la sala de control; las mediciones más importantes son del tipo registrador.

En la Fig. 49 se muestra el comportamiento de las dilataciones entre el rotor y la carcasa de la turbina y en las Figs. 50 y 51 se muestra la ubicación en la turbina de algunos de estos instrumentos.

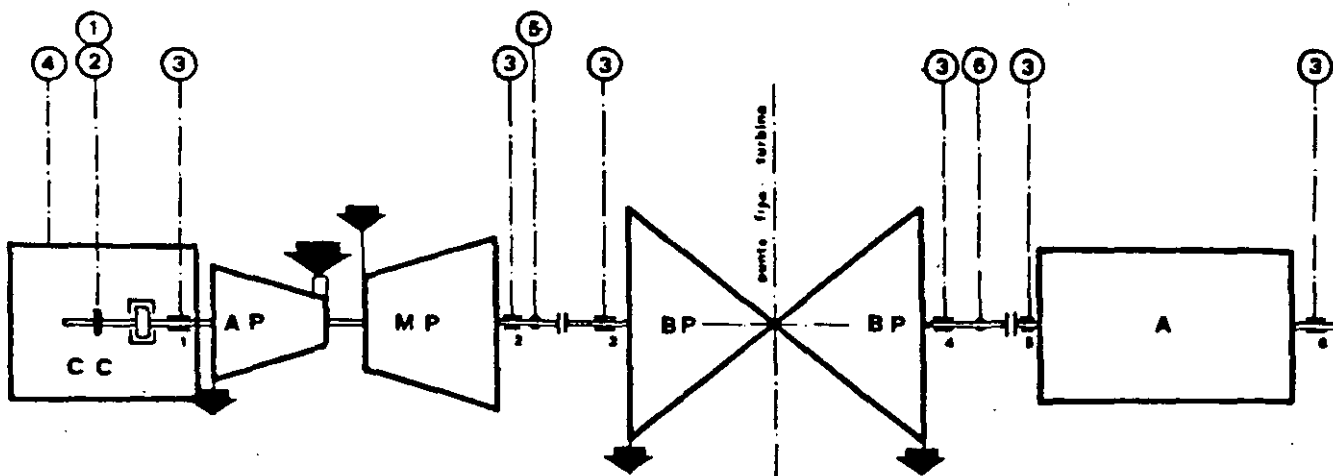




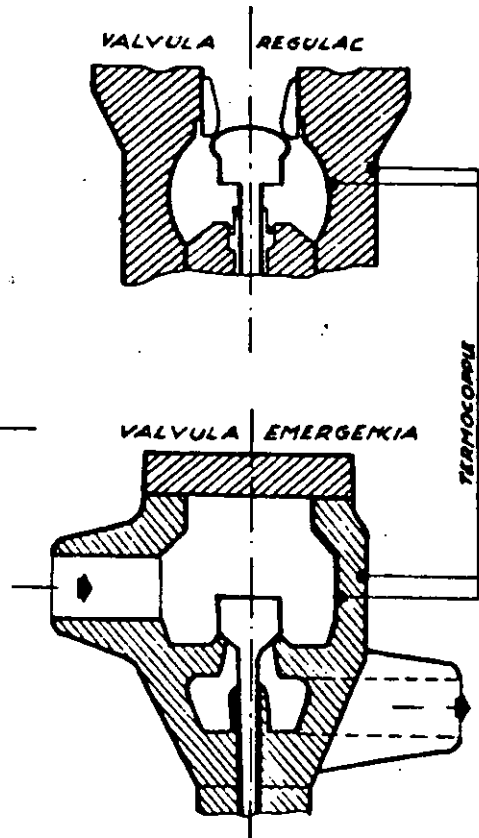
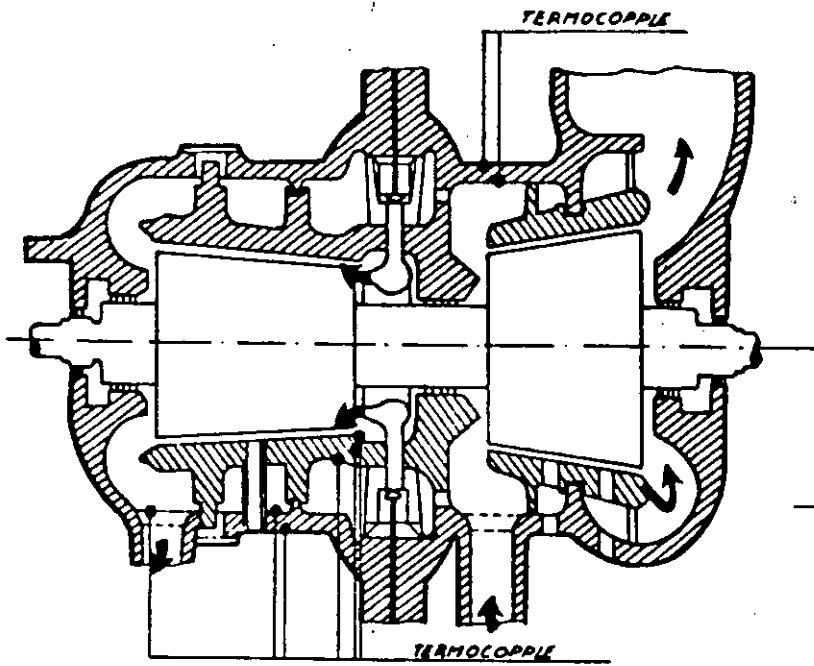
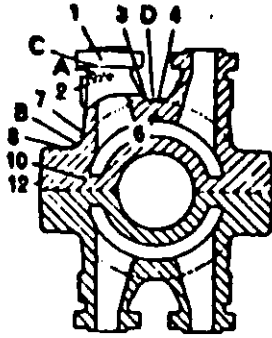
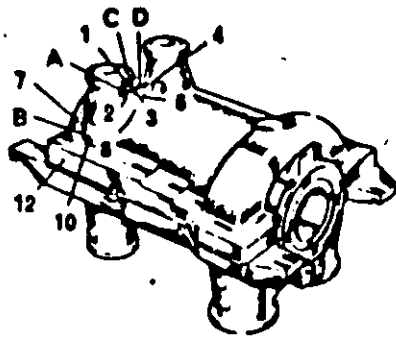
UBICACION DE INSTRUMENTOS SUPERVISORIOS



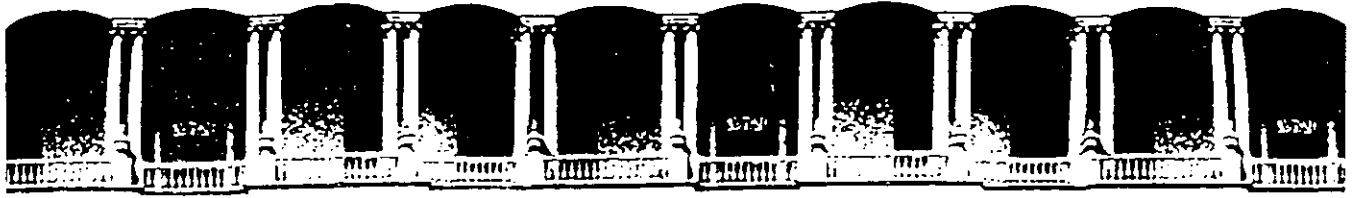
### COMPORTAMIENTO DE DILATAIONES



UBICACION DE INSTRUMENTOS SUPERVISORES. 1. Excentricidad; 2. Juego o claro de empuje; 3. Vibración en cojinetes; 4. Dilatación absoluta carcasa; 5. Dilatación diferencial al cojinete 2; 6. Dilatación diferencial al cojinete 4.



DISPOSICION DE TERMOPARES PARA CONTROLAR LA TEMPERATURA DE METAL EN LA CARCASA Y VALVULA DE LA TURBINA



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

***ESPECIFICACIONES Y FABRICACION  
CONSTRUCCION Y MONTAJE***

***ING. ALBERTO PLAUCHU LIMA***

***AGOSTO - 1992***

## VIII.- ESPECIFICACIONES Y FABRICACION.- CONSTRUCCION Y MONTAJE

### 1.- ESPECIFICACIONES

Las especificaciones de compra de los turbogeneradores son documentos de ingeniería claves en donde se definen las principales características del equipo, el alcance del suministro, las condiciones de operación, requerimientos de fabricación, el control de calidad durante la fabricación, las refacciones y herramientas especiales necesarias, las bases de evaluación y penalizaciones, un cuestionario y otros aspectos.

A continuación se incluye el índice de las especificaciones de turbogeneradores de 160 y 350 MW de la C.F.E.

## C O N T E N I D O

1	OBJETIVO Y CAMPO DE APLICACION.....	1
2	NORMAS QUE SE APLICAN.....	1
3	DEFINICIONES.....	2
3.1	Capacidad.....	2
3.2	Desgasificador.....	2
3.3	Estelita.....	2
4	ALCANCE DEL SUMINISTRO.....	2
4.1	Turbina y Auxiliares.....	2
4.2	Generador y Auxiliares.....	3
4.3	Instrumentación y Control.....	3
4.4	Otros Suministros y Servicios.....	3
4.5	Suministros no Incluidos.....	4
5	CARACTERISTICAS GENERALES.....	4
5.1	Capacidad Nominal del Turbogenerador.....	4
5.2	Tipo de Turbina y Longitud de Alabes del Ultimo Paso.....	4
5.3	Area Anular Mínima.....	4
5.4	Ciclo de Calentamiento.....	4
5.5	Condiciones del Vapor.....	5
5.6	Presión de Escape.....	5
5.7	Requerimientos Adicionales de Flujo y Presión.....	5
5.8	Condiciones de Agua de Repuesto y de Enfriamiento de Auxiliares.....	5
5.9	Alimentación Eléctrica.....	3
5.10	Alimentación Neumática.....	3
6	CONDICIONES DE OPERACION.....	6
6.1	Variaciones en las Condiciones de Vapor.....	6
6.2	Variaciones de Carga y Número de Arranques.....	7
6.3	Variación en la Tensión.....	7
6.4	Variación en la Frecuencia.....	7
6.5	Sobrevelocidad del Turbogenerador.....	7
6.6	Operación en Paralelo.....	12
7	ESPECIFICACIONES PARA LA FABRICACION.....	11
7.1	Turbina.....	11
7.1.1	Rotores.....	11

7.1.2	Cilindros de la turbina .....	8
7.1.3	Alabes .....	8
7.1.4	Válvulas de paro de vapor principal y de recalentado .....	8
7.1.5	Válvulas de control e interceptoras .....	9
7.1.6	Válvulas de extracciones .....	9
7.1.7	Ducto de escape .....	9
7.1.8	Sistema de vapor de sellos .....	10
7.1.9	Sistema de fluido de alta presión .....	10
7.1.10	Sistema de aceite de lubricación .....	11
7.1.11	Chumaceras .....	12
7.1.12	Tornaflecha .....	13
7.1.13	Cubierta metálica .....	13
7.1.14	Aislamiento térmico .....	13
7.2	Generador Eléctrico y Sistema de Excitación .....	13
7.2.1	Características técnicas .....	13
7.2.2	Tipo de aislamiento y elevación de temperatura .....	13
7.2.3	Forma de onda y factor de influencia telefónica .....	15
7.2.4	Estator .....	15
7.2.5	Rotor .....	15
7.2.6	Marco y carcasa .....	15
7.2.7	Terminales .....	16
7.2.8	Anillos colectores .....	16
7.2.9	Transformadores de corriente .....	15
7.2.10	Transformadores de potencial .....	17
7.2.11	Protección contra tensiones transitorias .....	17
7.2.12	Aislamiento de chumaceras .....	17
7.2.13	Sistema de drenaje de corrientes de flecha .....	17
7.2.14	Equipo y material eléctrico .....	17
7.2.15	Tableros de control de motores de corriente directa .....	18
7.2.16	Sistema de excitación .....	18
7.2.17	Sistema de enfriamiento y purga del generador .....	21
7.3	Instrumentación y Control .....	23
7.3.1	Válvulas de paro de vapor principal .....	23
7.3.2	Válvulas de control .....	23
7.3.3	Válvulas de paro e interceptoras de vapor recalentado .....	24

<b>7.3.4</b>	<b>Válvulas de no retorno y aisladoras de las extracciones .....</b>	<b>24</b>
<b>7.3.5</b>	<b>Válvulas de drenaje .....</b>	<b>25</b>
<b>7.3.6</b>	<b>Sistema de vapor de sellos .....</b>	<b>25</b>
<b>7.3.7</b>	<b>Sistema de aceite de lubricación .....</b>	<b>25</b>
<b>7.3.8</b>	<b>Sistema de fluido de control .....</b>	<b>26</b>
<b>7.3.9</b>	<b>Tornaflecha .....</b>	<b>28</b>
<b>7.3.10</b>	<b>Sistema de control del turbogenerador .....</b>	<b>27</b>
<b>7.3.11</b>	<b>Sistema de protección del turbogenerador .....</b>	<b>30</b>
<b>7.3.12</b>	<b>Sistema supervisario del turbogenerador .....</b>	<b>31</b>
<b>7.3.13</b>	<b>Instrumentación y control del generador eléctrico .....</b>	<b>33</b>
<b>7.4</b>	<b>Equipos Misceláneos .....</b>	<b>35</b>
<b>7.4.1</b>	<b>Motores auxiliares .....</b>	<b>35</b>
<b>7.5</b>	<b>Diseño contra Sismos .....</b>	<b>35</b>
<b>8</b>	<b>CONTROL DE CALIDAD .....</b>	<b>36</b>
<b>8.1</b>	<b>Pruebas en fábrica .....</b>	<b>36</b>
<b>8.1.1</b>	<b>Turbina .....</b>	<b>36</b>
<b>8.1.2</b>	<b>Generador .....</b>	<b>37</b>
<b>8.1.3</b>	<b>Pruebas de los sistemas de control .....</b>	<b>40</b>
<b>8.2</b>	<b>Pruebas en Campo .....</b>	<b>41</b>
<b>8.2.1</b>	<b>Pruebas en turbina .....</b>	<b>41</b>
<b>8.2.2</b>	<b>Pruebas de los sistemas de control .....</b>	<b>42</b>
<b>8.2.3</b>	<b>Pruebas en generador .....</b>	<b>42</b>
<b>8.2.4</b>	<b>Equipo auxiliar .....</b>	<b>43</b>
<b>8.3</b>	<b>Pruebas de Comportamiento .....</b>	<b>43</b>
<b>9</b>	<b>PARTES DE REPUESTO Y HERRAMIENTAS ESPECIALES .....</b>	<b>44</b>
<b>9.1</b>	<b>Partes de Repuesto Requeridas por la CFE .....</b>	<b>44</b>
<b>9.1.1</b>	<b>Turbina .....</b>	<b>44</b>
<b>9.1.2</b>	<b>Generador .....</b>	<b>45</b>
<b>9.2</b>	<b>Partes de Repuesto Recomendados por el Proveedor .....</b>	<b>47</b>
<b>9.3</b>	<b>Herramientas y Equipos Especiales .....</b>	<b>48</b>
<b>10</b>	<b>SERVICIOS DE SUPERVISION DE MONTAJE Y PUESTA EN SERVICIO .....</b>	<b>49</b>
<b>11</b>	<b>CARACTERISTICAS PARTICULARES .....</b>	<b>50</b>
<b>11.1</b>	<b>Características Generales del Proyecto .....</b>	<b>50</b>
<b>11.2</b>	<b>Descripción del Sitio .....</b>	<b>51</b>
<b>11.2.1</b>	<b>Datos geográficos .....</b>	<b>51</b>



11.2.2	Características del terreno.....	51
11.2.3	Vías de comunicación.....	51
11.2.4	Condiciones ambientales y ecológicas.....	51
11.3	Características del Equipo.....	52
11.4	Factores de Evaluación.....	52
11.5	Factores de Penalización.....	53
11.6	Tiempos Requeridos para la Información.....	53
12	INFORMACION REQUERIDA.....	51
12.1	En la Oferta.....	51
12.2	Después de la Colocación de la Orden.....	57
13	BASES DE EVALUACION Y PENALIZACIONES.....	60
13.1	Bases de Evaluación.....	60
13.1.1	Suministro a considerar.....	60
13.1.2	Tiempo de entrega del equipo.....	61
13.1.3	Tiempo de entrega de la información.....	61
13.1.4	Fletes.....	61
13.1.5	Cimentación y montaje.....	61
13.1.6	Experiencia.....	61
13.1.7	Demanda máxima de potencia.....	61
13.1.8	Consumo de energía.....	61
13.1.9	Consumo de hidrógeno.....	61
13.1.10	Consumo térmico unitario medio pesado.....	62
13.2	Penalizaciones.....	62
13.2.1	Entrega de dibujos, instructivos y datos técnicos.....	62
13.2.2	Entrega del equipo.....	63
13.2.3	Reducción en fabricación mexicana.....	63
13.2.4	Atraso en la operación comercial.....	63
13.2.5	Funcionamiento de auxiliares.....	63
13.2.6	Capacidad del turbogenerador.....	63
13.2.7	Consumo térmico unitario medio pesado.....	63
13.3	Cargos por Modificaciones.....	63
14	CUESTIONARIO.....	64
14.1	Garantías.....	64

14.2	Datos Complementarios .....	69
14.3	Datos Físicos .....	70
14.3.1	Turbina y auxiliares .....	70
14.3.2	Datos físicos para el equipo eléctrico .....	71
14.4	Precios y Programas de Entrega .....	71
14.4.1	Precios .....	71
14.4.2	Programas de entrega del equipo .....	91
14.4.3	Descripción de los embarques .....	91
14.5	Descripción del Equipo de Importación .....	93
14.6	Descripción del Equipo de Fabricación Mexicana .....	93
14.7	Tipo de Cambio .....	93
14.8	Responsabilidad .....	93
APENDICE A	VALVULAS MOTORIZADAS, VALVULAS SOLENOIDE, DESCONECTA DORES Y ALAMBRADO DE CONTROL .....	97
A.1	Válvulas Operadas por Motor .....	99
A.2	Válvulas Operadas por Solenoide .....	100
A.3	Desconectores de Posición .....	101
A.4	Alambrado de Control .....	101
APENDICE B	ESPECIFICACION GENERAL DE INSTRUMENTACION .....	103
B.1	Instrumentos Electrónicos de Campo .....	103
B.2	Instrumentos Neumáticos de Campo .....	105
B.3	Instrumentos Montados en Tablero .....	105
B.4	Instrumentos Misceláneos y Partes .....	107
APENDICE C	DOCUMENTOS GENERALES DE INGENIERIA .....	110
C.1	Generalidades .....	110
C.2	Índice de Instrumentos .....	110
C.3	Diagramas Funcionales .....	111
C.4	Descripción de Sistemas .....	111
C.5	Lista de Cables .....	111
C.6	Hojas de Datos de Instrumentos .....	112
C.7	Hojas de Datos de las Válvulas de Control .....	112
C.8	Lista de Equipo .....	113
C.9	Diagramas de Interconexión .....	113
C.10	Diagramas Lógicos .....	113

C.11	Dibujos Dimensionales .....	112
C.12	Manuales de Instrucciones .....	113
C.13	Diagramas Esquemáticos de Alambrado .....	113
C.14	Programa de Arranque .....	113
C.15	Libro de Documentación de la Puesta en Marcha .....	114
C.16	Servicios de Apoyo Técnico .....	114
APENDICE D	REQUISITOS DE MATERIALES Y EQUIPO DEL SISTEMA .....	117
D.1	Generalidades .....	117
D.2	Requisitos de Diseño Eléctrico .....	118
D.3	Requisitos de Diseño del Suministro de Energía .....	119
D.4	Requisitos de la Lógica del Sistema .....	120
TABLA 1	Calentadores para el recalentamiento .....	5
TABLA 2	Características técnicas del generador eléctrico .....	14
TABLA 3	Incrementos de temperatura en los aislamientos .....	15
TABLA 4	Velocidades críticas (rpm) .....	66
TABLA 5	Características de los motores según su aplicación .....	77
TABLA 6	Equipo de importación .....	91
TABLA 7	Equipo de fabricación mexicana .....	92
FIGURA 1	Alcance de suministro (160 MW) .....	9
FIGURA 2	Alcance de suministro (350 MW) .....	26
FIGURA 3	Arreglo del ciclo para balance térmico (160 MW) .....	97
FIGURA 4	Arreglo del ciclo para balance térmico (350 MW) .....	98

## 2. - FABRICACION

La fabricación de turbinas de vapor es un proceso complejo que involucra muchos aspectos bien analizados y establecidos como por ejemplo, - procedimientos de fabricación, procedimientos de inspecciones y pruebas, calificación de personal, calificación de proveedores, etc.

Para tener una idea de lo anterior, a continuación se da una relación de algunas actividades e inspecciones que tienen lugar en la fabricación de las partes principales de una turbina.

### ROTOR DE LA TURBINA

Fundición

Análisis del cucharón o colada

Colada en vacío

Forjado

Normalizado

Maquinado preliminar

Prueba de ultrasonido

Tratamiento térmico

Prueba física

Maquinado grueso

Pruebas de ultrasonido y de partículas magnéticas

Maquinado parcial

Relevado de esfuerzos

Prueba física

Maquinado

Prueba de estabilidad térmica

Maquinado

Verificación de dimensiones

Maquinado de ranuras

Verificación micrométrica

Empaletado

Maquinado de zuncho

Verificación de dimensiones

Prueba de balanceo dinámico

## CARCASA DE TURBINA DE A.P. Y CAMARA DE TOBERAS DE A.P.

Modelo de madera

Inspección del modelo de madera

Secado del modelo de arena

Fundición

Análisis de colada

Retiro de arena por soplado

Tratamiento térmico

Cortado de elevadores y cabeza de fundición

Normalización y templado

Prueba física

Prueba de partículas magnéticas

Desbastado y esmerilado

Reparación de soldadura

Relevado de esfuerzos

Maquinado grueso

Pruebas radiográficas, de ultrasonido y de partículas magnéticas

Desbastado y esmerilado

Reparación de soldadura

Relevado de esfuerzos

Soplado y esmerilado

Prueba de partículas magnéticas

Marcado e inspección de dimensiones

Maquinado

Verificación de dimensiones

Limpieza de la superficie

Prueba hidrostática

## CARCASA DE TURBINA DE B.P.

Verificación del material

Cortado

Doblado

Preparación de bordes o chaflanes de soldadura

Preparación de pruebas (verificación de dimensiones, inspección con líquidos penetrantes).

**Soldadura**

**Inspección de partículas magnéticas**

**Tratamiento térmico**

**Soplado de esmerilado**

**Maquinado**

**Inspección de dimensiones**

**Prueba hidrostática**

**Limpieza**

**CAJA DE VAPOR, CAMARA DE TOBERAS DE B.P., VALVULA PRINCIPAL DE PARO**

**Modelo de madera**

**Inspección del modelo de madera**

**Secado del modelo de arena**

**Fundición**

**Análisis de colada**

**Remoción de arena con soplado**

**Cortado de elevadores y cabeza de fundición**

**Normalizado y templado**

**Prueba del material**

**Pruebas de ultrasonido y de líquidos penetrantes**

**Marcado y verificación de dimensiones**

**Maquinado**

**Inspección de dimensiones**

**Prueba hidrostática**

**Limpieza**

### 3.- CONSTRUCCION Y MONTAJE

El edificio del turbo-generador o casa de máquinas, tiene un tamaño promedio (en función de la capacidad en MW y el número de unidades) de 40 a 100 m de largo por 30 a 40 m de ancho y por 30 a 40 m de alto, con un volumen aproximado de 40,000 a 90,000 m<sup>3</sup>; en el interior de este edificio se encuentra el emparrillado cimentación (mat) y el pedestal para el turbogenerador.

El edificio del turbogenerador tiene cimentación de concreto (en algunos casos sobre pilotes), con pisos de concreto reforzado; en los pisos superiores al nivel del suelo se tienen escotillas para el movimiento de equipos, que son cubiertas por rejillas de acero. Normalmente el marco del edificio se hace de acero estructural; las paredes laterales se hacen de mampostería hasta el nivel de operación y más arriba de lámina de asbesto o metálica y también de este material el techo en donde se instalan extractores de aire para ventilación; en las paredes se instalan hileras de marcos con ventanas y persianas.

El Mat. o emparrillado de cimentación para el pedestal del turbogenerador en ocasiones es soportado por pilotes que llegan hasta la roca o material resistente; las dimensiones del mat de cimentación es de unos 35 m de largo por 12 m de ancho y 3m de espesor. El pedestal tiene en la parte superior una mesa de piso de aproximadamente las mismas dimensiones del mat, con tres o cuatro grandes aperturas (depende del número de turbinas); la mesa de piso está soportada por 8 ó 12 columnas que pueden ser esbeltas o gruesas, dependiendo de la velocidad del rotor y/o si el pedestal está "sintonizado - bajo". La altura de las columnas varía de 6 a 12 m de largo.

Las turbinas de baja, intermedia y alta presión, el generador y el excitador se montan en la parte superior del pedestal, mientras que el condensador se localiza en un pozo que es una parte de la loza base.

En la sala de turbinas o casa de máquinas se cuenta con una o dos -

grúas puente que se usan para manejar las partes del turbo-generador, tanto durante la construcción como durante los mantenimientos o salidas para reparaciones.

Incluidas en el edificio de turbinas o adyacente a éste se encuentran la bahía de calentadores y el complejo de control, que también son estructuras grandes que requieren una considerable mano de obra para su construcción; la bahía de calentadores aloja en el nivel inferior a las bombas de agua de alimentación a la caldera y en los niveles intermedio y superior a los calentadores de agua de alimentación de baja y alta presión. El deareador se localiza en el nivel más alto; en los proyectos que queman carbón, en el nivel más bajo se incluyen también los silos de carbón, los alimentadores y los pulverizadores o molinos de carbón.



Dependiendo del tamaño, complejidad, productividad, etc. el montaje de un turbo-generador requiere aproximadamente de 100,000 a 250,000 horas-hombre.

A pesar de que existen diferentes fabricantes de turbogeneradores, hay una base común involucrada en las partes y en los requerimientos de manejo.

El turbo-generador puede estar en edificio cerrado o puede estar en una instalación exterior; normalmente la grúa sobre el turbo-generador se diseña para manejar la pieza más pesada del equipo que es el estator del generador. El estator es la parte estacionaria del generador que contiene las bobinas.

El turbo-generador se ensambla sobre su cimentación, que se localiza en la parte superior del pedestal de la turbina; las secciones inferiores de las carcasas de las turbinas de baja, intermedia y alta presión son las primeras piezas que se instalan.

Después de que se instalan y se ajustan en su lugar las mitades inferiores de los diafragmas y de los cojinetes se puede iniciar el alineamiento longitudinal; el alineamiento puede realizarse usando un alambre tensado localizado en la línea de centro o bien usando equipo laser. Una vez realizada ésta alineación se procede a instalar los rotores de las turbinas, alineando sus coples y después colocando en su lugar y ajustando las mitades superiores de los diafragmas; después de lo anterior se colocan en su lugar las mitades superiores de las carcasas y se atornillan.

Después que la turbina y el generador se ajustan completamente, se vuelve a verificar el alineamiento y finalmente se rellenan (grouting) las placas y tornillos de cimentación de la turbina y generador, utilizando el material (grout) especificado por el fabricante de la turbina.

El estator del generador en las unidades más grandes puede pesar hasta unas 600 t y normalmente se maneja con un marco de prensas

("gatos") o en un puente temporal; la instalación del estator en sus anclas de cimentación se realiza en ocasiones con un subcontratista equipado con equipo especial de levantamiento para este tipo de trabajo. El estator se envía al sitio en carros de ferrocarril ó bien - en un transporte especial y de éste, primeramente se transfiere al marco de prensas, para lo cual las uniones de levantamiento se atornillan al estator y entonces se eleva el estator al piso de operación de la casa de máquinas, enseguida se camina horizontalmente sobre rodillos hasta su cimentación y de ahí se baja a las placas de asiento que previamente han sido ajustadas y niveladas. El bajado del estator a sus anchas, también se efectúa con el marco de prensas que se mueve al piso de la sala de turbinas.

El rotor del generador se mueve del carro de ferrocarril al piso de operación de la casa de máquinas por medio de la grúa puente de la turbina, utilizando los estrobos especiales suministrados por el fabricante de la turbina; luego el rotor se desliza dentro del estator y entonces se colocan en su lugar las tapas de los cojinetes y las secciones de campana del generador. Después de ésto se instalan los enfriadores del generador o estator.

Una vez que la turbina está ensamblada, el cuello del condensador se solda a la turbina de baja presión y se atornilla al condensador; una junta de expansión hecha de hule o metal permite los cambios dimensionales que ocurren durante los calentamientos y enfriamientos.

Después de lo anterior se puede proceder a soldar la tubería de extracción de vapor a la turbina y también toda la tubería de la turbina: aceite, vapor de sellos, vapor principal, válvulas de paro, válvulas interceptoras y líneas de drenes.

En esta etapa también pueden conectarse los sistemas de control y eléctricos.

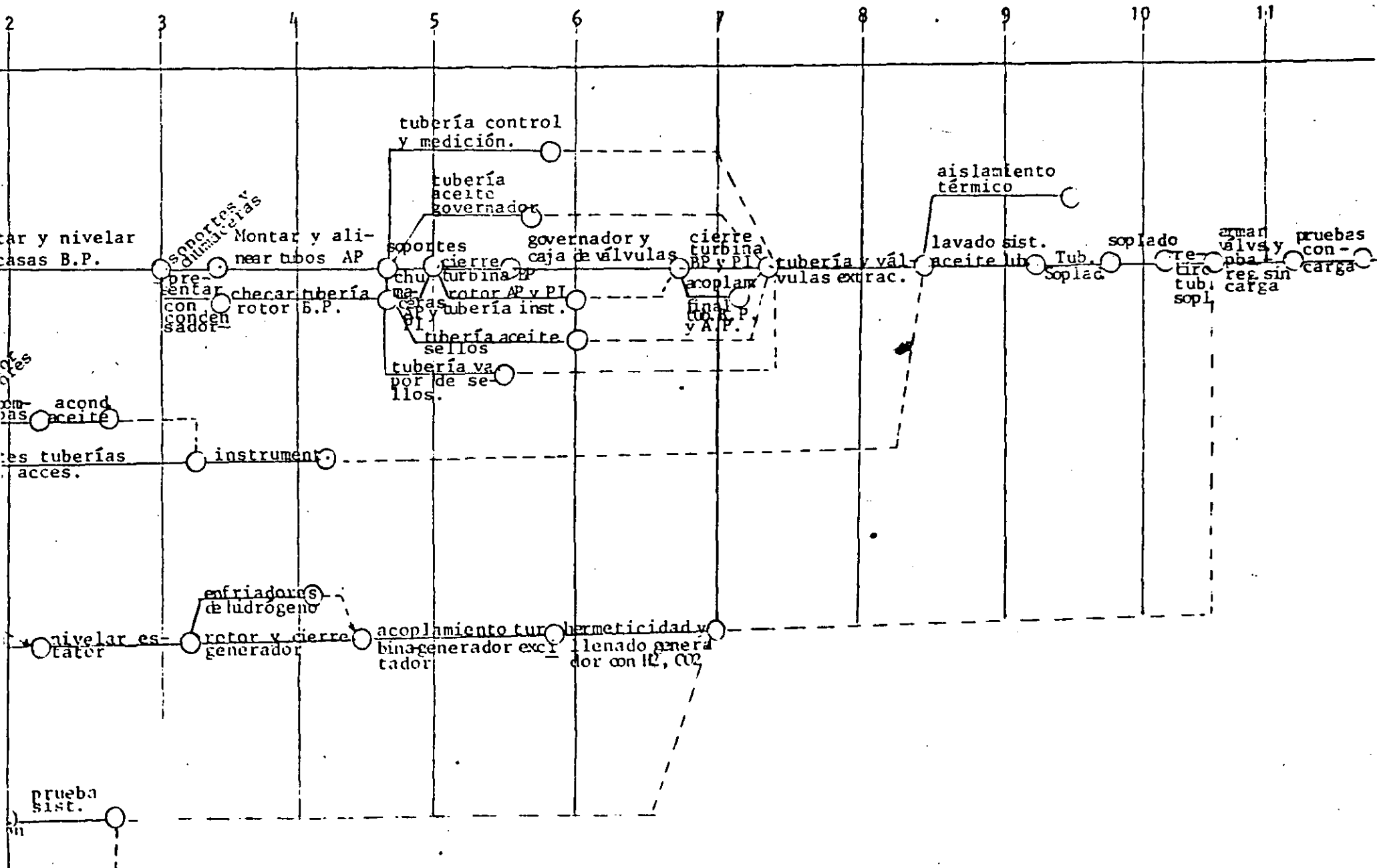
Después de que la fase de conexión se completa, se puede realizar el lavado de aceite (oil flush), se limpian los cojinetes con lo que el

turbogenerador queda listo para rodar en torna-flecha.

En la Fig. VIII- , se muestra el diagrama de red del montaje de un turbo-generador.

# MONTAJE DE UN TURBO-GENERADOR

M E S E S



El contenido o índice típico de especificaciones de montaje de un turbo-generador es el siguiente:

**A.- INVITACION A CONCURSO**

**CONDICIONES GENERALES**

**B.- INSTRUCCIONES A CONCURSANTES**

- . Definiciones
- . Calificación de concursantes
- . Garantías de concurso
- . Fianza de comportamiento
- . Garantías
- . Propuestas
- . Propósito de especificación
- . Ajustes de precios
- . Planos
- . Productos estandar
- . Método de ruta crítica
- . Correspondencia
- . Aceptación del contrato
- . Localización
- . Inspección del sitio
- . Tiempo de construcción
- . Mano de obra y suministros locales
- . Tabuladores de salarios

**CONDICIONES TECNICAS**

**C.- INSTALACION DE LA UNIDAD TURBO-GENERADORA**

- . Alcance

- . Trabajo Incluido
- . Trabajo no-Incluido
- . Localización del lugar de trabajo
- . Localización de espuela de FFCC
- . Equipo suministrado por el propietario
- . Dirección técnica de la instalación
- . Obligaciones del contratista

#### D.- REQUERIMIENTOS DE PLANOS Y DATOS

- . General
- . Programa para suministro de 8 copias y 1 reproducible
- . Arrastre y elevación del generador

#### E.- HOJAS DE PROPUESTAS DE OFERTAS

- . Precios
- . Ajuste de precios
- . Programa
- . Desviaciones, adiciones, suplementos y excepciones
- . Términos de pago
- . Representación y ejecución del contrato

#### F.- CONDICIONES ESPECIALES

- . Propósito
- . Acceso a la planta
- . Servicios y facilidades
- . Coordinación de contratistas
- . Inspección y arreglos

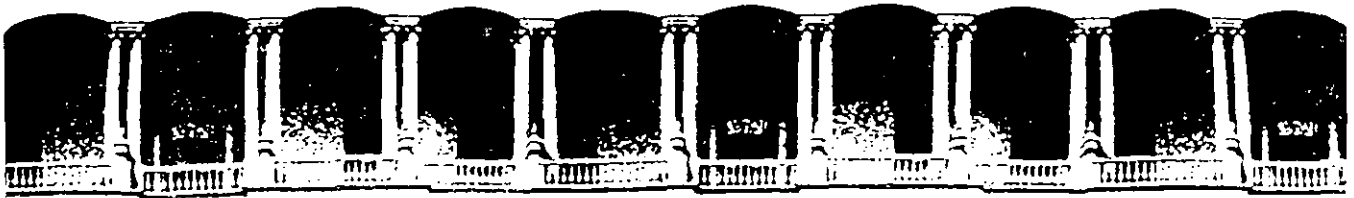
- . Edificio de contratistas y facilidades de almacenamiento
- . Equipo de construcción
- . Organización del contratista
- . Superintendencia
- . Identificación
- . Facilidades del contratista
- . Servicios y planta existente
- . Acceso al lugar y de materiales
- . Disputas jurisdiccionales
- . Requerimientos de seguridad, sanidad y médicos
- . Protección al trabajo y propiedad
- . Señales
- . Publicaciones
- . Limpieza de áreas de construcción y almacenamiento
- . Avance del trabajo de campo
- . Registro de planos
- . Cambios mayores de sistemas
- . Cambios y trabajo extra
- . Subcontratistas
- . Relaciones de contratistas y subcontratistas
- . Demoras o retrasos
- . Soldaduras
- . Procedimiento de manejo de materiales

OTROS

Planos de diseño

Planos de equipo del vendedor

Pesos de los componentes mayores de equipo



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

*PRUEBAS Y PUESTAS EN SERVICIO*

*ING. JORGE GONZALEZ VARELA*

*AGOSTO - 1992*



## IX: - PRUEBAS Y PUESTA EN SERVICIO

### Pruebas para poner en servicio Turbo-Generadores.

#### I PRUEBAS PRELIMINARES Y DE AUXILIARES.

Durante estas pruebas, además de poner en servicio el equipo auxiliar indicado, se efectuarán los ajustes al valor de diseño de los diferentes tipos de aparatos de control, alarma y -- protección del turbo/generador.

Para estas pruebas debe contarse previamente con energía eléctrica tanto de corriente alterna como directa, estar en servicio el sistema de aire de control y servicio, así como haber -- terminado satisfactoriamente el lavado del sistema de aceite lubricante e hidráulico o de -- control principalmente.

La secuencia de pruebas será la siguiente:

#### 1. Prueba de funcionamiento de las válvulas motorizadas.

Las pruebas y puesta en servicio de cables, motores, y válvulas se efectuarán de acuerdo con las instrucciones específicas para cada parte. Se probará además el control remoto y se exami -- nará que el funcionamiento sea normal.

#### 2. Prueba de funcionamiento de bombas de agua de circulación incluyendo el -- sistema y accesorios.

Las pruebas y puesta en servicio de las bombas, motores, cables, sistema, etc. se efectuarán de acuerdo con los instructivos específicos para cada parte atendiendo principalmente los siguientes aspectos:

- a) Prueba de funcionamiento continuo de la bomba por un período mínimo de 2 horas.
- b) Prueba de los aparatos de alarma
- c) Ajuste y prueba de bloqueos ( interlock ) tanto eléctricos como mecánicos a los valores de diseño.
- d) Durante la prueba registre los valores obtenidos y compárelos con los de las curvas características del fabricante.
- e) Ajuste de los aparatos de protección a los valores de diseño

### 3 Prueba de funcionamiento de las válvulas inversoras de flujo del condensador.

Esta prueba se efectuará bajo dos condiciones:

- a) Prueba de operación estática sin agua de circulación dentro del condensador comprobando que los bloqueos ( interlock ) de los mecanismos inversores operan normalmente de acuerdo con los diagramas de diseño.
- b) Prueba de operación de inversión práctica con el tubo-generador en condición de sin carga y con carga.

### 4 Prueba de funcionamiento de la bomba auxiliar de aceite ( B.A.A. )

Las pruebas y puesta de servicio de los cables, motor, bomba, sistema , etc. se efectuarán de acuerdo con los instructivos específicos de cada parte.

Se trabajará la bomba continuamente por un período mínimo de 2 horas vigilando que su operación sea normal.

5. Prueba de funcionamiento de la bomba de aceite del toma-flecha (B.A.T.F. ) --  
Se procederá en igual forma que en el inciso anterior.
6. Prueba de funcionamiento de la bomba de aceite de emergencia de cojinetes - -  
(B.A.E.C. ) se procederá en igual forma que en el inciso 4 y si es necesario se -  
efectuarán ajustes de las revoluciones.
8. Prueba de funcionamiento de equipo de sellasaceite *Generador* que comprenderá --  
principalmente los siguientes equipos.
  - a) Probar y poner en servicio la bomba de aceite principal de sellos.
  - b) Probar y poner en servicio la bomba de aceite de CD de emergencia de sellos
  - c) Ajustar y probar alarma de agua en el generador.
  - d) Ajustar y probar alarma de aceite en el generador.
  - e) Ajustar y probar alarma de alto nivel drenaje de sellos
  - f) Ajustar y probar alarma de alto y bajo nivel en tanque de vacío.
  - g) Probar y poner en servicio la bomba de vacío
  - h) Ajustar y probar manómetro de presión diferencial

Las pruebas y puesta en servicio de cables, motores, bombas, sistemas etc, se efectuarán de acuerdo con los instructivos específicos de cada parte, además de las pruebas anteriores, -- también será necesario realizar entre otras las siguientes:

- i Prueba de vacío en el tanque de vacío
- ii Regulación de presión por medio de la bomba principal de sellos de aceite

iii Elevación y disminución de presión de aceite de sellos para comprobar el funcionamiento del manómetro de presión diferencial.

iv Elevación y disminución del nivel de aceite en el tanque de vacío

V Elevación de nivel de aceite en el tanque de descarga de aceite de sellos

Vi Arranque automático de la bomba de emergencia de aceite de sellos

Vii Otras.

9 Prueba de funcionamiento del toma-flecha

Las pruebas y puesta en servicio de cables, control, motor, bloqueos, etc. se --  
efectuarán de acuerdo con los instructivos específicos para cada parte.

El toma-flecha se embragará con el rotor del tubo-generator y se examinará que el funcionamiento sea normal debiendo trabajar cuando menos un período de 2 horas.

7 Prueba de funcionamiento del extractor de vapores del tanque principal de aceite--

La prueba y puesta en servicio de cables, motor, extractor y sistema se efectuará de acuerdo con los instructivos específicos de cada parte.

La prueba comprenderá el funcionamiento continuo durante un período mínimo de 2 horas examinando que la operación sea normal.

10 Prueba de funcionamiento del equipo de control de gas hidrógeno

Para éstas pruebas será necesario además tener terminadas, conectadas y disponibles las tuberías de gas hidrógeno, de gas CO<sub>2</sub>, de gas Freon y las que se encuentran --

alrededor de los aparatos de control de hidrógeno y sellos de aceite.

Las pruebas comprenderán los siguientes puntos principalmente:

- a) Ajuste del medidor de pureza de hidrógeno
- b) Ajuste disminución de la pureza de hidrógeno
- c) Elevación y disminución de la presión interna del generador.
- d) Disminución de la presión en el cabezal de gas
- e) Elevación de la temperatura de gas en el generador
- f) Ajuste y prueba de alarma de fuga de agua
- g) Otros

11 Prueba de hermeticidad del generador y sistemas de gas hidrógeno, CO<sub>2</sub> y Freon.

Las pruebas se efectuarán utilizando aire comprimido a 2.2 Kg/cm<sup>2</sup> en la etapa inicial -- para eliminar fugas grandes y posteriormente para detectar y eliminar las fugas pequeñas-- se empleará gas Freon.

Para el procedimiento de prueba completo será necesario referirse al trabajo específico sobre este tema.

La cantidad de fuga no deberá exceder de 1 m<sup>3</sup>/día en pruebas que tengan una duración de 24 horas.

El procedimiento para calcular la cantidad de fuga será el siguiente:

$$L = V \times \frac{24}{t} \times \frac{273 + 20}{760} \left[ \frac{B_1 + P_1}{273 + T_1} - \frac{B_2 + P_2}{273 + T_2} \right]$$

En donde:

L = Cantidad de fuga en m<sup>3</sup>/día a 20° C y 760 mm de Hg. abs.

B = Presión atmosférica en mm de Hg.

P = Presión del aire en el sistema en mm de Hg.

T = Temperatura del aire en el generador en °C

t = Duración de la prueba en horas

V = Volúmen del sistema en m<sup>3</sup>

Los subindices 1 y 2 indican las condiciones al inicio y al final de la prueba respectivamente.

Si se emplea un medidor de flujo de hidrógeno para medir la fuga en aire, la lectura indicada deberá ser multiplicada por 0.263.

Para estimar el tamaño de una fuga podrán ser utilizadas las siguientes ecuaciones. Para burbujas formadas en el aire:

$$L_1 = 50 \times \frac{KV}{t}$$

En donde:

L<sub>1</sub> = fuga equivalente de hidrógeno en pies<sup>3</sup>/día

V = Volúmen de la burbuja en pulg<sup>3</sup>.

t = tiempo de formación de la burbuja en segs.

K = 1, con hidrógeno en el generador

K = 3,75, con aire en el generador.

Para burbujas formadas por fugas cubiertas completamente por un líquido:

$$L_2 = 90.5 NK d^3$$

En donde:

$L_2$  = fuga equivalente de hidrógeno en pies<sup>3</sup>/día

N = Número de burbujas formadas en 10 segundos

d = diámetro de la burbuja en pulgs

K = 1, con hidrógeno en el generador

K = 3.75, con aire en el generador

12 Prueba de funcionamiento de la bomba de extracción de condensado incluyendo el sistema y accesorios.

Las pruebas y puesta en servicio de cables, motores, bombas, sistemas, etc se efectuarán de acuerdo con los instructivos específicos para cada parte, atendiendo principalmente los siguientes puntos:

- a) Prueba de funcionamiento continuo de la bomba por un período mínimo de 2 -- horas.
- b) Lavado del sistema de tuberías y recipientes como pozo caliente del condensador, tanque *dearcador*, etc.
- c) Ajuste y prueba de los aparatos de alarma
- d) Ajuste y prueba de los bloqueos ( *interlocking* ) a los valores de diseño tanto -- eléctricos como mecánicos.
- e) Durante la prueba observe los valores obtenidos comparándolos con los de las -- curvas características del fabricante.
- f) Ajuste de los aparatos de protección, señalización, control etc. a los valores de proyecto o diseño.

Para esta prueba y la siguiente será necesario disponer de un gran volumen de agua.

13. Prueba de funcionamiento de la bomba de agua de alimentación incluyendo el sistema y accesorios.

Se procederá en la misma forma indicada en el inciso anterior para la bomba de extracción de condensado sistema y accesorios.

14 Prueba de funcionamiento de la bomba de drenaje incluyendo el sistema y accesorios.

Se procederá en la misma forma indicada en el inciso 12 anterior para la bomba de extracción de condensado sistema y accesorios.

15 Prueba de funcionamiento de los ventiladores del condensador de vapor de agua incluyendo el sistema de extracción y accesorios.

Las pruebas y puesta en servicio de cables, motores, ventiladores, sistema, etc se efectuarán de acuerdo con los instructivos específicos para cada parte, atendiendo principalmente los siguientes puntos:

- a) Prueba de funcionamiento continuo del ventilador por un período mínimo de dos horas.
- b) Ajuste y prueba de los aparatos de alarma
- c) Ajuste y prueba de los aparatos de protección a los valores de diseño
- d) Ajuste y prueba de bloqueos ( interlocking ) tanto eléctricos como mecánicos a los valores de diseño.

16 Prueba de funcionamiento del equipo y sistema de rociadores para enfriamiento de escape de la carcasa de baja presión de la turbina.



Para las pruebas y puesta en servicio del equipo y sistema se procederá en la misma forma que en el inciso anterior.

Este sistema se ajustará para operar con 15 % de la carga normal ó menor por supuesto en forma automática y dejando la posibilidad de operación manual principalmente en los arranques .

17 Prueba de funcionamiento de los aparatos de alarma de alto y bajo nivel en el tanque principal de aceite lubricante incluyendo el ajuste del vacío por operación del extractor de vapores de aceite que deberá estar comprendido entre 15 y 35 mm de Hg.

18 Prueba de funcionamiento del equipo y sistema purificador de aceite.

Para las pruebas y puesta en servicio del equipo y sistema se procederá en la misma forma que la indicada en el inciso 12.

Para lo anterior, además deberá vigilarse que hayan sido lavados los tanques y llenos con aceite limpio instalándose cartuchos ( elementos del filtro ) limpios y nuevos.

19 Ajuste al valor de diseño y prueba de operación hidráulica de las válvulas principales de paro de vapor utilizando la presión producida por la bomba auxiliar de aceite.

20 Ajuste al valor de diseño y prueba de operación hidráulica de los válvulas de paro de vapor recalentado empleando la presión producida por la bomba auxiliar de aceite.

21 Ajuste a los valores de diseño y pruebas de operación hidráulica de los mecanismos <sup>governador</sup> del generador empleando la presión producida por la bomba auxiliar de aceite.

- 22 Ajuste a los valores de diseño y pruebas de operación hidráulica del mecanismo de las válvulas interceptoras con la presión producida por la bomba auxiliar de aceite.
- 23 Ajuste a los valores de diseño y pruebas de operación hidráulica o neumática de los mecanismos de las válvulas de no retorno de las extracciones.
- 24 Ajuste a los valores de diseño y pruebas de operación hidráulica del regulador de presión inicial utilizando para la presión de aceite la producida por la bomba auxiliar de aceite y presión de agua producida por algún medio o aparato en lugar de la presión de vapor.
- 25) Ajuste a los valores de diseño y pruebas de operación hidráulica de la válvula de purga de emergencia empleando la presión producida por la bomba auxiliar de aceite.
- 26 Ajuste y prueba a los valores de diseño de los diferentes switches límites de la unidad como válvulas de paro de vapor principal y recalentado, etc.
- 27 Ajuste y prueba a los valores de diseño de los diferentes switches o relevadores de presión de la unidad.

Los switches o relevadores por probar, puntos por comprobar y procedimiento de prueba serán principalmente las siguientes respectivamente:

- a) Switch o relevadores para arranque automático de la bomba auxiliar de aceite.  
( presión de arranque-presión de paro ) Se ajustará manipulando la válvula de prueba a la velocidad de régimen o bien disminuyendo la velocidad.

- b) Switch o relevador para arranque automático de la bomba de aceite del toma-flecha. ( Presión de arranque-Presión de paro ) Se ajustará manipulando la válvula de prueba.
- c) Switch o relevador para arranque automático de la bomba de aceite de emergencia de cojinetes. ( Presión de arranque-Presión de paro ). Se ajustará manipulando la - - válvula de prueba.
- d) Switch o relevador de bloqueo y protección ( interlock ) del motor del toma-flecha ( Presión de arranque-Presión de paro ) Se ajustará manipulando la válvula de prueba.
- e) Switch o relevador de alarma de baja presión de aceite lubricante. ( Presión de arranque- Presión de paro ) Se ajustará manipulando la válvula de prueba.
- f) Switch o relevador de disparo por baja presión de aceite lubricante. ( presión de arranque-Presión de disparo ). Se ajustará manipulando la válvula de prueba.
- g) Switch o relevador de alarma por baja presión de aceite del sistema hidráulico - ( Presión de arranque-Presión de disparo ) Se ajustará manipulando la válvula de prueba.
- h) Relevador de disparo por falla en el cojinete de empuje. ( Presión de disparo- - Presión de seguridad ) Se ajustará operando manualmente el mecanismo de empuje del - relevador.
- i) Switch o relevador de alarma por baja presión en el vapor de sellos ( Presión de - alarma-Presión de seguridad ). Se ajustará manipulando la válvula de aislamiento sobre - el detector de la línea.

Las presiones de aceite deberán quedar dentro de tolerancias específicas e indicarse a to nivel de referencia por ejemplo la línea de centro de la turbina.

28. Ajustes y pruebas de arranque automático de bombas de aceite como la del toma- flecha y la de emergencia de cojinetes.

El ajuste y prueba de arranque automático de la bomba auxiliar de aceite se efectuará- cuando se tenga la velocidad de régimen en la turbina.

29. Prueba de funcionamiento y ajuste temporal en frío de las carreras de las válvulas de control.

30. Ajuste temporal de la bomba de aceite elevadora ( Booster ).

31. Prueba de funcionamiento y ajuste de los mecanismos y relevadores de disparo, incluyendo el disparo simulado ( Sobre/velocidad ).

32. Prueba y ajuste temporal del regulador de vapor de sellos.

33. Pruebas y ajustes a los valores de diseño de cada uno de los controladores de nivel.

34. Pruebas y ajustes a los valores de diseño de cada uno de los controladores de presión.

35. Pruebas y ajustes a los valores de diseño de cada uno de los aparatos de alarma por nivel y presión.

36. Pruebas y calibración de cada uno de los instrumentos necesarios para la operación-

principalmente los siguientes:

- a) manómetros de presión
- b) Termómetros
- c) Medidores de flujo
- d) otros

El grado de calibración se efectuará de acuerdo con la importancia que para la seguridad y operación del turbo-generador tenga cada uno de los instrumentos.

37. Prueba y ajuste a los valores de diseño de cada uno de los instrumentos *supervisor*

El ajuste se efectuará desplazando manualmente los detectores de los instrumentos, comprendiendo principalmente los siguientes instrumentos:

- a) Medidor de expansión diferencial
- b) Medidor de excentricidad
- c) Medidor de expansión axial
- d) Medidor de posición de flecha
- e) Medidor de vibraciones
- f) Otros

38. Prueba de resistencia de aislamiento del generador

Estas pruebas se efectuarán de acuerdo con las secciones aplicables del estandar C 50.1-19 de la ASA y el código de pruebas No. 503 de la AIEE.

En caso que la resistencia de aislamiento sea menor del 50 % del valor de Fábrica será necesario efectuar el secado del aislamiento, iniciándose la preparación para ello.

39. Pruebas primarias del excitador en preparación para pruebas de funcionamiento.

40. Ajustes y pruebas de secuencias y bloqueos ( interlocking ) del tubo-generador - antes del arranque inicial.

Varias de éstas pruebas son las que se han descrito anteriormente, pero ahora es necesario realizarla bajo un programa coordinado que puede ser efectuado normalmente en un día.

Estas pruebas se realizarán una vez que se hayan efectuado satisfactoriamente las anteriores.

El procedimiento y programa de ésta prueba se decidirá en el sitio de acuerdo con el avance de las pruebas en el lugar.

41. En el transcurso de las pruebas anteriores, deberán efectuarse los siguientes trabajos y pruebas principalmente:

- a) Soplado de tuberías principales de vapor
- b) Soplado de tuberías de sellos de vapor
- c) Calibración de válvulas de seguridad de la caldera
- d) Remover tuberías de soplado con vapor
- e) Reinstalar válvulas de paro de vapor principal y combinadas incluyendo la instalación de mallas temporales.
- f) Pruebas primarias y ajustes para pruebas de funcionamiento de transformador principal, subestación y líneas de transmisión.
- g) Envío de programas de sincronización y cargas a operación de sistema o las licencias y programas de carga necesarios.

42 Para la realización de éstas pruebas preliminares será necesario tener terminados, conectados, probados y disponibles los siguientes sistemas, equipos y partes principal - mente:

- a) Tuberías de gas Hidrógeno
- b) Tuberías alrededor de los aparatos de control de gas hidrógeno y sellos de aceite.
- c) Sistema de gas  $\text{CO}_2$
- d) Sistema de gas Freon
- e) Sistema de agua para enfriadores de hidrógeno
- f) Suministro de energía eléctrica a tableros y motores del sistema de sellos de aceite.
- g) Sistema condensado ( incluyendo calentadores , controles, medidores, etc)
- h) Sistema agua de alimentación
- i) <sup>Cableado</sup> Alambrodo de potencia, control, protección, señalización, bloqueos, - - Instrumentos, etc a motores de bomba y equipos en general.
- k) Disponibilidad de gran volumen de agua para el lavado de tubería
- l) Localización de cada equipo en su posición normal
- m) Tanque principal de aceite limpio y lleno de aceite
- n) Tanques de agua desmineralizada o evaporada, respuesto de condensado, almacenamiento dewater y pozo caliente del condensador limpios y - - llenos de agua.
- o) Mallas temporales en los sistemas y lugares que lo requieran.
- p) Tuberías de agua, aceite y aire, incluidos las líneas de drenaje.

q) Todas las conexiones eléctricas y equipos relacionadas con el turbo-generador

43. Estas pruebas preliminares requerirán aproximadamente un período de 14 días.

## II PRUEBA DE VACIO

1. Esta prueba se efectuará una vez terminadas satisfactoriamente las pruebas, trabajo y equipos mencionados en el capítulo I como pruebas preliminares, comprobándose además la terminación y ajuste de la carcasa de la turbina, condensador y calentadores agua alimentación y condensado.

2. En adición de los sistemas y equipos que se mencionan en el siguiente inciso, es necesario tener terminados y disponibles las siguientes partes y sistemas:

- a) Líneas de tuberías de las extracciones
- b) Drenes de calentadores, turbina y líneas al condensador
- c) Tuberías de vapor principal y recalentado
- d) Agua disponible para operar el sistema de condensado
- e) Manómetros de presión absoluta y otros instrumentos
- f) Condensador
- g) Tuberías extracción de aire de eyectores
- h) Tuberías escape aire del condensador de vapor de sellos
- i) Calentadores agua alimentación y condensado



3 La operación de los siguientes equipos y sistemas deberá ser comprobado antes de la prueba para su puesta en servicio cuando se requiera:

- a) Bombas agua de circulación incluyendo el sistema
- b) Bombas extracción de condensado incluyendo el sistema
- c) Rodado de la turbina con toma-flecha
- d) Regulador de vapor de sellos incluyendo sistema de tuberías
- e) Condensador de vapor de sellos incluyendo los ventiladores extractores y el sistema de tuberías.
- f) Bomba de enfriamiento de cojinetes incluyendo el sistema
- g) Equipo extracción de aire ( *eyectores* o bombas de vacío ) incluyendo el sistema de tuberías.
- h) Comprobación de las posiciones de apertura y cierre de cada una de las - - válvulas tanto de extracciones como de vapor, agua y drenes.
- i) Dispositivo rompedor de vacío
- k) Ajuste a los valores de diseño y prueba de operación del dispositivo de disparo por bajo vacío.

4 Con objeto de facilitar la localización de las fugas, la prueba se efectuará en las siguientes tres etapas:

- a) La primera etapa comprenderá el condensador y las carcasas de las turbinas-unicamente.
- b) La segunda etapa comprenderá, además de la anterior, a los calentadores de agua de baja presión incluyendo las líneas de tuberías de drenajes, venteos, extracciones, etc.

- c) La tercera etapa que comprenderá, además de los dos anteriores, al deaerador, calentadores de agua de alta presión incluyendo las líneas de tuberías de drenajes, venteos, extracciones, etc.
5. Antes de la prueba se llenarán con agua limpia las siguientes partes:
- a) Recipiente de agua del regulador de vapor de sellos
  - b) Tubo U del condensador de vapor de sellos
  - c) Tubo U del condensador de los proyectores de acuerdo con el procedimiento de arranque para éste equipo.
6. El siguiente equipo deberá permanecer disponible para operación en cuanto sea -- requerido en adición a los mencionados en el inciso 3.
- a) Bomba auxiliar de aceite
  - b) Dispositivo torna-flecha
  - c) Bomba de aceite del torna-flecha
  - d) Válvula de recirculación de condensado
7. El procedimiento de prueba se efectuará en la siguiente forma:
- a) Póngase en servicio una bomba de agua de circulación trabajándose el -- condensador con toda su sección.
  - b) Ruédese la turbina con torna-flecha, teniendo siempre la precacución de -- hacerlo antes de poner en servicio el sistema de sellos de vapor.
  - c) Póngase en servicio la bomba de condensado incluyendo el sistema de tuberías.
  - d) Póngase en servicio el regulador de presión de vapor a sellos ajustando la -- presión del vapor a unos  $0.25 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$

- e) Póngase en servicio el condensador de vapor de sellos y ajústese la presión a aproximadamente 250 mm de Hg. manipulando las válvulas de entrada y salida.
- f) Póngase en servicio el equipo de extracción de aire y hágase vacío en el condensador hasta los puntos de diseño.
- g) Cuando se ha alcanzado el vacío de diseño, ciérrase la válvula de extracción de aire y regístrese las lecturas de vacío cada 5 minutos para localizar y corregir fugas.

Una vez que no se tenga una disminución sensible en el vacío, puede esperarse razonablemente que se han eliminado las fugas y se pasará a la siguiente etapa.

- h) Terminada satisfactoriamente la primera etapa, se pasa a la segunda que comprende los equipos mencionados en el inciso 4-b y se procede en igual forma que en punto anterior 7-g.
- i) Cuando se termina satisfactoriamente la segunda etapa, se pasará a la tercera etapa que comprende los equipos mencionados en el punto 4-c y en seguida se procede en la misma forma que la indicada en el punto 7-g.
- k) Después de que se han terminado satisfactoriamente las pruebas de vacío anteriores se abre el dispositivo rompedor de vacío para romper éste.
- l) En el momento de romper el vacío se probarán los dispositivos de alarma y disparo por vacío los cuales deberán operar a los siguientes valores:

Alarma a :	125	+ 10	- 15	mm de Hg absoluto
Disparo a :	250	+ 10	- 15	" " " "

8 Esta prueba podrá efectuarse normalmente en 1 día.

## II PRUEBA DE ESTIRAMIENTO ( Stretch-out )

- 1 Esta prueba se efectuará después de que se hayan realizado satisfactoriamente las pruebas de auxiliares I y la Prueba de vacío II.
- 2 La prueba se efectuará manteniendo la turbina a una velocidad de aproximadamente la cuarta parte de la velocidad de régimen y variando gradualmente el vacío en el condensador desde el nominal hasta un punto más bajo en tal forma de expandir o estirar suavemente sin brusquedad la carcasa de la turbina.
- 3 Además de la terminación de las pruebas, equipos y sistemas necesarios para las pruebas de auxiliares y de vacío, será necesario contar para la prueba de estiramiento con la terminación y ajuste de todo tipo de instrumento supervisorio y que todas las conexiones eléctricas estén completas.
- 4 Antes de la prueba y durante ésta efectúense las siguientes pruebas, comprobaciones, mediciones y observaciones:
  - a) Prueba del desbrague automático del tornaflecha
  - b) Compruebe cada instrumento registrador supervisorio

- c) Midase la expansión de la carcasa de la turbina
- d) Durante el rodado observe que no haya vibraciones fuera de tolerancia, no haya rozamientos, etc.

5 Esta prueba se efectuará antes de la de elevación de velocidad y prueba de dispositivos de protección, manteniendo la velocidad o aproximadamente  $1/4$  de la velocidad de régimen y variando el vacío desde 60 mm de Hg. abs hasta 360 mm de Hg. abs en etapas de 100 mm de Hg cada una para estirar la carcasa de la turbina en forma suave.

6 El procedimiento de prueba será el siguiente:

- a) Hágase vacío en el condensador y manténgase a unos 60 mm de Hg abs. y entonces arrónquese la turbina.
- b) Como esta es la primera prueba de rodado de la turbina, compruébese cuidadosamente si no hay ningún rozamiento manteniendo una velocidad de 200 rpm. durante un periodo de 2 horas. Si todo esta correcto aumentese la velocidad hasta aproximadamente un cuarto de la de régimen - - ( más o menos 900 rpm )
- c) El vacío se cambiará de acuerdo con la tabla que se da a continuación y se registrará la expansión de cada parte de la carcasa de la turbina cada treinta minutos.

Vacío abs	tiempo -	velocidad
60 mm de Hg	1 hora -	0 rpm
60 " "	2 horas -	200 "
160 " "	1 hora -	900 "
260 " "	1 hora -	900 "
360 " "	1 hora -	900 "
260 " "	1 hora -	900 "
160 " "	1 hora -	900 "
60 " "	1 hora -	900 "

Se rompe el vacío y se para la turbina, manteniéndola en torno-flecha hasta el siguiente día o próxima prueba.

Durante la prueba se vigilará cuidadosamente que no hay vibraciones en los cojinetes fuera de las tolerancias y que no haya rozamientos del rotor principalmente.

7 El vacío en el condensador se ajustará por medio de entradas de aire en la línea de tubería de vacío.

8 Las diferencias de temperatura entre las paredes interior y exterior de las carcazas de las turbinas de alta presión y presión intermedia deberá mantenerse menor de 83° C. -- durante esta prueba por medio de la regulación de la temperatura del vapor.

9 La temperatura de la carcaza de escape de la turbina deberá mantenerse menor de 86° C. poniendo en servicio desde el arranque los rociadores de la carcaza de escape.

10 De acuerdo con el estado de la expansión de la carcaza de la turbina que deberá

ser de unos 25 mm en una turbina *tandem compound*

de 150 MW,

podrán modificarse los tiempos indicados en el programa de la tabla del inciso 6-C.

11 La prueba de estiramiento puede efectuarse normalmente en un periodo de un día.

#### IV PRUEBA DE ELEVACION DE VELOCIDAD Y DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD

1 Esta prueba se efectuará después de haber realizado satisfactoriamente las anteriores pruebas de auxiliares, vacío y estiramiento de la turbina ( I, II y III ), así como los equipos, instalaciones e instrumentos para dichas pruebas.

2 Las pruebas que se efectuarán serán principalmente las siguientes

- a) Elevación de velocidad de la turbina hasta la de régimen
- b) Vigilar que la vibración de cada uno de los cojinetes se encuentre dentro de las tolerancias.
- c) Vigilar que la temperatura de descarga del aceite lubricante no exceda de las tolerancias.
- d) Revisar que la expansión diferencial se encuentre dentro de los límites permisibles.
- e) Vigilar que la excentricidad no exceda las tolerancias permitidas.
- f) Vigilar que las diferencias de temperatura entre las paredes interiores y exteriores de las corozas de las turbinas de alto e intermedia presión no exceda los límites permisibles.

- g) Prueba de disparo por aceite
- h) Prueba de arranque automático de cada bomba de aceite, en forma especial y en primer lugar la bomba auxiliar de aceite.
- i) Ajuste de la presión de aceite lubricante e hidráulico o de control a los -- valores de diseño.
- k) Prueba de disparo maestro
- l) Prueba de bloqueo ( lock out ) de válvulas
- m) Cambio de enfriadores de aceite
- n) Prueba de operación de cada uno de los diferentes tipos de dispositivos de prueba.
- o) Ajuste del regulador automático de velocidad
- p) Prueba de disparo secundarios de aceite ( niveles calentadores, etc )
- q) Prueba de la gama de operación del gobernador de velocidad

3 Las siguientes pruebas se efectuarán después que la turbina ha operado continuamente durante 2 o 3 horas con 25% de la carga nominal

- a) Prueba de la gama del gobernador de velocidad
- b) Prueba de disparo del gobernador de emergencia
- c) Prueba de disparo del gobernador de respaldo
- d) Prueba de regulación del gobernador de velocidad.
- e) Simulación de rechazo de carga por disparo de aceite
- f) Prueba de falla del relevador del cojinete de empuje



4 El procedimiento para la elevación de velocidad será el siguiente:

- a) Previamente se tendrá a la turbina rodando en torna-flecha, de ser posible desde la prueba de estiramiento efectuada el día anterior.
- b) Antes del arranque se deberá tener una temperatura del aceite lubricante de  $32^{\circ}\text{C}$ . o mayor
- c) La temperatura del aceite lubricante a la velocidad de régimen se regulará para mantenerla entre  $40$  y  $50^{\circ}\text{C}$
- d) Durante el arranque el vacío en el condensador deberá ser de unos  $80$  mm- de Hg absoluto cuando menos
- e) Deberá comprobarse que el torna-flecha se desabroga en forma automática.
- f) Se medirá la vibración de uno de los cojinetes con un medidor de vibración temporal cuando se eleva la velocidad desde  $1000$  rpm hasta la de régimen como medida de seguridad para comprobar la operación del registrador permanente de vibraciones.
- g) La aceleración de la turbina deberá ser de  $2$  a  $3$  rpm/seg. y será aumentada mas mientras se acerque a las velocidades críticas.
- h) Mientras se eleva la velocidad se regulará la presión del aceite lubricante a  $1.4$  Kg/cm<sup>2</sup> man y la presión en la succión de la bomba principal -- de aceite a  $2.1$  Kg/cm<sup>2</sup> man. aproximadamente, ajustando la descarga de la bomba elevadora ( booster )
- i) Mientras se eleva la velocidad y al llegar a la de régimen se revisará -- cuidadosamente cada parte relacionada con la turbina especialmente la -- temperatura de descarga del aceite lubricante de cada cojinete para que -- sea normal.

k) Durante toda la prueba se mantendrá en servicio los rociadores de agua de la carcasa de la turbina de escape.

5 Para probar el arranque automático de la bomba auxiliar de aceite se bajará gradualmente la velocidad de la turbina hasta comprobar que arranca y que deberá ser a una presión unos  $12.5 \text{ Kg/cm}^2$  man. del sistema hidráulico o el especificado por el fabricante.

6 Bájese la velocidad de la turbina a unos 2 700 rpm. bloqueando el arranque automático de la bomba auxiliar de aceite hasta que opere el disparo por baja presión de aceite, anotando ésta presión y la velocidad a la que ocurre.

7 Mientras la velocidad se mantiene a la de régimen opárese la palanca de disparo maestro debiendo dispararse la turbina. Deberá comprobarse también éste disparo desde el control remoto del cuarto de control.

8 Con la turbina a su velocidad de régimen opárese el dispositivo de bloqueo de - - válvulas y confirmese que no se dispara la turbina aún cuando se opere el disparo maestro.

9 Por medio del volante manual del dispositivo de sincronización regulese la velocidad de la turbina que deberá estar un 5% arriba y un 5% abajo de la de régimen o bien dentro de la gama especificado por el fabricante para el gobernador de velocidad.

10 Con la parrilla de prueba en su posición, elevese la velocidad de la turbina para probar el disparo del gobernador de respaldo el cual deberá operar a  $109 \pm 0.5 \%$  de la velocidad de régimen o la de diseño.

11 Auméntase la velocidad de la turbina y compruébese la operación del disparo del gobernador de emergencia que deberá ser de  $110 \pm 0.5$  % de la velocidad de régimen o bien la especificada por el fabricante . Esta prueba deberá efectuarse dos veces.

12 Para comprobar la regulación del gobernador de velocidad manténgase la velocidad de la turbina a 104 % de la de régimen y entonces ciérrase la válvula de paro de vapor principal con la cual la velocidad de la turbina disminuirá y el servomotor se abrirá; la relación entre la apertura del servomotor y la velocidad de la turbina nos dará la regulación de velocidad. Esta regulación desde la carrera completa hasta la carrera de no carga deberá ser de 3 a 5% de la velocidad de régimen o bien la especificada por el fabricante.

13 La prueba de simulación de rechazo de carga y pruebas secundarias por disparo de aceite se efectúan especialmente para comprobar los cambios de presión del aceite lubricante e hidráulico o de control. El procedimiento consiste en aumentar la velocidad de la turbina a 104% de la velocidad de régimen y cerrar la válvula de paro de vapor principal por medio del dispositivo de prueba con lo cual resultará una apertura completa del servomotor a plena carga; en éste punto opérese la manija del disparo-mostrero con lo cual cerrará rápidamente el servomotor.

En el momento de cierre del servomotor las presiones de aceite lubricante e hidráulico caerán instantáneamente y deberá medirse y comprobarse que cada una de las presiones de aceite no sea anormal, de acuerdo con las especificaciones del fabricante.

cojinete de empuje se efectuará a la velocidad de régimen operando los dispositivos. La presión de aceite de disparo deberá ser de 3.5 a 5.0 Kg/cm<sup>2</sup> man. y la indicación del dispositivo de desplazamiento de 0.8 a 1.0 mm o bien las especificados por el fabricante.

15 Con excepción de las pruebas 5, 6, 7 y 13, deberá mantenerse continuamente operando la bomba auxiliar de aceite.

16 Operece y compruebase que el cambio de el enfriador de aceite que esta en servicio al de reserva sea suave sin cambios bruscos en la presión; efectúese esta prueba dos veces.

17 Durante todo el tiempo que la turbina se encuentra rodando a la velocidad de régimen midase y registrese la vibración en cada uno de los cojinetes, vigilando que se encuentren dentro de las tolerancias especificadas.

18 Pruebese el regulador automático de velocidad de acuerdo con el procedimiento especificado por el fabricante.

19 En esta etapa se harán los ajustes finales de presión de aceite de la bomba elevada (booster)

20 Una vez que se han efectuado las pruebas y comprobado los dispositivos anteriores satisfactoriamente, se bajará la velocidad de la turbina y se parará en la siguiente forma:

- a) Operece el disparo maestro de la turbina
- b) Operece el dispositivo rompedor de vacío para romper éste

- c) Compruebe que el arranque automático de cada una de las bombas de aceite sea a las presiones normales.
- d) Observese las vibraciones de cada uno de los cojinetes.
- e) Ponga en servicio el torna-flecha

21 Mantenga la turbina rodando en torna-flecha por un día o bien hasta la siguiente etapa de prueba.

22 Normalmente las pruebas anteriores podrán ser efectuadas en un período de un día.

NOTA: En caso de que las vibraciones en los cojinetes excedan los límites permisibles se balanceará el rotor del turbo-generador en el sitio a la velocidad de régimen requiriéndose aproximadamente unos 5 días para ello.

## V PRUEBAS SIN CARGA DEL GENERADOR.

1 Una vez terminadas satisfactoriamente las pruebas de operación de elevación de velocidad y dispositivos de operación se efectuarán a continuación las pruebas sin carga del generador como preparación para la sincronización.

2 Las pruebas que se efectuarán serán las siguientes principalmente:

- a) Secado del generador rodándolo
- b) Pruebas dieléctricas del generador
- c) Pruebas del excitador en caso de que no tenga excitación separada en -  
cuyo <sup>18-29</sup> entre éstas pruebas puedan ser efectuadas simultáneamente con el -

período de pruebas anteriores ( vacío, Estiramiento o Elevación de -  
velocidad )

- d) Prueba de corto-circuito trifásico
- e) Prueba y ajuste del equipo de gas hidrógeno
- f) Llenado de gas hidrógeno del generador
- g) Ajustes y pruebas del regulador automático de voltaje
- h) Pruebas de saturación del generador en circuito -abierto
- i) Revisión y prueba rotación secuencia de fases y comprobación sincroscopo

3 Para esta prueba será necesario tener disponible los siguientes equipos y sistemas -  
además de los anteriores para las pruebas precedentes:

- a) *Cableado*  
Alambre eléctrico de cada fase
- b) *Cableado*  
Alambre eléctrico del tablero de control de generador
- c) Tuberías de escape y dispositivo de secado del gas hidrógeno
- d) Tuberías de gas CO<sub>2</sub>
- e) Interruptor principal en condiciones de operación
- f) Instalación de corto-circuito trifásico
- g) Transformador de corriente alterna para pruebas dieléctricas del estator  
y del campo.

4 El procedimiento de secado del Generador rodándolo será el siguiente considerando  
que previamente se han efectuado las pruebas de resistencia de aislamiento del estator y del

compo. En caso de que el valor de la resistencia de aislamiento obtenido sea mayor del 50 % del de fábrica no será necesario efectuar el secado rodando la turbina. El proceso de secado se efectuará con el generador corto-circuitado, con excitación en el campo y rodando el turbo-generador a su velocidad de régimen.

- a) Se pone en servicio el equipo de sellos de aceite y se introduce aire -- dentro del generador a través del dispositivo de secado de gas sacándolo por la tubería de escape y manteniendo una presión en el interior de -- 700 a 1000 mm de Hg.
- b) El aumento de la corriente en el generador se efectúa a un régimen de -- 20 a 30 % /hora de la corriente nominal y el aumento de temperatura del embobinado se ajusta a un régimen de 10 a 15 °C /hora.
- c) Cuando se alcance una temperatura de 80 a 85 °C. del embobinado, se -- mantendrá a este valor.
- d) Controlando el flujo de agua a los enfriadores de aceite, se mantendrá una temperatura de 50 a 60 °C del aire de entrada a los enfriadores.
- e) Cuando se estabiliza el valor de la resistencia de aislamiento se considera terminado el secado.
- f) La corriente en el generador en corto-circuito no deberá exceder la corriente de régimen para operación con aire.
- g) Los corrientes en las fases del generador corto-circuitado deberán estar en equilibrio.

5 La prueba/dieléctrica se efectuará con el generador estacionario ( sin rodar ), - despues de que se ha terminado el secado del inciso anterior, de acuerdo con el siguiente procedimiento.

- a) Esta prueba se efectuará una vez que se ha comprobado que la resistencia de aislamiento es normal.
- b) Inicialmente se abrirá la estrella o delta del generador y se unen todas las terminadas de las bobinas del mismo potencial aplicándose el voltaje de prueba entre la bobina por probar y cada una de las restantes y entre la bobina y tierra. Durante la prueba las bobinas que no están siendo probadas deberán ser aterrizadas.
- c) Normalmente las bobinas del estator se prueban en la fábrica con una tensión alterna cuyo valor es el doble del voltaje nominal de la máquina más 1000 volts.
- d) El embobinado del campo se prueba normalmente en la fábrica con una tensión alterna cuyo valor es 10 veces el voltaje nominal del campo.
- e) La tensión alterna de prueba tanto del estator como del campo deberá ser de 0.85 veces el valor del voltaje de prueba en fábrica respectivamente.
- f) Cada embobinado se probará durante un minuto en que se conservará el voltaje constante.
- g) Estas pruebas son efectuadas de acuerdo con las secciones C50.1 1955 de la ASA y el código de pruebas No. 503 de la AIEE aplicables.
- h) Como esta prueba es peligrosa deberán tomarse precauciones especiales durante su realización.



6 La prueba de funcionamiento del excitador, si tiene excitación separada, debio efectuarse con anterioridad de acuerdo con el punto 2-C y en caso contrario se realizarón al llegar a este punto.

7 Esta prueba se efectua para comprobar la polaridad en los circuitos de los transformadores de corriente, comprobar ajuste y operación de relevadores de protección, comprobar errores en los instrumentos tanto del generador como del campo comparándolos con los datos de prueba en fábrica. El procedimiento de prueba será el siguiente:

- a) La prueba se efectuará a la velocidad de régimen con el estator en cortocircuito, midiendo y registrando las corrientes del generador y del campo. Normalmente se registran las corrientes del generador a 125, 100, 75, 50, y 25 % de la corriente nominal aunque a veces no es práctico obtener las corrientes de 125 %.
- b) Las lecturas de corriente se toman con excitación decreciente, empezando con el valor que produce una corriente en el generador igual a 125 % de la corriente nominal aproximadamente.
- c) En caso de que no esté balanceada la corriente en cada fase, deberá comprobarse la polaridad en los circuitos de los transformadores de corriente.
- d) Los resultados de ésta prueba se compararán con los obtenidos en la fábrica y si existen diferencias grandes, deberán comprobarse todo tipo de conexiones o juntas eléctricas.
- e) Para esta prueba deberán utilizarse instrumentos precisos.

- 8 La prueba de saturación en circuitoabierto se efectúa con el mismo propósito que la prueba de corto-circuito.

El procedimiento de prueba será el siguiente:

- a) La prueba se realiza con el turbo-generador a la velocidad de régimen, con el embobinado en circuito abierto, midiendo y registrando el voltaje terminal del generador y las corrientes de campo.
- b) Cuando menos se necesitarán 12 juegos de registros de voltaje del generador y corriente del campo en la siguiente forma:
  - 4 Juegos abajo del 60% del voltaje nominal ( 1 con excitación cero )
  - 2 Juegos entre 60 y 90% del voltaje nominal
  - 4 Juegos entre 90 y 110 % del voltaje nominal (incluyendo 1 punto a aproximadamente el voltaje nominal)
  - 2 juegos arriba de 110 % del voltaje nominal ( incluyendo 1 punto a 110% del voltaje nominal. )

- 9 El ajuste del equipo de gas hidrógeno y la carga del generador con este gas se efectúa con la máquina en estado estacionario y deberá haberse terminado con anterioridad satisfactoriamente el secado y pruebas dieléctricas del generador.

El procedimiento de ajuste del equipo de gas hidrógeno y carga de este gas al generador será el siguiente:

- a) Se purga el aire del generador con dióxido de carbono  $\text{CO}_2$  antes de admitir hidrógeno.
- b) El gas hidrógeno se introduce al generador por medio de su propio sistema y tuberías de suministro; el gas  $\text{CO}_2$  se descarga desde el fondo del generador a la atmósfera.

- c) El ajuste de la presión del gas hidrógeno en la máquina será por la válvula reguladora automáticamente; compruebase la operación de las alarmas por baja y alta presión del gas.

10 Las pruebas de ajuste y estabilidad del regulador automático de voltaje se deben realizar antes de cargar con hidrógeno el generador y de acuerdo con las instrucciones-- especificadas del fabricante.

11 Una vez terminadas satisfactoriamente las pruebas anteriores se harán las pruebas de secuencia de fases y se comprobará el sincróscopo, después de lo cual se sincronizará la unidad y se cargará hasta  $1/4$  de la carga nominal manteniendo constante esta carga por 2 o 3 horas y posteriormente se quita gradualmente la carga hasta abrir su interruptor para enseguida probar los siguientes dispositivos:

- a) Disparo del generador de emergencia
- b) Disparo del generador de respaldo
- c) Prueba del rango del gobernador de velocidad
- d) Prueba de regulación del gobernador de velocidad
- e) Prueba de disparos de aceite secundarios

12 Terminadas las pruebas anteriores se parará el turbogenerador y se mantendrá rodando en torña-flecha hasta las siguientes pruebas que serán las de carga

13 Los tiempos necesarios para realizar las pruebas anteriores serán aproximadamente los siguientes:

- a) Secado del generador rodándolo -2 días
- b) Pruebas dieléctricas del generador 1-día

- c) Pruebas del excitador - 1 día
- d) Pruebas de corto - circuito trifásico y de saturación en circuito-ab. del generador - 1 día
- e) Ajustes y pruebas de estabilidad del regulador automático de voltaje - 2 días.
- f) Pruebas y ajustes del equipo de gas hidrógeno y carga de este gas al generador - 1 día
- g) Revisión y pruebas secuencia de fases, comprobación sincróscopo, sincronización y prueba dispositivos control y protección - 1 día

## VI PRUEBAS DE CARGA DEL TURBO-GENERADOR

- 1 Esta prueba se efectuará una vez terminadas satisfactoriamente las pruebas precedentes.
- 2 El objetivo de éstas pruebas es el de comprobar que todo el equipo de la planta se comporta de acuerdo con la concepción del diseño, observar el balance térmico del turbo-generador para compararlo con el de diseño, ver que los diferentes equipos de la planta trabajen apropiadamente y ajustar todos los tipos de controles para que operen correctamente.

La sincronización inicial se efectuará con baja presión de acuerdo con las tolerancias permisibles por la concentración de sílice en el agua de caldera, e inmediatamente se aplicará una carga de aproximadamente 3 % de la carga nominal por medio de la derivación (by-pass) de la válvula principal de vapor si se cuenta con éste equipo.

Los cargos de prueba serán de  $1/4$ ,  $2/4$ ,  $3/4$ , y  $4/4$  de la carga nominal manteniéndose ca da carga cuando menos 24 horas o bien el tiempo necesario para la eliminación de sílice en la caldera que permita la elevación de presión de vapor y de carga.

Durante ésta etapa y al llegar a  $1/4$  de carga de la nominal se pondrán en servicio las extracciones de los calentadores de agua de alimentación.

3 Las pruebas, ajustes y trabajos en general que se realizarán son los siguientes:--  
principalmente:

- a) Pruebas de sincronización
- b) Poner en servicio calentadores de agua de alimentación
- c) Eliminación o purga de sílice en el agua de caldera a los límites permisibles.
- d) Prueba del relevador de falla del cojinete de empuje
- e) Comprobación del balance térmico del turbo-generador
- f) Comprobación de la amplitud de las vibraciones
- g) Cambio de la derivación (by-pass) de la válvula principal de vapor -- (VPV) a las válvulas de control si se cuenta con éste equipo.
- h) Pruebas de correcta operación de las válvulas de no-retorno de las extracciones.
- i) Comprobación de los dispositivos de prueba de las válvulas principales de vapor (VPV) y las combinadas de recalentado.
- k) Prueba de las válvulas inversoras de flujo de agua de circulación de condensador.

- l) Ajuste y comprobación de operación correcta de los relevadores de control de nivel de agua y control de presión.
- m) Pruebas de cambio de auxiliares del turbo-generador.
- n) Pruebas de temperaturas del generador a carga nominal
- o) Medición de oxígeno disuelto y bióxido de carbono en el *decaricador*
- p) Medición de oxígeno disuelto en el agua de condensado

4 Para esta prueba será necesario disponer de los siguientes equipos y sistemas terminados además de los anteriores para las pruebas precedentes:

- a) Dispositivo de sincronización en condiciones correctas
- b) Todos los tipos de sistemas de drenajes terminados y en condiciones de operación.
- c) *Aviso* a operación de sistema de programas de carga
- d) Terminado y en condiciones de operación el sistema de purga de sílice -- (purga continua y purga de fondo) de la caldera, así como los muestreros para la determinación del contenido de sílice en el agua de caldera.
- e) Transformadores principal y auxiliar en condiciones de uso
- f) Disponer de gran volumen de agua evaporada o desmineralizada para purgar caldera por sílice.

5 La sincronización y operación inicial con carga se efectuará complementándola con el instructivo del fabricante.

6 El cambio de la derivación (by-pass) de la válvula principal de vapor (VPV) --

al control del gobernador se efectuará cuando se tenga aproximadamente un 15 % de carga nominal y deberá comprobarse que el cambio se efectúa suavemente sin brusquedades.

7 Cuando se tenga una carga en la máquina del 25 % de la carga nominal se pondrán en servicio las extracciones de vapor a los calentadores de agua de alimentación siguiendo el orden del calentador de más baja presión al calentador de más alta presión.

Abrase gradualmente cada una de las válvulas de las extracciones poniendo especial cuidado para que no se produzcan golpes de ariete, que operen correctamente los controles de los drenajes, etc.

8 Después de que se ha subido la carga en la máquina deberán vigilarse las presiones diferenciales en las mallas o cedazos de las succiones de las bombas de extracción de condensado, de agua de alimentación, bomba de drenaje, condensador, dewater, etc, porque es precisamente en éste período cuando más frecuentemente se ensucian y es necesario limpiar las o cambiarlas.

9 Las frecuencias y volúmen de purgas de la caldera para disminuir el sílice en el agua se hará de acuerdo con lo permisible por el fabricante de la caldera y con las reservas de agua hasta obtener una calidad de agua dentro de las tolerancias permisibles.

10 Las cargas de prueba serán 1/4, 2/4, 3/4 y 4/4 de la carga nominal aumentándose por etapas y manteniendo cada carga cuando menos 24 horas.

11 Se medirá y registrarán las vibraciones en cada uno de los cojinetes a las diferentes cargas vigilando que se encuentren dentro de las tolerancias permisibles.

12 La prueba de operación práctica de las válvulas inversoras de flujo de agua de circulación en el condensador se efectuará ~~ahora~~ con carga comprobando que ésta se efectue suavemente sin influenciar las condiciones de operación, como vacío en el condensador, temperatura de agua de condensado, etc. compruebe que previamente se ha realizado la prueba de operación estática de estas válvulas.

13 Compruebe la operación de las siguientes válvulas principales manipulando los dispositivos de prueba localmente y a control remotor vigilando <sup>3</sup> durante estas pruebas - no se cambia sensiblemente la carga del generador:

- a) Válvula principal de vapor
- b) Válvula interceptoras
- c) Válvulas de paro de recalentado
- d) Válvulas de no-retorno de las extracciones

14 Mientras se encuentra con carga la máquina, se probará que el cambio de auxiliares se efectue sin producir ningún disturbio; los cambios de auxiliares serán principalmente los siguientes:

- a) Eyectores o bombas de vacío
- b) Enfriadores de aceite
- c) Bomba de extracción de condensado
- d) Bomba de agua de alimentación;
- e) Ventilador del condensador de vapor de sellos
- f) Otros

15 Cuando la unidad se tenga a la carga nominal se harán los ajustes necesarios para una operación estable y al obtener ésta se tomarán lecturas y registros de ésta y del ciclo del turbo-generador para compararlo con los datos de diseño.



16 Las pruebas de temperatura del generador se efectuarán preferiblemente a las condiciones especificadas de corriente en el generador, voltaje, factor de potencia y frecuencia tomando lecturas cada quince minutos hasta que se establezca la temperatura.

17 Las pruebas y mediciones de oxígeno disuelto en el deareador y condensador y bióxido de carbono disuelto en el deareador se efectuarán preferiblemente a la carga nominal, aunque podrán hacerse en el tiempo más adecuado.

18 La prueba de disparo del relevador del cojinete de empuje se efectuará comprobando la relación entre la presión de aceite y la cantidad de falla de empuje.

19 Se ajustará y comprobará la operación normal de los switches y relevadores de control de nivel, de presión y temperatura.

20 Estas pruebas que se efectuarán conjuntamente con las de rechazo de carga, que se describen en el siguiente capítulo, tomarán un tiempo de aproximadamente 10 días.

## VII PRUEBAS DE RECHAZO DE CARGA

1 Estas pruebas se efectuarán al terminarse cada una de las pruebas de carga precedentes a 1/4, 2/4, 3/4, y 4/4 de la carga nominal.

2 El objetivo de ésta prueba es el de comprobar que el gobernador de velocidad tiene buena respuesta, que todo el equipo auxiliar responde bien y que el aumento de velocidad en la turbina es normal y no exceda la velocidad de disparo del gobernador de emergencia.

3. El procedimiento de prueba será el siguiente:

- a) Antes de que se efectue la prueba de rechazo de carga se trabajará la máquina a la carga y condiciones especificadas y deberá estar perfectamente estabilizada antes del rechazo de carga.
- b) La prueba de rechazo de carga a  $1/4$  de carga de la nominal con las extracciones de la turbina fuera de servicio y las restantes pruebas con las extracciones trabajando.
- c) Las señales para las pruebas se darán a todo el personal involucrado por medio del sonido local.
- d) Las señales para cada prueba se darán antes de que se efectue a los 30 minutos, 10 minutos, 1 minuto, 30 segundos y cada segundo cuando falten 10 segundos con cuenta regresiva.
- e) Todas las personas que intervienen en estas pruebas se colocarán en sus sitios correspondientes 10 minutos antes de la prueba y anotarán los datos desde la señal cuando falten 30 segundos.
- f) La distribución de las personas se decidirá en el sitio de acuerdo con el fabricante.
- g) Cada persona anotará sus datos cada 30 segundos incluyendo la máxima variación observada durante la prueba de rechazo de carga.

4 Después del rechazo de carga se observará el movimiento del servomotor en el instante en que la apertura del servomotor se ha estabilizado en la posición de no-carga.

5 Una vez que se ha estabilizado la máquina se sincronizará nuevamente tan pronto como sea posible.

6 Enseguida se aplicará carga a la máquina hasta la que tenía originalmente o bien aumentándola de acuerdo con el programa de carga.

7 Los puntos que se medirán serán los siguientes principalmente:

- a) Revoluciones del turbo-generador
- b) Corriente
- c) Voltaje
- d) Carrera del servomotor
- e) Presión de vapor principal
- f) Temperatura de vapor principal
- g) Presión de vapor recalentado
- h) Temperatura de vapor recalentado
- i) Vacío en el escape
- k) Temperatura en la carcasa de la turbina
- l) Excentricidad del rotor del turbo-generador
- m) Expansión de la carcasa de la turbina
- n) Expansión diferencial
- o) Vibración de los cojinetes
- p) Presión del aceite de lubricación
- q) Presión del aceite hidráulico o de control
- m) Otros que se juzgue conveniente en el sitio

8 Además de las lecturas anteriores se analizará en el sitio cuales más se requiere tomar de la Hoja " Prueba de Rechazos de Carga "

9 Las pruebas anteriores conjuntamente con las de carga podrán ser efectuadas en un período de 10 días aproximadamente.

10 Una vez efectuada la prueba de rechazo de carga a la carga nominal, se pondrá el turbo-generador en torna-flecha y se procederá inmediatamente a efectuar el ajuste-dimensional de las válvulas de control en la condición de caliente.

#### VIII AJUSTES VALVULAS CONTROL, REVISION CHUMACERAS Y RETIRO MALLAS VALVULAS

1 Una vez terminadas satisfactoriamente las pruebas precedentes se procederá a realizar los siguientes ajustes y trabajos.

- a) Ajuste dimensional de las válvulas de control en la condición de caliente
- b) Inspección y mantenimiento de chumaceras del turbo-generador
- c) Retiro de las mallas o filtros de las válvulas principales
- d) Inspección y mantenimiento de equipo auxiliar

2 Inmediatamente después de terminada la prueba de rechazo de carga a la carga nominal con carcasa caliente se pone el turbo-generador en torna-flecha y enseguida se efectúa el ajuste de las válvulas de control para obtener las dimensiones diseñadas.

3 Terminadas las pruebas y trabajos anteriores y teniendo parada la turbina, caldera, generador y auxiliares y en estado de frío se revisa y se da mantenimiento a cada uno de los cojinetes del rotor del turbo-generador.

4 Si se cuenta con el personal capacitado necesario simultaneamente a la revisión de los cojinetes se procederá a retirar las mallas o filtro finos temporales de cada una de las valvulas principales de vapor.

5 Mientras se efectuan los trabajos anteriores se aprovechará para revisar y dar mantenimiento al equipo auxiliar, instrumentos o controles que lo requieran de acuerdo con las observaciones durante las pruebas efectuadas.

6 Normalmente éstas pruebas podrán ser efectuadas en un período de 10 días.

7 Terminados satisfactoriamente las pruebas, ajustes y trabajos anteriores se procederá a efectuar las pruebas de combustión en la caldera para poner en automático el control de combustión de la caldera que podrá hacerse normalmente en un período de 5 días.

8 Después de terminadas satisfactoriamente las pruebas de combustión de la caldera la unidad se encuentra listo bien para las " Pruebas de comportamiento o " Aceptación " o bien para " Operación Comercial " según proceda de acuerdo con las condiciones contractuales o las necesidades de demanda de energía y disponibilidad de los sistemas eléctricos.

#### IX PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO

1 Terminadas satisfactoriamente las pruebas, ajustes y trabajos anteriores o bien después de un determinado período de operación comercial según proceda de acuerdo con varios factores como condiciones de contrato, necesidades de demanda de energía eléctrica, requerimientos del fabricante, etc, se procederá a efectuar las pruebas de comportamiento del turbo-generador.

2 Para realizar las pruebas de comportamiento será necesario que todos los instrumentos de medición estén instalados normalmente y corregidos o comprobadas sus ajustes y calibración. Estos instrumentos serán principalmente los siguientes o bien los indicados en el Procedimiento de Pruebas respectivos:

- a) Medidores de flujo
- b) Medidores de presión
- c) Medidores de temperatura
- d) Medidores de nivel
- e) Otros

Además de los anteriores deberá tenerse terminado y en condiciones correctas de servicio el tablero de muestreo.

3 La forma de efectuar estas pruebas será de acuerdo con el tipo de garantías del fabricante, las condiciones de contrato, el tipo de turbo-generador, etc por lo que será necesario elaborar y referirse al "Procedimiento de Pruebas de Comportamiento" específico para cada unidad

4 Los objetivos de esta prueba serán los siguientes principalmente:

- a) Comprobar las garantías del fabricante y aplicación de penas en su caso
- b) Conocer que es lo que razonablemente podemos esperar del equipo
- c) Obtener referencias en el historial del equipo para pruebas futuras y programas mantenimientos.
- d) Aplicación al reparto económico de cargas

5 Estas pruebas podrán ser efectuadas normalmente en un periodo de 5 días.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

***O P E R A C I O N***

***ING. MARTINIANO AGUILAR RODRIGUEZ***

***AGOSTO - 1992***

- . La puesta en funcionamiento de una instalación servida por dos bombas en la que una es de reserva, se prueba en vacío por corto tiempo con ambas bombas y el funcionamiento normal se controla trabajando con una sola bomba.
- . No abandonar el local de trabajo
- . Acciones rápidas y precisas en caso de avería
- . Leer los datos de operación y registrarlos en los formatos establecidos en forma concienzuda y esmerada.
- . Control periódico, riguroso y atento de la instalación

## 2.- ARRANQUE

### A.- Turbina de Condensación de Potencia Pequeña y Media, Desde el Estado Frío.

El arranque de la turbina debe efectuarse bajo la supervisión del Jefe de turno respectivo o bien después de una reparación bajo la supervisión del Jefe de mantenimiento o del Ingeniero de servicio.

- a) Control y preparación para el arranque.- Después de terminada una reparación se debe, para la recepción de una turbina, para propósitos de arranque verificar lo siguiente:
- . La limpieza y estado general de la instalación, retiro de herramientas de montaje y objetos extraños, acceso libre e iluminación adecuada.
  - . Si la turbina está bien aislada térmicamente
  - . Si todas las válvulas están completamente cerradas
  - . Si el nivel del pozo caliente del condensador no está obstruido
  - . Nivel y aspecto del aceite en el tanque
  - . Estado de todos los aparatos de medición y control termotécnico
  - . Presión en los cilindros de hidrógeno y de dióxido de carbono y estación de hidrógeno.



- . Movimiento suave de bombas cuando se viran manualmente y existencia de aceite o grasa en cojinetes.
- . Estado del condensador, si el control de nivel está en buenas condiciones, si el grifo de agua del nivel está abierto, si existe agua en el condensador (como un cuarto de altura del cristal de nivel), si la válvula de vaciado está cerrada, si la membrana de seguridad está en buen estado, etc.
- . Ausencia de tensión en los interruptores de motores eléctricos
- . Nivel normal de agua en la pileta de la torre de enfriamiento y estado de limpieza del agua.

Después de efectuar éstos controles, se hacen las maniobras preparativas para el arranque de la instalación, las cuales incluyen normalmente las siguientes:

- . Se pide al electricista de servicio que conecte la tensión para los interruptores de los motores eléctricos y se comprueba la presencia de tensión.
- . Se maniobran las válvulas con vistas al arranque
- . Se abren todas las válvulas de drenaje de la tubería de vapor a la turbina.
- . Se hacen las maniobras en el circuito de agua de circulación, para llevar agua a la bomba de agua de circulación; se abre el grifo de venteo de la bomba de agua de circulación.
- . Se abren las válvulas de agua de circulación a la entrada y salida del condensador y se asegura la libre circulación del agua hacia la torre de enfriamiento, mar, río, etc.
- . Se abre la válvula de la tubería de aire entre el condensador y el eyector o bomba de vacío.
- . Se abren las válvulas de succión de todas las bombas
- . Se abre la válvula de recirculación de la bomba de condensado
- . Se asegura agua de enfriamiento a los cojinetes y agua a los prensaentopas de las bombas.

## X.- OPERACION

### 1.- GENERALIDADES

La conducción y supervisión de las instalaciones de turbina de vapor se hace en base a las prescripciones que suministra el fabricante, a las previsiones del reglamento de operación técnica de Plantas y redes eléctricas y a las Instrucciones técnicas Internas; a continuación se dan nociones de carácter general, en las cuales debe basarse cualquier instrucción técnica interna de una instalación de turbina de vapor.

La operación de la instalación de turbina de vapor comprende las siguientes operaciones:

- . Arranque
- . Operación Normal
- . Paro
- . Conservación de la Turbina Fuera de Servicio

El arranque, operación y paro de la turbina, son maniobras que deben ejecutarse evitando lo siguiente:

- . Deterioro inmediato o posterior de la instalación, por maniobras equivocadas o por forzar la instalación en su trabajo para obtener un comportamiento superior para el que fue proyectado.
- . Poner en peligro o accidentar al personal

De acuerdo con lo anterior, las maniobras deben realizarse para obtener un funcionamiento económico bajo condiciones seguras del personal y de la instalación.

Dentro de éste contexto, es necesario que el personal de operación tenga las siguientes características:

- . Este calificado en el trabajo correspondiente
- . Que conozca perfectamente la instalación y las instrucciones de operación respectivas.
- . Que aplique estas instrucciones cada vez que se presente la ocasión
- . Que sea disciplinado

El arranque y paro programado de una turbina se debe realizar de acuerdo con las maniobras aprobadas por el encargado de servicio.

Estas maniobras difieren de una instalación a otra en función de la potencia, tipo de fabricación, parámetros de vapor, esquema térmico, etc; la operación está basada en ciertos principios comunes que a continuación se enuncian:

- . Calentamiento progresivo de los elementos metálicos considerando la dilatación normal para que no aparezca en ningún momento una diferencia de temperatura grande; ya sea entre rotor y carcasa o entre dos puntos de esta.
- . Asegurar un drenaje suficiente
- . Elevación por etapas de la velocidad
- . Paso rápido por las velocidades críticas
- . Puesta en paralelo en buenas condiciones
- . Aumento de la carga por etapas
- . Funcionamiento con parámetros normales
- . Evitar las variaciones bruscas de carga
- . Vigilancia especial de: vibración de la turbina, temperatura de cojinetes de aceite y nivel en el condensador, calentadores, deaerador y tanque de aceite.
- . Prohibición de arrancar bombas sin ingerencia o de mantenerlas funcionando por largo tiempo en vacfo.

. Se expulsa el aire del generador eléctrico introduciendo dióxido de carbono y después se introduce hidrógeno a la presión -- prescrita.

b.- Presurización y Calentamiento de la Tubería de Vapor.- Esta manobra debe ser efectuada sin prisas y con mucha atención para evitar vibraciones de la tubería, romper la aplicación de aislamiento térmico, arrancar la tubería de sus soportes y para evitar daños graves por choques térmicos o de agua en la turbina.

Durante el tiempo en que la turbina se presuriza y se calienta, - dicha tubería se dilata o expansiona y para evitar que ésta dilatación sea brusca y que el condensado frío formado en la tubería tenga tiempo de ser evacuado, es necesario que la presurización y calentamiento de la tubería se haga progresivamente. Se recomienda que el aumento de presión sea de 1 a 1.5 at/min. o bien un aumento de temperatura del metal de la tubería de 4°C/min.; si la tubería es larga, éstos valores pueden disminuirse. Los valores anteriores pueden ser diferentes de una instalación a otra de acuerdo con las prescripciones que recomienda el fabricante o diseñador.

Las maniobras se efectuarán en la forma siguiente:

Estando abierta la válvula de drenaje al condensador, se abre la válvula de derivación (by-pass) de la válvula principal con lo cual entra una pequeña cantidad de vapor y la presión en la tubería va a aumentar muy poco porque el flujo es poco y como el drenaje está abierto directamente al pozo caliente, se va a efectuar un buen calentamiento de la tubería; después del tiempo respectivo y estando suficientemente caliente la tubería se pasa a aumentar la presión. Esta operación se realiza cerrando la válvula de derivación al pozo caliente del condensador; en esta situación se manobra la válvula principal hasta que esté completamente abierta y se cierra la válvula de derivación permaneciendo abierto todo el tiempo el drenaje al pozo caliente del condensador.

c.- Arranque de la Instalación del Condensador.- Con objeto de acortar el tiempo de arranque de la turbina, durante el calentamiento de la tubería de vapor se hacen las maniobras para poner en funcionamiento la instalación de condensado; el orden de las maniobras es el siguiente:

- . Se cierra la válvula de venteo de la bomba de agua de circulación, cuando sale agua continuamente por dicha válvula.
- . Se arranca la bomba de agua de circulación cerrando el interruptor de su motor y abriendo la válvula de descarga de la bomba; inmediatamente después se verifica si en la tubería de descarga existe la presión necesaria y también vigilando el nivel y limpieza del agua en la pileta de la torre de enfriamiento.
- . Se asegura la recirculación de condensado hacia el condensador y se arranca la bomba de condensado cerrando el interruptor de su motor se verifica si la bomba da la presión necesaria y se vigila el nivel en el condensador que puede bajar si no cierra bien el circuito de condensado hacia el deareador.
- . Se abre la válvula de vapor del e yector de arranque.
- . Se abre la válvula de vapor del eyector normal y se vigila la formación de vacío en el condensador. Si en lugar de eyector de vapor se tiene bomba de vacío, se asegura agua a ésta bomba y se arranca. Si se tiene eyector de agua, se verifica el nivel de agua en el recipiente respectivo y después se arranca la bomba de agua al eyector cerrando el interruptor de su motor.
- . Cuando el vacío en el condensador llega a 300 mm de Hg, se cierra la válvula de aire y después la de vapor del eyector de arranque, debido a que este eyector ya no participa en la creación de vacío.

d.- Arranque y Carga de la Turbina.- La Sucesión de maniobras es la siguiente:

- . Se arranca la bomba auxiliar de aceite y se verifica la creación de presión normal de aceite; ésta bomba puede arrancarse antes de iniciar las maniobras de la instalación de condensado, para acor-

tar el tiempo total de arranque. Se verifica visualmente que haya circulación normal de aceite a todos los cojinetes y que la presión de aceite sea normal en cada cojinete, efectuándose esta verificación con atención durante todo el tiempo de arranque. Para el arranque de la turbina el aceite no debe tener una temperatura menor a  $+35^{\circ}\text{C}$ , debido a que se vuelve más viscoso y no asegura una buena lubricación a los cojinetes. El aumento de la temperatura del aceite hasta los  $+35^{\circ}\text{C}$  se realiza debido a la fricción del aceite en las paredes de los conductos y al trabajo de funcionamiento de la bomba auxiliar de aceite.

- Se arranca el torna-flecha que rueda el rotor a aproximadamente 20 rpm y se verifica la corriente absorbida por el motor. En turbinas pequeñas hasta cerca de 20 MW el torna-flecha o virador es una palanca manual, que se acciona cada 10 minutos para virar el rotor  $180^{\circ}$ . Con la ayuda del torna-flecha y la acción de la presión de aceite se forma en el cojinete y flecha una película uniforme de aceite.
- Se verifica y se abre el drenaje de la turbina y separadamente se cierran las válvulas de las extracciones de vapor.
- Cuando el vacío en el condensador tiene un valor de cuando menos 300 mm de Hg, se puede arrancar la turbina; la maniobra consta de la apertura de la válvula de paro (o su derivación) y así de este modo delante de las toberas de la primera etapa, la presión del vapor alcanza el valor de 10 a 15% de la presión nominal. A esta presión el rotor comienza a girar y el torna-flechas se desacopla automáticamente.
- Una vez abierta adecuadamente la válvula de paro, se inicia la elevación de la velocidad de la turbina hasta 500 ó 600 rpm y se mantiene constante esta velocidad por 20 ó 30 minutos o más si los parámetros de vapor son más altos, conforme a las instrucciones del fabricante, para calentamiento de la turbina. El rotor, que está bañado totalmente por vapor se va a calentar y a dilatar más rápido que la carcasa que se calienta solo por la cara interior. Si el arranque se fuerza por un mayor flujo de vapor introducido en la turbina, el aumento de velocidad será rápido y

no se respetan los tiempos de calentamiento prescritos por el fabricante, la dilatación del rotor con relación a la carcasa será exagerada, la turbina vibrará anormalmente y puede haber contacto con los laberintos o sellos; por lo anterior, es muy importante respetar los tiempos de calentamiento y velocidad de la turbina. Durante el tiempo de calentamiento el condensado formado por el vapor que entra a la turbina, se evacua permanentemente al condensador por el drenaje de la turbina. Las turbinas con parámetros de vapor muy altos tienen bridas en el plano de separación muy gruesas por lo que la cantidad de calor absorbido por la brida es grande, es decir, el tiempo de calentamiento es mayor que el de la carcasa; para no alargar mucho el tiempo de arranque por ésta causa, se abre un canal cerrado por el que circula vapor de calentamiento (a veces son calentados <sup>los</sup> pernos). En las turbinas de parámetros de vapor altos, existe diferencia de calentamiento entre la brida superior (más caliente) y la brida inferior (más fría), así como entre la semicarcasa superior e inferior con lo que se crea una diferencia de temperatura entre bridas y pernos; ésta diferencia de temperatura puede tener valores importantes en la zona de la primera etapa del cuerpo de alta presión (en turbinas con recalentador) y en la zona de la primera etapa del cuerpo de media presión. Para poder valorar y controlar éstas diferencias de temperatura, en las turbinas de alta presión deben montarse termopares en las partes superior e inferior de las semicarcasas de presiones alta y media, en un perno de cada parte y en las bridas de ambas partes de las carcadas.

En conclusión, durante el tiempo de calentamiento de la turbina y tiempo de elevación de la velocidad se debe vigilar y controlar permanentemente los aparatos de dilatación de la carcasa, dilatación diferencial entre rotor y carcasa, temperatura de bridas, temperatura de semicarcasas y temperatura de pernos; la diferencia entre temperaturas respectivas no debe sobrepasar los valores indicados por el fabricante, por ejemplo:

45°C entre parte de arriba y parte de abajo de carcasas

15°C entre bridas y parte de arriba y abajo de carcasa

20°C entre bridas y pernos

- En las turbinas con virador manual, después de admitir vapor a la turbina y de que el rotor ha empezado a girar se abre la válvula de vapor a sellos; después se maniobran las válvulas (si no hay regulador automático de vapor de sellos) del circuito de vapor hacia los sellos de alta y baja presión. Después de admitir vapor a sellos, el vacío sube rápidamente porque se para la penetración de aire del exterior a la turbina por los sellos. En las turbinas con torna-flecha eléctrico el vapor a sellos se puede introducir antes de admitir vapor a la turbina, debido a que no existe peligro de calentamiento no-uniforme de sellos y de flecha en esta etapa, por lo que el arranque de la turbina puede hacerse inmediatamente después de esto, respetando las condiciones de vacío mínimo.
- Cuando el tiempo para calentamiento prescrito ha pasado, se continúa la elevación de la etapa de velocidad de la turbina continuando con la válvula de paro; el aumento de velocidad usual es de 200 rpm que puede ser un valor alto. En caso de que aparezcan vibraciones anormales, se reduce la velocidad hasta que desaparezca la vibración, conservándose esta velocidad reducida de 10 a 15 minutos y después se reanuda el aumento de velocidad, pero en caso de que la vibración continúe, se para la turbina para determinar y eliminar la causa de la vibración. En las flechas elásticas, como son las flechas de los generadores eléctricos y las flechas de las turbinas de acción, las velocidades críticas son más pequeñas que la velocidad nominal; las velocidades críticas de las flechas elásticas son indicada por el fabricante y en cualquier caso los valores están comprendidos entre 1500 y 2800 rpm, que cuando se alcanzan se manifiestan con vibraciones anormales en la turbina. Conociendo los valores de las velocidades críticas, para evitar esfuerzos fuertes en la turbina se debe pasar rápido ésta velocidad sin respetar el aumento normal de velocidad de 200 rev/min y



después se regresa a la etapa de aumento de velocidad.

- . Por el aumento de velocidad, la presión del aceite se eleva más del valor normal debido a que empieza el flujo de la bomba principal de aceite accionada por la flecha de la turbina; el aceite de más se descarga al tanque por la válvula de alivio del circuito de aceite de la turbina.
- . A la velocidad nominal se para la bomba auxiliar de aceite y so lo funciona normalmente la bomba principal.
- . Cerca de 3300 rpm la válvula de paro está completamente abierta y el aumento de velocidad se continúa haciendo con la ayuda del sincronizador; a la velocidad nominal de 3600 rpm, el grupo trabaja en vacío y el regulador debe mantenerlo en funcionamiento estable, es decir, debe conservar constante la velocidad. En el trabajo en vacío, el vapor que entra a la turbina cede energía solo para compensar las pérdidas internas de la turbina, vencer la fricción en cojinetes, accionar la bomba principal de aceite regulador de velocidad y tacómetro, así como el accionamiento del ventilador de hidrógeno o de aire del generador.
- . Durante la marcha en vacío se verifica la posición axial del rotor.
- . Para verificar el funcionamiento del regulador de seguridad, con la ayuda del sincronizador se eleva en forma continua la velocidad del grupo y cerca de 3960 rpm debe producirse la desconexión de la turbina; después del disparo, se espera a que baje la velocidad por abajo de 3600 rpm, se arma la válvula de paro y después se abre reajustando la velocidad a 3600 rpm. No se permite sobrepasar la velocidad de 4032 rpm para probar el disparo por sobrevelocidad; si no se produce la desconexión ni a 4072 rpm, debe pararse el grupo y verificar el regulador respectivo.
- . Es obligatorio que antes de probar el funcionamiento del regulador de seguridad, por elevación de la velocidad del rotor, se desconecte manualmente la turbina a 3600 rpm, para verificar que la válvula de paro funcione normalmente.

- . Se hace una revisión general del grupo y si todo está en orden, se procede a poner en paralelo o a sincronizar el generador; esta operación consiste en acoplar el generador a la red o sistema eléctrico, por el cierre de su interruptor en el momento - - cuando se realizan tres condiciones (por medio de un aparato - llamado sincroscopo):

Tensión del generador igual a la tensión de la red

Ambas tensiones en fase

Frecuencia del generador igual a la frecuencia de la red

- . Después de poner al grupo en paralelo, se toma de 10 a 15% de - carga de la potencia nominal, abriendo en forma continua la primera válvula de regulación por comando dado con la ayuda del - sincronizador; el grupo permanece en esta carga hasta cuando la dilatación de la carcasa y la dilatación relativa alcanzan los valores prescritos.
- . Se cierra la válvula de drenaje de la turbina
- . Se asegura la circulación de condensado del condensador al dea- reador y se cierra la válvula de recirculación respectiva.
- . Se asegura la circulación de agua a los enfriadores de aceite, en el momento cuando el aceite de lubricación a cojinetes alcan- za la temperatura de 40 a 45°C; así mismo se suministra agua a los enfriadores de hidrógeno o aire del generador, cuando éstos alcanzan la temperatura prescrita por el fabricante.
- . El aumento de carga del grupo se hace accionando sobre el sincro nizador, en forma progresiva, dentro de los valores límite pres- critos por el fabricante.
- . Después de poner en paralelo y cargar el grupo, se hace una su- pervisión y control muy atent<sup>o</sup> de la turbina e instalación anexa para comprobar que todo funciona normalmente, observando en espe- cial: dilatación de la carcasa, dilatación diferencial entre ro- tor y carcasa, presión en el circuito de aceite, vibración en - los cojinetes y niveles en condensador, deareador y tanque de - aceite.

#### e.- Puesta en Funcionamiento de Calentadores

A la carga de 10 a 15% ó a los valores prescritos por el fabricante, se ponen en servicio los calentadores de baja presión; debido a que el agua circula por ellos (de la descarga de la bomba de condensado) la operación necesaria para alimentadores con vapor, se efectúa de la siguiente forma:

- . Se abre la válvula de venteo del calentador, normalmente hacia el condensador.
- . Se asegura la descarga de vapor condensado del calentador, de acuerdo con el esquema térmico (usualmente hacia el condensador o bien en cascada).
- . Se abren por etapas y en orden las válvulas de los calentadores de baja presión desde la turbina, haciendo el calentamiento correspondiente de tubería de vapor y calentador.
- . Se cierra la válvula de venteo del calentador
- . Se vigila el nivel de vapor condensado en el condensador dentro del cristal de nivel (que debe purgarse) y se verifica el correspondiente nivel del cristal con la indicación del tablero, en caso de que exista.
- . Se vigila la realización de la temperatura normal del agua a la salida del calentador.

Los calentadores de alta presión se ponen en servicio cuando la turbina tiene la carga prescrita por el fabricante, que es algo mayor que la carga cuando se ponen en funcionamiento los de baja presión. En el esquema térmico de los calentadores de alta presión, éstos tienen una tubería de derivación (by-pass) y se acostumbra, durante el arranque, pasar el agua de alimentación por ésta derivación; las maniobras para ponerlas en servicio son semejantes a las de los calentadores de baja presión, con ciertas diferencias:

- . Se abre la válvula de entrada de agua al calentador de alta presión y después se cierra la válvula de la tubería de derivación (by-pass).

- . Se abre la válvula de venteo del calentador
- . Se asegura la descarga de vapor condensado del calentador hacia el deareador o en cascada, según el esquema térmico.
- . Se abren por etapas y en hilera, las válvulas de extracción de vapor de la turbina hacia los calentadores; el calentamiento de la turbina de vapor y calentador se hace progresivamente.
- . Se cierra la válvula de venteo del calentador
- . Se vigila el nivel de vapor condensado en el calentador dentro del cristal de nivel (que debe purgarse) y se verifica si esta corresponde al nivel indicado en el tablero, en caso de que exista.
- . Se vigila que se alcance la temperatura normal de agua a la salida del calentador.

#### B.- Arranque de Turbinas Después de un Paro de Corta Duración.

Después de un paro de corta duración, se producen los siguientes fenómenos en la turbina:

- . Disminuye el nivel general de temperatura debido al enfriamiento
- . La carcasa se enfría más rápido que el rotor.
- . La semicarcasa superior permanece más caliente que la semicarcasa inferior.
- . La parte inferior del rotor se enfría más rápido que la parte superior como consecuencia de lo anterior, aparecen tensiones térmicas en el rotor que provocan su flexión hacia arriba. Para ilustrar mejor el fenómeno que se produce en el paro de corta duración, enseguida se dan algunos datos de un ejemplo:
- . El rotor se empieza a curvar 2 horas después del paro
- . Entre 5 y 10 horas, la flexión es máxima (0.2 a 0.3 mm)
- . Después de cuando menos 22 horas, la temperatura se iguala en todos los puntos del rotor, la flexión disminuye (menos de 0.07 mm) a valores no-peligrosos.

Si se va a iniciar el arranque de la turbina cuando la flexión sobrepasa a los 0.07 mm, es decir, entre las primeras y las 22 horas después del paro, la flecha puede deteriorar los sellos o los laberintos y si se quiere hacer cuando la flexión es máxima, entonces existe la posibilidad de que el rotor ni si quiera se pueda girar, estando bloqueado por los anillos de los laberintos. -- Los valores indicados anteriormente para tiempos y flexión del rotor, se refieren a un caso particular, que difieren de una turbina a otra en función de la potencia y de la fabricación.

Para evitar las desventajas que crea la flexión del rotor debido a enfriamiento no-uniforme y para que se pueda arrancar en buenas condiciones una turbina enfriada incompletamente, es necesario tomar medidas para uniformizar el enfriamiento y reducir los valores mínimos de flexión; éstas medidas son:

- . Virar el rotor con torna-flecha, después de parada la turbina, un tiempo prolongado indicado por el fabricante.
- . Calentar la semicarcasa inferior, por ejemplo con una resistencia eléctrica montada bajo la carcasa, un tiempo indicado también por el fabricante.

El arranque de la turbina enfriada incompletamente, en la que se han tomado las medidas mencionadas, se hace respetando las instituciones, excepto donde se dan indicaciones generales para la duración del calentamiento a velocidad reducida o para la rapidez de aumento de velocidad y de carga; el tiempo total de arranque se acorta frente al de la turbina fría.

### C.- Arranque de Turbinas de Potencia Grande

Las turbinas de potencia grande usan en general vapor con <sup>a a</sup> parámetros altos (120 a 200 kg/cm<sup>2</sup> y 540 a 565°C), con excepción de las turbinas para Plantas Nucleares que trabajan con parámetros de vapor medios; con parámetros más altos de vapor, la caída adiabática en la turbina aumenta, para la misma presión de escape, con lo que se tiene un consumo específico menor.

Estas turbinas de potencia grande, se fabrican de cuerpos múltiples: un cuerpo de alta presión, un cuerpo de media presión o intermedia y uno o varios cuerpos de baja presión de doble flujo; entre los cuerpos de alta y media presión está el recalentador, que usualmente eleva la temperatura a la misma del vapor principal o de sobrecalentado. El número de flujos de baja presión está determinado para asegurar la sección de paso de flujo mayor de vapor expandido para su evacuación hacia el condensador; un grupo de 300 a 350 MW descarga al condensador cerca de 600 t/h de vapor. El sentido del paso de vapor por los diversos cuerpos y los flujos se hacen pensando en que la fuerza de empuje axial total del rotor sea mínima.

El cuerpo de alta presión y a veces el de media presión, tienen carcasa doble, con objeto de economizar acero aleado y acortar el tiempo de arranque. Las turbinas de potencia grande tienen de 6 a 7 calentadores con vapor para calentar el agua de alimentación; en esta forma, junto con el recalentador, el vapor que pasa al condensador es más pequeño y por lo tanto disminuye la cantidad de calor perdido en el agua de circulación.

El sistema de regulación de los grupos de potencia grande es electrohidráulico, con regulador electrónico, muy sensible y de accionamiento rápido.

Estos grupos tienen una bomba de aceite para cojinetes y una bomba de aceite tipo prensa (gateo) de poco flujo y alta presión (100 a 130 kg/cm<sup>2</sup>) que bombea aceite bajo los cojinetes, elevando la flecha sobre ellos, con objeto de aligerar el funcionamiento del torna-flecha durante el arranque y el paro.

Los generadores eléctricos accionados por estas turbinas tienen enfriado el rotor con hidrógeno a presión y el enfriamiento de las bobinas del estator es con agua; para que el hidrógeno del generador no escape al medio exterior, existen sellos con aceite en el paso del rotor por la carcasa.

Los grupos de potencia grande tienen una amplia instalación de automatización, medición, señallización y bloqueo concentrado en la sala de control, de forma que el comando de todas las maniobras de arranque y paro, así como la supervisión del funcionamiento del grupo se efectúan desde ese lugar, sin excluir el control periódico de la instalación física. Debido a lo amplio y complejo de la sala de control, el personal adecuado para conducir al grupo debe tener una calificación muy exigente.

Cada grupo de potencia mayor tiene particularidades de arranque, determinadas por la fabricación y por la integración en el esquema termomecánico; se vigila para evitar que las diferencias de temperatura sean mayores entre rotor y carcasa, así como entre dos puntos de la carcasa con objeto de evitar dilataciones diferenciales exageradas.

### 3.- OPERACION NORMAL DE LA TURBINA CON VAPOR

#### A.- Generalidades

El funcionamiento de la turbina sin averías y con un rendimiento elevado, requiere no solo una fabricación técnica correcta y un buen montaje, sino también una supervisión atenta y continua de parte del personal de operación.

Los turbogrupos se ponen en paralelo con los otros grupos del sistema o de la red y mantienen la velocidad en forma automática, repartiéndose la carga entre grupos con la sala de control por lo que no se requiere esfuerzo manual del personal de operación, sin embargo, su misión es muy importante ya que debe estar siempre con mucha atención hacia sorpresas aunque sean pequeñas anomalías en el funcionamiento de la instalación y accionar en forma rápida y precisa.

Las turbinas de vapor están equipadas con numerosos aparatos de medición y control, aparatos de señalización de valores anormales de algunos parámetros y de dispositivos de desconexión en caso de avería; el papel de estos aparatos es el de indicar o registrar las diversas cantidades que caracterizan el funcionamiento de la instalación, atraen la atención del personal respectivo y de parar inmediatamente la turbina para prevenir o evitar que se extienda una avería.

Los dispositivos de protección y de "bloqueo" no pueden por si mismos prevenir las averías de la turbina absolutamente en todas las situaciones, por esta razón, solo constituyen un medio valioso para auxiliar al personal de operación; si los aparatos de medición muestran el estado de la turbina, deben seguirse y llamar fuertemente la atención en forma esmerada del supervisor mecánico de operación. La calificación de éste, requiere de lo siguiente:

- . Conocimiento profundo de la instalación
- . Interpretación correcta de las indicaciones de los aparatos de medición.



- . Calma e iniciativa probada
- . Poder tomar las medidas necesarias para pre-encontrar averías o para impedir el desarrollo de ellas.

La calidad de un mecánico u operador de turbina incluye el conocimiento del sonido normal producido por ésta, sonido que se aprende después de una experiencia prolongada; las variaciones bruscas de carga y defectos interiores de la turbina son observaciones de referencia empleadas por los operadores de turbina experimentados. La auscultación de la turbina se hace generalmente con el oído simple o bien con un aparato sencillo llamado "estetoscopio", que consiste de un tubo o cañuto de 25 mm de diámetro con un ensanchamiento o embudo en la parte superior que produce una amplificación del sonido cuando se coloca contra la carcasa; cualquier ruido anormal que aparezca debe reportarse inmediatamente al personal responsable de la turbina.

En términos generales, para realizar una operación segura y económica de la instalación de la turbina, el personal de operación debe cumplir con lo siguiente:

- . Respetar los parámetros normales de vapor, vacío óptimo y subenfriamiento mínimo del condensado.
- . Calentar el condensado y el agua de alimentación en el circuito regenerativo hasta las temperaturas nominales.
- . Conservar en buen estado de limpieza (sin incrustaciones o depósitos) los álabes y toberas de la turbina, así como las superficies de cambio de calor de condensador, enfriadores, calentadores y evaporadores.
- . Mantener el ajuste o huelgo normal de los laberintos y de los álabes.
- . Abertura de las válvulas de regulación, en conformidad con la carga de la turbina.
- . Repartición óptima de la carga en las diferentes turbinas de la Planta, teniendo en cuenta las posibilidades monetarias de funcionamiento económico de cada turbina.

Para el funcionamiento normal y económico de la turbina de vapor, es necesario que se mantenga en régimen lo más constante posible, evitando que se pare y arranque repetidamente y se pade bruscamente de una carga a otra.

La instalación de la turbina de vapor debe controlarse a ciertos intervalos de tiempo, en la forma sistematizada que se muestra en la tabla -1.

#### B.- Valores Límites de funcionamiento de la Turbina

En ausencia de los valores específicos suministrados por los fabricantes de turbinas, éstas NO DEBEN operarse si no se respetan los siguientes valores límite:

- . La carga máxima no debe sobrepasar más de 10% arriba de la nominal
- . La presión de vapor de entrada máxima no debe sobrepasar de 10 a 12% arriba de la nominal.
- . La presión de vapor de entrada mínima no debe estar abajo del 60% de la nominal.
- . La temperatura máxima del vapor a la entrada de la turbina no debe pasar del 5% arriba de la nominal cuando ésta es de hasta 400°C ; la sobret temperatura máxima permitida es de 3%.
- . La temperatura mínima del vapor a la entrada de la turbina no debe disminuir más de 12% abajo de la nominal. Las variaciones de temperatura máxima y mínima hacia arriba no deben tener una duración mayor de 15 minutos y la suma no debe ser mayor de 20 horas por año.
- . La velocidad máxima del rotor no debe sobrepasar más de un 10 a 12% arriba de la velocidad nominal durante un tiempo muy corto.
- . La velocidad mínima del rotor no debe ser de más de 2% por abajo de la velocidad nominal durante un tiempo muy corto.
- . La temperatura máxima del aceite a la salida de cada cojinete no debe ser mayor de 60°C.

- . La presión mínima de aceite en la tubería hacia cada cojinete no debe ser menor que el límite inferior indicado por el fabricante.
- . El desplazamiento axial del rotor no debe sobrepasar el valor límite indicado por el fabricante.
- . El vacío en el condensador, presión después de la etapa de velocidad y presión de las extracciones deben registrarse con las tolerancias indicadas por el fabricante.
- . Las vibraciones en los cojinetes de turbina, generador y excitador deben verificarse y registrarse de acuerdo con la tabla -1.
- . Periódicamente, pero cuando menos cada mes, se toman lecturas de vibración de la cimentación de la turbina y de los conductos de aceite especialmente la tubería del sistema de regulación; los valores obtenidos se comparan con los iniciales.

La aparición de vibraciones anormales en conductos durante el curso de la aparición, deben ser atendidas inmediatamente reforzando provisoriamente los conductos respectivos y después llevar el caso al conocimiento del Jefe de la Sección de turbinas para decidir el modo de consolidación definitiva.

#### C.- Condiciones de Funcionamiento Normal del Sistema de Regulación

El sistema de regulación de la turbina, debe satisfacer las siguientes condiciones de trabajo.

- . Mantener en funcionamiento estable a la turbina en vacío, con la válvula de paro completamente abierta.
- . Asegurar con la variación de carga un desplazamiento lineal (sin incrustación) de las válvulas de regulación.
- . En la desconexión del generador a plena carga, mantener la velocidad de la turbina para no provocar la entrada en funcionamiento del regulador de seguridad.
- . Asegurar un cierre estanco de las válvulas de regulación; en turbinas con presión de 90 atm y mayor, el cierre estanco se considera satis-

factorio si cerradas completamente las válvulas de regulación no haya escape que produzca un aumento de velocidad de más de 5% - arriba de la velocidad nominal.

- . El grado de insensibilidad debe ser como máximo 0.5%, es decir, que el sistema de regulación de el comando a las válvulas de regulación cuando la variación de velocidad es cuando menos 18 rpm en velocidades nominales de 3600 rpm.
- . Que permita un descenso de velocidad hasta 3450 rpm, para que se pueda hacer una eventual sincronización del generador aún a la frecuencia de 57.5 Hz.
- . Que el regulador de seguridad produzca la desconexión de la turbina cuando la velocidad sobrepase 10% o como máximo 12% arriba de la velocidad nominal.

Dentro del sistema de regulación no deben producirse atoramientos de válvulas, cajas, ser<sup>v</sup>omotores; tampoco deben aparecer debilitamientos o aflojamientos en las articulaciones o corrosión en el regulador de seguridad.

Para prevenir defectos de atoramientos en las válvulas de regulación, se debe verificar cuando menos mensualmente su movilidad variando la carga de 100% a 0 cuando el sistema de fabricación de la turbina permite éste régimen o en otr<sup>o</sup>s c<sup>o</sup>s s<sup>o</sup>s en límites mayores.

Con objeto de evitar embalamiento en variaciones mayores de carga, el operador de la turbina debe constatar el orden de apertura-cierre de las válvulas de regulación. Con la caída de carga hasta cero, se observa la posición de la válvula 1 de regulación y si está más cerrada que lo normal para el trabajo en vacío, significa que otra válvula de regulación no cierra completamente.

El estado de la válvula de paro debe verificarse diaramente con el movimiento del vástago una distancia de algunos centímetros (o toda su carrera) si este trabajo está permitido en el diseño de la -

turbina. La movilidad de la válvula de paro en toda su carrera se verifica cuando se prueba la movilidad de las válvulas de regulación.

#### D.- Funcionamiento de la Turbina Incrustada con Sales

Las sales que lleva el vapor de la caldera se pueden depositar en los álabes de la turbina y en los laberintos, disminuyendo la sección de paso, con los siguientes efectos.

- . Aumento de la presión antes de la etapa en que se depositan las sales, así como en las etapas respectivas.
- . Aumento del esfuerzo o sollicitaciones en los álabes incrustados en sales (mayor peso) debido a la fuerza centrífuga.
- . Aumento del grado de reacción en la etapa incrustada con sales.
- . Aumento de la fuerza axial del rotor, llevando un esfuerzo suplementario al cojinete de empuje (axial) y a un aumento de temperatura.
- . Desarreglo en el funcionamiento normal del pistón de equilibrio debido al aumento laminar del vapor en los anillos de los laberintos con depósitos.
- . Cambio del perfil y del estado de la superficie de canales entre álabes.
- . Disminución del rendimiento interno de la turbina, es decir, aumento del consumo específico de vapor.

Por lo anterior, queda claro de las sales depositadas en los álabes deterioran el funcionamiento seguro y económico de la turbina.

El método más simple para comprobar la deposición de sales en la turbina, es verificar la presión en la etapa de velocidad (curtis) en función de la carga; los fabricantes proporcionan para cada turbina el diagrama respectivo (curva 1 de Fig. X-1). Si la turbina no tiene etapa de velocidad, se verifica la presión desde otra etapa intermedia en función de la carga.

El personal de operación está obligado a verificar diariamente si el valor de la presión con la etapa de velocidad o en la etapa intermedia, a la carga respectiva determinada, el punto en el diagrama coincide (aproximadamente) con la curva de la Fig. X-1.

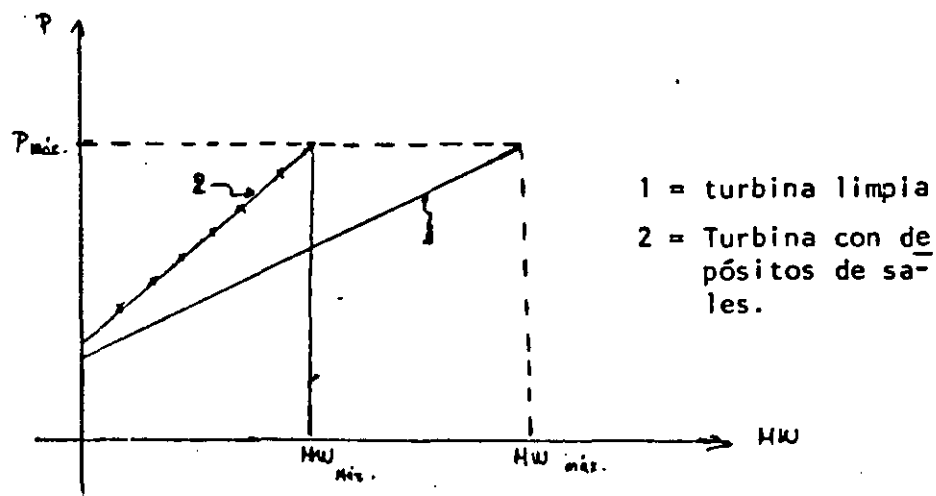


FIG. X-1.- DIAGRAMA DE PRESION DESPUES DE LA ETAPA DE VELOCIDAD EN FUNCION DE LA CARGA.

Después de un funcionamiento prolongado de la turbina, se constatan los puntos resultantes de las mediciones y si se elevan sobre la curva 1 se deduce que la turbina comienza a obstruirse con depósitos y puesto que la presión máxima en la rueda curtis o en la etapa intermedia no debe sobrepasarse, esto significa que es necesario reducir la carga máxima (flujo de vapor) para no forzar la turbina. En éstas condiciones deben tomarse medidas para limpiar la turbina de las incrustaciones.

## E.- Conservación del Circuito de Aceite

Como se ha indicado anteriormente, el papel del aceite es de lo más importante en la operación de las turbinas; las condiciones de un funcionamiento seguro en el circuito de aceite son las siguientes:

- . Utilización de un aceite de buena calidad con propiedades físico químicas adecuadas a las recomendaciones del fabricante.
- . Utilización del aceite a la presión necesaria en los diversos puntos del circuito, sin sobrepasar los límites de temperatura (mínima 35°C, máxima 60°C) y control periódico del circuito de aceite.
- . Buen filtrado del aceite, tanto en el tanque de reserva como en relleno o repuesto.
- . Control periódico químico y visual (color y limpieza) del aceite.
- . Ejecutar a tiempo las operaciones de: verter aceite en el tanque de reserva para reponer el nivel, purgar el agua decantada en el tanque de aceite, sustituir el aceite envejecido y desmulsionar el aceite por centrifugación y filtrado.
- . Probar semanalmente el funcionamiento de todas las bombas de aceite, de arranque y de emergencia.

Con el tiempo, la calidad del aceite que circula continuamente en el circuito se deteriora debido al envejecimiento y a la emulsión con el efecto de una disminución de las propiedades lubricantes y un aumento de la temperatura de los cojinetes.

El envejecimiento del aceite se debe a la oxidación (lenta) durante el tiempo de operación bajo la influencia del oxígeno del aire y la temperatura de trabajo. El aceite envejecido tiene un color pardo oscuro y es turbio; al analizarse se comprueba un aumento en los valores normales de ácidos orgánica en el aceite <sup>que</sup> puede producir corrosión en las superficies metálicas que están en contac-

to con el aceite. El aumento de la viscosidad del aceite a la temperatura normal de funcionamiento, deteriora las propiedades de lubricación (engrasado), lo que lleva a un aumento de la fricción en los metales y a un aumento en la temperatura de los cojinetes. El aceite envejecido produce depósitos de lodos en el circuito, debido a la precipitación de productos de oxidación, motivo por el cual se vuelve turbio y de color oscuro.

Para prevenir el envejecimiento rápido del aceite, es necesario que la temperatura no sea mayor en ningún punto del circuito de la máxima que es  $60^{\circ}\text{C}$ ; una temperatura de  $45^{\circ}\text{C}$  se considera la temperatura correcta límite de entrada de aceite a cojinetes.

El envejecimiento del aceite también es producido por las corrientes eléctricas vagabundas del rotor del generador; éstas aparecen debido a aislamiento débil del rotor o a otras causas de naturaleza eléctrica. El efecto de las corrientes vagabundas es la oxidación del aceite y picaduras en las superficies lisas de husillos y cojinetes, así como en engranes, debido pequeñas chispas que atraviesan la película de aceite.

Para combatir las corrientes vagabundas se recomiendan las siguientes medidas:

- . Centrado preciso del rotor del generador
- . Realización de un aislamiento eléctrico bueno entre la placa base y la base del cojinete del generador en la parte del excitador por la colocación entre ellos de una guarnición aislante gruesa (3 a 5 mm) de baquelita; el aislamiento de la placa base y el perno de fijación se efectúa colocando una cubierta de material aislante. Así mismo debe aislarse los cojinetes y las tuberías de aceite en las bridas.
- . Otro método es coleccionar las corrientes vagabundas en la flecha de la turbina por medio de una escobilla de carbón y descargarlas a la red de tierras.



La emulsión del aceite se debe a la penetración del vapor en el aceite en los cojinetes por los laberintos de la flecha de la turbina, cuando la presión del vapor en los laberintos es muy alta y los deflectores de vapor son ineficientes.

El aceite junto con el agua que contiene forma una mezcla turbia y bastante estable, llamada emulsión, con propiedades de lubricación mucho menores que el aceite puro, por lo que es necesario separar el agua del aceite, es decir, desemmulsionar el aceite.

En el tanque de aceite, se separa una parte de la cantidad de agua contenida en el aceite que permanece en el fondo del tanque y debe ser evacuada periódicamente (purga corta diaramente) abriendo la válvula de purga del fondo del tanque.

Si la penetración de agua en el aceite en los cojinetes es mayor que la separada en el tanque, entonces el aceite se emulsiona mucho y en esta situación para no parar la turbina con objeto de cambiar el aceite, se conecta al tanque una centrifugadora (bomba centrífuga) y/o filtro, de alta velocidad (18 000 rpm o más) que separa en forma forzada y rápida el agua del aceite. Con este método se separa del aceite no solo el agua, si no también los lodos y las impurezas que junta el aceite en el circuito. La desconexión de la centrifugadora se efectúa cuando el aceite está completamente desemmulsionado y se vuelve limpio.

El centrifugado del aceite con la turbina en funcionamiento no representa si no una solución momentánea de la situación; es necesario eliminar la causa por la cual se emulsiona el aceite, parando la turbina y disminuyendo las tolerancias de los laberintos o montando un eyector que aspire el vapor de la última cámara del laberinto.

Cuando el aceite envejece, hecho que se comprueba no solo por el color oscuro, si no por el aumento de acides (comprobado por análisis químico) y por el aumento del tiempo para desemmulsionarlo, no debe ser usado más en la turbina por el peligro que representa pa-

ra el buen funcionamiento de los cojinetes. En este caso, se para la turbina, se saca el aceite del circuito, se lava éste con aceite puro y después se llena el tanque con la cantidad necesaria de aceite nuevo puro; el aceite envejecido se puede enviar para que sea regenerado.

Durante la operación, siempre se pierde una cantidad de aceite - por causa de escurrimiento y vaporizaciones; las pérdidas de aceite siendo normales, dependen del estado, tipo y en especial de la potencia de la turbina, así como de la calidad del aceite. Las - pérdidas de aceite deben reponerse por la cantidad que baje el nivel en el tanque; la entera cantidad de aceite del circuito se - reemplaza aproximadamente cada 3 años, después de cerca de 20 000 horas de funcionamiento.

#### F.- Condiciones de Funcionamiento Normal del Condensador

La instalación del condensador debe funcionar optimamente para obtener el vacío de diseño, con objeto de reducir al mínimo las pérdidas de calor en el agua de circulación y de que se realice la expansión normal del vapor en la turbina. Para lograr lo anterior, - la instalación del condensador necesita:

- . Buen funcionamiento del eyector de vapor, con la presión y flujo de vapor normal para alimentar el eyector y no tenga tubos tapados en el enfriador; en su caso también buen funcionamiento de la bomba de vacío o del eyector de agua.
- . Buena "estanqueidad" del condensador frente al aire. El estado - "estanco" de la instalación puede modificarse durante la opera--ción, por lo que su estado (del circuito bajo vá<sup>o</sup>) debe verifi--carse periódicamente; una forma de verificación es determinar la velocidad de pérdida de vacío con el eyector parado, con las válvulas de vapor y de aire al condensador cerradas, a la potencia nominal. Una pérdida de vacío de menos de 3 mm de Hg/minuto, se considera razonablemente buena. Lo más apropiado es la instala--ción de un medidor de flujo de aire aspirado del condensador ha-

cia el eyector con lo que se puede conocer en forma exacta el estado de "estanqueidad" del condensador.

Si el estado de "estanqueidad" del condensador no es bueno debe programarse un paro de la turbina para detectar la falla por medio de una prueba hidráulica de todo el circuito bajo vacío y corregirlo.

- . Asegurar el flujo y temperatura normal del agua de circulación; - si el flujo de agua de circulación disminuye (por desgaste en la bomba de agua de circulación) o si la temperatura aumenta con relación a la normal, el vacío se deteriora.
- . Mantener en estado de limpieza los tubos del condensador. La suciedad de los tubos del condensador en el lado del agua es la causa más frecuente de deterioro del vacío; la aparición de depósitos en el interior de los tubos deteriora la transmisión de calor en el condensador, la reducción del flujo de agua de circulación y finalmente el deterioro del vacío.

La presencia de arena, lodo, basura, astillas de madera, etc. - etc. significa que el sistema de agua de circulación no se está operando correctamente y es necesario determinar las causas para su corrección; éstas causas, según el tipo de sistema, pueden ser muy variadas como ruptura de la rejilla giratoria, lavado deficiente en los canales colectores, velocidad alta del agua en la pileta de decantación, mal funcionamiento del tratamiento primario, purga insuficiente, etc.

- . Buena "estanqueidad" del condensador con relación al agua; durante la operación, el mandrinado en las placas de algunos tubos se debilita y otros tubos se fisuran debido a defectos de materiales diseño, vibración, etc. En éstas condiciones el agua de circulación penetra al espacio de vapor del condensador contaminando al condensado y haciéndolo impropio para usarse en la caldera; ésta situación puede reconocerse por un aumento en la conductividad eléctrica del condensado debido a las sales minerales del agua de circulación.

En éstas condiciones, se para la turbina, se abren las tapas o registros de hombre de las cajas de agua del condensador y se hace una prueba hidrostática llenando con agua el espacio del vapor hasta igualarlo a la turbina y en las placas (espejos) - de los tubos se detectan 1<sup>os</sup> fallados, que deben ser taponados provisionalmente (en espera de un paro prolongado en que deben ser sustituidos) por ambos lados con tapones (de madera o de bronce) acabados en torno de forma troncónica, para lo cual, - el jefe de turno debe siempre tener una dotación de éstos tapones.

- Mantener un subenfriamiento mínimo del condensado. El subenfriamiento del condensado que es la diferencia entre la temperatura del vapor a la entrada al condensador y la temperatura del condensado, durante la operación está influenciado por dos factores: la infiltración de aire al condensador y el nivel del condensado.

Si el nivel del condensado es alto, se inundan algunas hileras de tubos enfriando el condensado a la temperatura del agua de circulación, es decir, el condensado sale más frío o con una pérdida de calor en el ciclo que debe ser repuesta por el quemado de más combustible en la caldera.

De acuerdo con lo anterior, es muy importante desde el punto de vista económico mantener el subenfriamiento del condensado al mínimo (se admite de 1 a 2°C), manteniendo el nivel del condensado abajo de las hileras de tubos y con una buena "estanqueidad" del condensador.

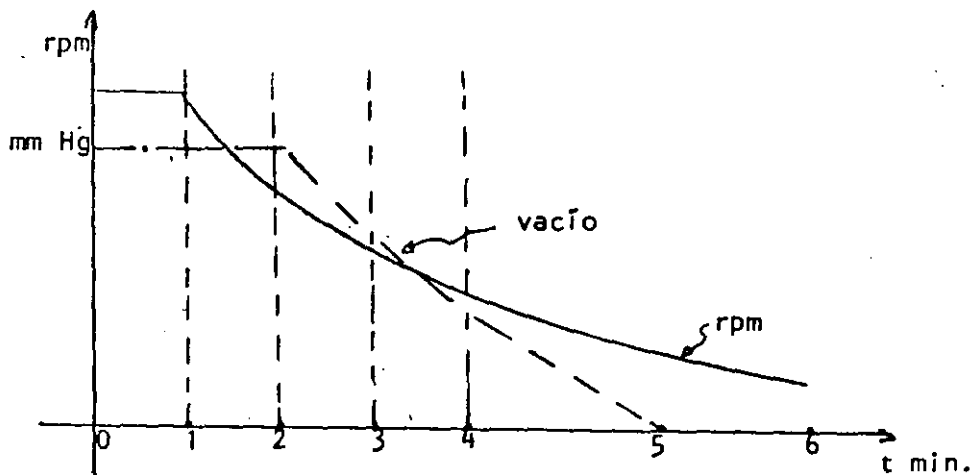
#### 4.- PARO DE LA TURBINA DE VAPOR

##### A.- Paro de la Turbina de Condensación

El paro de la turbina puede ser programado o accidental; para el paro programado la sucesión general de maniobras es la siguiente:

- . Se hace la prueba de funcionamiento de la bomba auxiliar de aceite.
- . Se empieza a bajar la carga eléctrica, observando el funciona- - miento de la turbina, hasta llegar a 10 ó 15% de la potencia nominal.
- . Se cierran las válvulas de las extracciones y se deja el vapor - de sellos a los laberintos.
- . Se crea en el condensador una reserva de condensado hasta la mi- tad del nivel, se abre la recirculación y se cierra el circuito de condensado hacia el desgasificador.
- . Se desconecta el generador y si se hace a la carga de 10 a 15% - se debe seguir manteniendo estable la velocidad de trabajo en vacío por el sistema de regulación de la turbina.
- . Se dispara manualmente la turbina por medio del botón o palanca de disparo, que cierra la válvula de paro principal de vapor - - (así como las de recalentado en su caso) y se anota la hora exacta de la desconexión o disparo.
- . Se observa y se anota minuto a minuto la caída de velocidad y la caída de presión de aceite de la bomba principal.
- . A una presión ajustada de aceite se observa la entrada automática de la bomba auxiliar de aceite, teniendo por efecto un aumento en la presión normal de aceite; si la bomba auxiliar no arranca automáticamente, se debe arrancar manualmente de inmediato.
- . Después de que la velocidad del rotor llega a la mitad del valor nominal se para el eyector cerrando la válvula de admisión de va- por a él y después se cierra el vapor a sellos. El condensador comienza a bajar, lo que lleva a frenar el rotor y a - - acortar el tiempo de paro; a veces la válvula de vapor al eyector se cierra hasta que el rotor está completamente parado, lo que aumenta el tiempo de paro de la turbina.

- Se anota la hora exacta de paro del rotor y después de terminar las maniobras de paro, se traza la curva de autoparo del rotor, como la Fig. X-2; ésta curva se compara con la curva patrón trazada en exactamente las mismas condiciones de paro. Si la velocidad cae rápidamente en la zona de velocidad mayor, significa que puede haber defectos en los álabes (fricción) y si la diferencia es mayor en la velocidad reducida, entonces se trata de fricción suplementaria en cojinetes o laberintos; en ambos casos, se hace necesario precisar y eliminar la causa.



1 = Cierre valv. paro; 2=cierre valv. vapor la etapa eyector;  
 3 = Cierre valv. etapa eyector; 4 = cierre vapor a sellos;  
 5 = Anulación vacío; 6 = paro rotor

FIG. X-2.- CURVA DE AUTOPARO DE LA TURBINA

- Se pone en servicio el torna-flecha que debe permanecer funcionando el tiempo prescrito.
- Se pone en funcionamiento la resistencia eléctrica bajo la turbina, en caso de contar con ella.
- Cuando el condensador no tiene más vacío, se cierra la válvula de vapor a sellos, desapareciendo el peligro de penetración de aire a la turbina.

- . Se abre el drenaje de la turbina
- . Se para la bomba de condensado, abriendo el interruptor de su motor eléctrico.
- . Se para la bomba de agua de circulación abriendo el interruptor de su motor eléctrico y cerrando la válvula de descarga.
- . Cuando la temperatura del aceite a la salida de los cojinetes baja a 40°C, se cierra la válvula de entrada de agua al enfriador de aceite; la bomba auxiliar o la de aceite alimenta a los cojinetes todo el tiempo que el rotor está en torna-flecha, debiendo controlarse periódicamente, para enfriarse en caso necesario, la temperatura del aceite.
- . Se aísla la instalación de Hidrógeno; se introduce CO<sub>2</sub> en el generador para apartar el Hidrógeno sacado; con objeto de evitar el peligro de explosión. En caso de que el generador esté enfriado con aire, se aísla el enfriador de aire de la parte de agua de enfriamiento.
- . Después de que el torna-flecha ha cumplido su función y se ha parado el rotor, se para la bomba auxiliar o

En caso de que no funcionen las protecciones correspondientes, las maniobras de paro accidental de la turbina y la desconexión de la red o sistema eléctrico del generador, se ejecutan en los siguientes casos:

- . Aparición brusca de vibraciones fuertes
- . Encendido del aceite en el circuito y la imposibilidad de extinguirse rápidamente el fuego.
- . Aparición de humo en los cojinetes o el generador.
- . No-funcionamiento del regulador de seguridad con aumento de velocidad hasta el que fue ajustado (máxima 4032 rpm en turbinas para generación de potencia a 60 Hz).

- . Aparición de ruidos metálicos en la turbina
- . Desplazamiento axial del rotor, más allá de los valores establecidos.
- . Golpe o choque de agua
- . Caída del nivel de aceite en el tanque más abajo del límite inferior admisible.
- . Caída brusca del vacío en el condensador, hasta los valores de avería.
- . Sobrepasar los valores máximos, superior o inferior, prescritos para los parámetros de vapor.
- . Sobrepasar los valores máximos prescritos de dilatación diferencial o relativa entre rotor y carcasa.
- . Sobrepasar los valores máximos prescritos de la diferencia de temperaturas de la carcasa y entre cuerpos de alta y media presión.

En todos los casos anteriores de averías el operador de la turbina debe estar alerta para disparar de inmediato la turbina; el paro accidental debe ser un paro rápido, para evitar que se extienda la avería, operando la manija o el botón de disparo manual de la turbina y después se interrumpe el funcionamiento del eyector cerrando la válvula de entrada de vapor con lo cual el vacío cae rápidamente y la fricción del rotor con el aire que entra a la turbina ocasiona que el tiempo de paro se acorte sensiblemente. Las demás maniobras se efectúan en la misma forma del paro programado. En general la duración del paro normal o rápido del rotor de una turbina aumenta con la potencia mayor y con parámetros de vapor más altos, debido a la mayor inercia del rotor; las turbinas de generación eléctrica de condensación tienen una duración de paro mayor (30 a 40 minutos) que los de contrapresión (10 a 25 minutos).



## 8.- Paro de la Turbina a Contra-Presión

La sucesión de maniobras es la siguiente:

- . Se baja por etapas la carga, se cierran las válvulas de las extracciones y se desconecta el generador, como en la turbina de condensación.
- . Se hace el disparo mecánico de la turbina y la velocidad empieza a descender.
- . Se abre el conducto de evacuación a la atmósfera y se cierra el conducto principal de contrapresión.
- . Se arranca automáticamente la bomba auxiliar de aceite cuando la presión de aceite baja el valor de ajuste.
- . Parado el rotor se pone en servicio el torna-flecha (y la resistencia eléctrica si existe) y se mantiene en servicio el tiempo prescrito.
- . Se abre el drenaje de la turbina y de los diferentes conductos de vapor.
- . Se cierra la alimentación de agua al enfriador de aire o de hidrógeno del generador.
- . Se reduce y después se cierra la válvula de agua al enfriador de aceite, observando continuamente la temperatura del aceite.
- . Después de que el torna-flecha ha cumplido su función y el rotor está completamente parado, se para la bomba auxiliar de aceite.

## 5.- CONSERVACIÓN DE LA TURBINA PARADA, COLOCADA EN RESERVA

Existen situaciones cuando la turbina se para por un tiempo prolongado y durante el período de no-funcionamiento las piezas interiores de la turbina están expuestas a oxidación; en este caso es necesario alejar la humedad de la turbina y secarla completamente, es decir:

- . Evitar la penetración o formación de nueva agua en la turbina
- . Proteger las piezas engrasándolas con vaselina pura

La separación del condensado formado en la turbina se hace con la válvula de drenaje y el secado de las paredes interiores de la carcasa soplando aire caliente.

Para observar la humedad que puede permanecer, se introduce en la carcasa un tubo con cloruro de calcio (0.5 kg de cloruro de calcio por cada  $m^3$  de volúmen de la turbina); después se unta con vaselina pura las piezas en la turbina que pueden oxidarse como álabes, toberas, laberintos, válvulas de regulación, etc. se cierra estanca la carcasa de la turbina montándose una brida en el conducto principal, se cierra la válvula de drenaje y se vierte aceite en los sellos laberínticos.

## 6.- VERIFICACION DE LA INSTALACION DE LA TURBINA DE VAPOR

Para asegurar un funcionamiento contínuo y económico, la instalación de la turbina de vapor debe estar sujeta a controles en el arranque, durante el tiempo de funcionamiento, en el paro y periódicamente, de acuerdo con las instrucciones del fabricante y las prescripciones internas de operación; estas verificaciones se encuentran sistematizadas en la tabla X-1.

## 7.- COMPORTAMIENTO DE LA TURBINA EN REGIMEN VARIABLE

Durante el curso de la operación, el funcionamiento de la turbina está inevitablemente ligado a la variación de factores que determinan el proceso de trabajo; entre éstos factores, se encuentran los siguientes:

- A.- Presión de vapor
- B.- Temperatura de vapor
- C.- Presión de escape de vapor (vacío en el condensador)

D.- Velocidad de la turbina; varfa dentro de límites pequeños cuando acciona generadores síncronos.

E.- Carga

F.- Flujo de vapor de extracciones; cuando se trata de extracciones regulables, los límites de variación son grandes.

A continuación se comentarán los efectos de estas variaciones en el funcionamiento de la turbina, tanto en el aspecto económico como en el de seguridad.

#### a.- Modificación de la Presión de Vapor de Entrada

La disminución de la presión de vapor tiene dos efectos:

- . Disminución de la caída adiabática ( H ), lo cual conduce a un aumento en el consumo específico de vapor y a una caída de la potencia de la turbina (por el mismo flujo de vapor), es decir, se deteriora el funcionamiento económico.
- . Aumento de la calidad del vapor húmedo de escape de la turbina, lo cual conduce a una disminución del efecto de erosión en los álabes de la última etapa, es decir, se mejora el funcionamiento seguro de la turbina.

La disminución de la presión de vapor de entrada, no representa peligro para la turbina, admitiéndose que puede reducirse la presión a un 60% de la presión nominal, en perjuicio del rendimiento.

El aumento de la presión de vapor de entrada a más de la nominal sí es peligrosa, porque produce un aumento en las sollicitaciones mecánicas en la etapa de regulación y en las paredes de los conductos y de la carcás; como consecuencia de lo anterior, no se admiten valores de presión de 10 a 12% mayores de lo nominal, de acuerdo con las recomendaciones de la mayoría de los fabricantes.

## b.- Modificación de la Temperatura de Vapor de Entrada

La disminución de la temperatura de vapor de entrada a la turbina, tiene los siguientes efectos:

- . Disminución de la caída adiabática ( H ), con lo que aumenta el consumo específico de vapor.
- . Disminución de la calidad del vapor húmedo a la salida de la turbina, lo cual lleva a una identificación del efecto de erosión - los álabes de la última etapa.
- . Si la caída de temperatura es brusca, se produce una contracción anormal en la turbina, el rotor se amplía más rápido que la carcasa con lo que la dilatación relativa aumenta produciendo roce en los laberintos y fuerte vibración.

La disminución de la temperatura de vapor de entrada puede ser peligrosa, llevando a un deterioro tanto en el funcionamiento seguro como en el funcionamiento económico de la turbina.

El aumento de la temperatura de vapor de entrada conduce a una disminución de la resistencia de los aceros, pudiendo aparecer o intensificar el fenómeno de fluencia. Como consecuencia de lo anterior, las normas de fabricantes prohíben el funcionamiento de la turbina en los siguientes casos:

- . Cuando la temperatura nominal es de 400°C máximo, el aumento de temperatura no debe ser mayor de 5%. En las instalaciones con temperaturas nominales de más de 400°C, el aumento permisible es de 3% máximo.
- . La disminución de temperatura puede ser hasta de un 12% de la temperatura nominal.

Las normas acerca de la variación de temperatura de entrada permisible, muestran que hacia arriba, la duración no debe ser mayor de 15 minutos y que la suma no debe pasar de 20 horas de tiempo durante un año.

Los valores anteriores son orientativos; los valores precisos son suministrados por cada fabricante y difieren según los parámetros de vapor y según el tipo de turbina.

c.- Modificación de la Presión del Vapor de Escape de la Turbina (Vacío en el Condensador).

Un aumento en la presión del vapor de escape de la turbina (disminución del vacío) conduce a una disminución de la caída adiabática -  $(H)$ , es decir, a un aumento en el consumo específico de vapor.

En las turbinas de condensación, el vacío depende de los siguientes factores:

- . Temperatura del agua de circulación
- . Estanqueidad del condensador con respecto al aire exterior
- . Buen funcionamiento del eyector o bomba de vacío
- . Limpieza de los tubos del condensador
- . Flujo de agua de circulación

Un aumento del vacío es favorable hasta cierto punto, ya que conduce a una mayor caída adiabática  $(H)$ , es decir, a una disminución del consumo específico de vapor.

Un vacío demasiado alto es peligroso, ya que aumenta mucho la humedad del vapor en la salida de la turbina produciendo erosión en los álabes de la última etapa. Por otra parte, el vacío demasiado alto conduce a un aumento masivo en el volumen específico y en la velocidad del vapor (hasta la del sonido) en el escape de la turbina y entrada al condensador, con la consecuencia de que aumentan las pérdidas (proporcionalmente al cuadrado de la velocidad del vapor), pudiendo anular el efecto del aumento de la caída adiabática  $H$ .

De ésta forma se recomienda que en tiempo de invierno no se funcione con agua de circulación a temperaturas abajo de  $8^{\circ}\text{C}$ .

A diferencia de la presión y temperatura del vapor de entrada, cu-

Los valores dependen en general del modo como trabaja el personal de calderas, el mantenimiento del vacío en el condensador (a una cierta temperatura de agua de circulación), depende por entero de la forma de trabajo del personal de operación de la turbina. La lucha para obtener y mantener un vacío alto en el condensador - - constituye una de las más importantes actividades del personal de operación de la turbina.

#### d.- Modificación de la Velocidad de la Turbina

Los problemas que se presentan con la variación de velocidad de la turbina, están ligados a la seguridad de funcionamiento y son:

- . No sobrepasar las solicitaciones mecánicas admisibles, producidas por la fuerza centrífuga, en discos y álabes.
- . Fabricación del rotor para que las velocidades críticas estén fuera de la zona de variación admisible de la velocidad de la turbina.

Los discos y álabes se calculan para resistir las solicitaciones o esfuerzos por la fuerza centrífuga a una cierta velocidad; la fuerza centrífuga aumenta con el cuadrado de la velocidad. Como consecuencia de lo anterior, si se sobrepasa la velocidad máxima permisible, la fuerza centrífuga aumenta tanto que produce esfuerzos que los discos y álabes no pueden resistir y se produce la ruptura.

Para evitar éstas graves averías, la protección de sobrevelocidad de la turbina, se realiza con un regulador de seguridad que debe producir la desconexión de la turbina cuando la velocidad aumenta de 10 a 12% de la velocidad nominal.

En los rechazos bruscos de carga del sistema o red eléctrica, la velocidad de la turbina tiende a aumentar y el sistema de regulación comanda el cierre parcial de las válvulas de regulación, disminuyendo el flujo de vapor que entra a la turbina y bajando la po

tencia de ésta, sin embargo la velocidad permanece más alta que la velocidad nominal. En éste caso debe continuarse la disminución de potencia, respecto a la velocidad del grupo, hasta la velocidad nominal con ayuda de la manija manual del sincronizador con lo cual se evita fatigar el material de los discos y álabes por causa de funcionar a velocidad mayor y al mismo tiempo se asegura la entrega de energía eléctrica de calidad a la frecuencia conecta (60 Hz).

El funcionamiento a baja frecuencia, con su respectiva baja velocidad, en caso de falla en la red eléctrica, es peligrosa para la turbina porque puede coincidir con alguna armónica de frecuencia natural de los álabes de la última etapa y además por la sobrecarga comandada por el sistema de regulación. La admisión brusca de mucho flujo de vapor en la turbina, aumenta la fuerza ejercida por el vapor sobre los álabes y diafragmas sobreforzandolos y al mismo tiempo aumenta bruscamente el empuje axial del rotor forzando al cojinete axial; para evitar fatiga prematura en los álabes y diafragmas es necesario quitar inmediatamente carga de la red eléctrica y reajustar la frecuencia (velocidad de la turbina) a su valor nominal.

#### e.- Modificación de la Carga de la Turbina

La potencia de una turbina de vapor está determinada por los dos factores siguientes:

- . Flujo de vapor
- . Caída adiabática,  $H$

Anteriormente se indicó que la modificación en la caída adiabática se debe a la variación en los parámetros del vapor de entrada y/o a la de salida.

En las turbinas muy pequeñas con una sola válvula de regulación el método principal para realizar la variación de carga es modi

ficando la caída adiabática.

En las turbinas más grandes, el método anterior no se utiliza por ser anti-económico; la carga en éstas turbinas, está también influenciada por la variación en los parámetros del vapor a la entrada y a la descarga, sin embargo, el personal de operación debe llevar éstos parámetros a los valores nominales y mantenerlos constantes. En este caso, el método empleado para modificar la carga de la turbina, es regulando la admisión (con válvulas múltiples de regulación) con lo que se varía el flujo de vapor admitido en la turbina; por medio de éste método se modifica la carga desde cero hasta la potencia nominal, pudiéndose obtener a veces una sobrecarga de la turbina.

La carga de la turbina por aumento del flujo de vapor, produce los siguientes fenómenos en la turbina:

- . La presión después de la rueda curtis aumenta linealmente con el flujo, es decir, disminuye la caída adiabática en esta rueda.
- . Aumento de presión después de cada etapa
- . En la primera etapa la caída adiabática permanece constante
- . En las siguientes etapas, la caída adiabática aumenta poco a medida que se aproxima a la descarga o salida.
- . En las últimas tres etapas, la caída adiabática aumenta mucho
- . Aumenta el rendimiento interno de la turbina, es decir, disminuyen las pérdidas internas.
- . Aumenta la fuerza axial sobre el rotor, es decir, aumenta el esfuerzo sobre el cojinete axial de empuje.
- . Aumenta el esfuerzo para flexionar los diafragmas, debido al aumento de caída de presión, especialmente en las últimas tres etapas.

De acuerdo con la explicación anterior, se pueden desprender dos conclusiones:



- . Con carga muy pequeña, las últimas tres etapas de la turbina realizan expansión muy reducida con pérdidas muy grandes que producen calentamiento anormal del vapor en el escape. Por esta razón no es bueno que una turbina funcione mucho tiempo en vacío o con carga muy reducida.
- . En el funcionamiento de la turbina con sobrecarga, las últimas tres etapas son peligrosas, en donde se produce una expansión mayor anormal del vapor por lo que esta etapa trabaja sobrecargada y al mismo tiempo los álabes largos de ésta etapa están sujetos a esfuerzos máximos de tensión producidos por la fuerza centrífuga. Debido a esta causa, los álabes que se rompen o se fisuran, así como los diafragmas que se flexionan, pertenecen a la mayoría de los casos a las últimas tres etapas.

Por la razón anterior, los fabricantes de turbinas no permiten que se sobrepase la potencia nominal más allá de un determinado porcentaje, que usualmente es el 10%.

#### f.- Modificación del Flujo de Vapor de Extracción

Anteriormente se indicó que en las extracciones para calentamiento del agua de alimentación, la presión en cada etapa de la turbina aumenta con el aumento de la carga, por lo que la presión y el flujo en cada extracción aumenta con la carga y no puede ser modificada; por esta razón, la temperatura de calentamiento del agua de alimentación va a aumentar con la carga en forma similar.

La utilización de turbinas con extracciones es ventajosa donde el punto de vista económico por lo siguiente:

- . Del flujo de vapor admitido en la turbina, solo una parte llega al condensador, por lo que éste será más pequeño y las pérdidas de calor en el agua de circulación disminuyen sensiblemente.
- . El vapor extraído calienta el agua de alimentación, que esta a una temperatura mayor en la caldera, por lo que, para producir vapor la caldera va a consumir menos combustible, es decir, el rendimiento del ciclo térmico completo va a aumentar.

El empleo de extracciones tiene tam.<sup>bi</sup> en desventaj<sup>a</sup>s, pero éstas son más pequeñas que las ventajas.

- . Para el mismo flujo de vapor consumido, la turbina con extracción tiene una potencia menor que la turbina sin extracciones, debido a que el vapor extraído no continúa expandiéndose en la turbina.
- . Para una misma potencia, la turbina con extracción tiene un consumo específico de vapor mayor que la turbina sin extracción.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

***MANTENIMIENTO Y REPARACION***

***ING. MARTINIANO AGUILAR RODRIGUEZ***

***AGOSTO - 1992***

## XI.- MANTENIMIENTO Y REPARACION

### 1.- GENERAL

Durante el funcionamiento, las diferentes partes de la instalación de la turbina, se desgastan, deterioran o se ensucian. Para prevenir averías o el funcionamiento bajo un régimen no-económico, la instalación se sujeta a trabajos de mantenimiento y de revisión, a intervalos de tiempo regulares en que se detectan defectos y se efectúan las reparaciones necesarias.

Los trabajos de mantenimiento preventivo rutinario con la unidad en funcionamiento, normalmente constan de lubricación de partes móviles, limpieza exterior de polvo, aceite, etc. de la instalación y además se efectúan pequeños trabajos de reparación; la reparación, debe asegurar el funcionamiento de los equipos en condiciones de completa seguridad y con un rendimiento normal. Los paros accidentales (por fallas) entre períodos de revisión deben ser evitados en todo lo posible.

Con la instalación de turbinas de gran capacidad, el costo de salida de la planta hace que el mantenimiento de turbinas sea un aspecto de lo más importante; la turbina debe ser capaz de sostener un servicio confiable entre períodos de mantenimientos mayores, por lo que, los componentes que influyen la frecuencia de estos períodos se diseñan para extender el servicio esperado de ellos.

Algunos de los factores predecibles que influyen la frecuencia de la salida de la planta, son los siguientes:

- . Deterioro progresivo en el consumo de calor y/o potencia, por depósitos o incrustaciones que restringen las áreas en las gargantas - álabes.
- . Erosión en los álabes de las turbinas de b.p., el cual es un factor que aumenta en las máquinas grandes, en vista del rápido incremento en la velocidad periférica de la última hilera de álabes; de

bido a éste problema algunas compañías tienen rotores de b.p. completos de refacción, con álabes colocados y balanceados, listos para cambiarse cuando el daño por erosión ha alcanzado el límite pre determinado.

- . Relajación con el tiempo, a la temperatura de operación, de tornillos y pernos de grandes diámetros y longitudes que requieren de reapretado o renovación, dependiendo si ocurre la relajación total.
- . Programas de inspecciones legales asociados con recipientes a presión y calderas, así como salidas planeadas del sistema de transmisión.
- . Disponibilidad de mano de obra para llevar a cabo el mantenimiento en el período de tiempo establecido.

## 2.- CLASIFICACION Y ALCANCE DE MANTENIMIENTOS

Los mantenimientos de las turbinas se clasifican en las categorías siguientes:

- . Mantenimiento correctivo (programado o de emergencia), con paro o en funcionamiento.
- . Mantenimiento preventivo rutinario de corto y largo período.
- . Mantenimiento preventivo anual (con la unidad parada)
- . Mantenimiento preventivo mayor (con la unidad parada)

El encuadramiento de las categorías de mantenimientos y trabajos se hace teniendo en cuenta los siguientes criterios:

- . Volúmen de trabajo y valor de la reparación
- . Periodicidad de los trabajos de reparación
- . Valores medios fijados

## A.- Mantenimiento Correctivo

El mantenimiento correctivo, se efectúa según necesidades unas 2 ó 3 veces por año y durante este tiempo, se desmontan solo partes de la turbina, efectuándose parcial o totalmente trabajos de: inspección, lavado, restablecimiento de "estanqueidad" de los circuitos de vapor, agua, aceite y aire, así como trabajos de limpieza del condensador y enfriadores de aceite y aire. Así mismo, se verifica el juego de cojinetes, el sistema de regulación y regulador de seguridad, válvulas, etc.

Las salidas no-programadas de turbinas son uno de los aspectos más serios del mantenimiento correctivo, debido al costo extra de operar unidades menos eficientes, a lo que es peor, no poder proporcionar la demanda.

La salida no-programada de turbina debe hacerse cuando se manifiesten defectos mecánicos como:

- . Excentricidad excesiva de la flecha
- . Vibración excesiva de cojinetes
- . Temperatura excesiva de cojinetes

Una razón común para éste tipo de salidas es el rotor desbalanceado, debido a:

- . Desplazamiento y erosión de bandas o zunchos y alambres de enlace de álabes.
- . Erosión de álabes
- . Depósitos o incrustaciones en álabes móviles, que tienen además el efecto de causar una pérdida de potencia y afectar desfavorablemente el consumo de calor.

Otra fuente común de salidas es el cambio en los niveles de los cojinetes debido a asentamientos en la cimentación y/o cambios en las longitudes de soportes del pedestal, haciendo que el sistema de flechas pierda su alineamiento.

#### B.- Mantenimiento Preventivo Rutinario

Como regla general, una turbina moderna bien diseñada e instalada apropiadamente, necesita muy poco mantenimiento preventivo rutinario si se le proporciona la calidad de vapor y se mantiene el vacío en el condensador y el sistema de lubricación en las condiciones óptimas prescritas.

Se pueden considerar también como mantenimiento rutinario el escrutinio de los datos operacionales tabulados para determinar condiciones anormales o deterioro lento, así como las pruebas frecuentes de la planta para determinar la condición interna.

Dentro de éste contexto, es muy importante el control cuidadoso de las condiciones de operación y la aplicación de procedimientos correctos de operación.

Los trabajos de mantenimiento preventivo rutinario, incluyen principalmente los siguientes:

##### a.- Turbogenerador

- . Conservación en buen estado de limpieza el equipo, incluyendo los cambiadores de calor y filtros.
- . Verificación periódica de anillos rozantes y conmutadores y sus escobillas, como su ajuste y reemplazo en la forma necesaria, incluyendo también limpieza periódica de filtro de aire del excita

- dor, enfriadores de hidrógeno del generador y enfriadores de aceite del turbo-generador.
- . Inspección de los filtros de aceite en el tanque de aceite de la turbina.
  - . Purga del agua de los tanques de aceite
  - . Prueba periódica del aceite de la turbina y reposición en la forma necesaria.
  - . Atención a la planta de purificación de aceite y rectificación de defectos que puedan ser detectados en las bombas de aceite lubricante , etc.
  - . Verificación del aislamiento de cojinetes por la medición del voltaje de la flecha y otros métodos.
  - . Verificación de fugas de gas hidrógeno y sistema de purificación de gas, así como el sistema de sellado.

b.- Planta de Condensación



## C O N D E N S A D O R E S

LISTA TIPICA DE ASPECTOS QUE NECESITAN ATENCION EN MANTENIMIEN-  
TOS "CORRIENTES", QUE SE EFECTUAN ENTRE MANTENIMIENTOS MAYORES  
PERIODICOS.

La frecuencia de dichos mantenimientos depende de la naturaleza del combustible usado, factor de carga, modo de operación, así como la calidad de las refacciones y los consumibles utilizados en las reparaciones.

Estos mantenimientos pueden llevarse a cabo durante salidas cor-  
tas planeadas de la unidad, durante los fines de semana ó en  
los períodos de baja carga.

En esta lista se incluyen los siguientes aspectos:

- . Limpieza de los tubos del condensador
- . Fugas de aire
- . Comportamiento eficiente de eyectores. Debe mantenerse una -  
estrecha vigilancia sobre este comportamiento, el cual puede  
determinarse a partir de la caída de vacío y la elevación de  
la diferencia terminal de temperatura, entre el vapor de es-  
cape y entrada del agua de enfriamiento, diferencia percepti-  
ble entre el vacío observado y la correspondiente temperatu-  
ra de escape.
- . Investigación planeada de empaques o estoperos de válvulas,  
juntas de tuberías, etc., bajo el vacío de servicio para lo-  
calizar fugas que deben ser inmediatamente atendidas o ejecu-  
tarlas en la primera oportunidad de salidas planeadas.
- . Verificación de las toberas del eyector a intervalos regula-  
res y en caso de desgaste deben hacerse los arreglos neces-  
arios para hacer el reemplazo.

- . Verificación de los sellos "U" y trampas de condensado de los enfriadores del eyector, así como de otras partes, las cuales pueden causar pérdida de vacío por mal funcionamiento; estas pueden inspeccionarse a intervalos regulares y atendidos inmediatamente los defectos o mal funcionamiento.
  
- . Es una buena práctica medir el volumen de gases no condensables, escapando a través de los venteos de los enfriadores del eyector a intervalos frecuentes y graficar los valores contra las mediciones diarias que deben tomarse con cuidado bajo idénticas condiciones de carga.
  
- . Se deberá hacer una verificación periódica de los tubos del condensador para evaluar la existencia de incrustación y depósitos sobre el cual debe basarse un programa de limpieza. Puede ser necesario limpiar los tubos con cepillo y chorro de agua a intervalos regulares, si los depósitos sobre la superficie interna se deben a las características del agua de enfriamiento, puede ser hecho aislando media sección del condensador, restringiendo previamente la carga de la unidad o sacándola en los fines de semana o días de baja carga.
  
- . Las fugas que puedan ocurrir en los tubos del condensador normalmente se detectan por la elevación de la conductividad del condensado. Estas fugas deben ser atendidas en la primera oportunidad, sacando fuera de servicio la unidad. Las fugas en los enfriadores de aceite y en los enfriadores de hidrógeno del generador, no pueden ser detectadas a menos que se lleven a cabo verificaciones periódicas planeadas.

## C.- Mantenimientos Preventivos Anuales y Mayores

Los mantenimientos anuales y mayores, tienen la finalidad de -- reajustar el comportamiento de la instalación lo más cercano posible a la reparación precedente, desmontándose completamente la turbina y examinándose cada pieza.

Durante los mantenimientos anuales y mayores se ejecutan, junto con los trabajos mencionados, los siguientes:

- . Desmontaje completo de la turbina y de las instalaciones - auxiliares.
- . Verificación del estado y grado de desgaste de las piezas - más importantes.
- . Sustitución de las piezas desgastadas ó defectuosas.
- . Limpieza de herrumbe (óxido) y suciedad de todas las pie-- zas.
- . Limpieza del condensador y en caso necesario, sustitución - de todos los tubos taponeados, para después efectuar en -- forma obligatoria la prueba hidrostática.
- . Desmontaje del enfriador de aceite para su limpieza, con-- trol y ejecución de la prueba hidrostática; limpieza de la tubería y tanques de aceite.
- . Control de cada álabe ó paleta en forma visual y por medio de golpes, así como su limpieza.
- . Control de todas las piezas componentes de las diferentes - bombas.
- . Control de cojinetes y laberintos.
- . Control del sistema de regulación.
- . Desmontaje, control y pulido o asentado de válvulas
- . Control del acoplamiento y pernos de la carcasa.

Dentro del marco de mantenimiento mayor se ejecutan, por necesi - dad los siguientes trabajos:

- . Re-empaletado parcial ó completo
- . Alineamiento de la turbina

- . Equilibrado estático y dinámico del rotor de la turbina
- . Sustitución del rotor y carcasa de las bombas, en caso-necesario.
- . Sustitución del aislamiento térmico de la turbina.
- . Cambio de piezas del eyector de aire.
- . Enmetalado y ajuste de cojinetes.
- . Cambio de cojinete axial.
- . Sustitución de las piezas desgastadas del regulador.
- . Sustitución de las toberas y válvulas de admisión, así-como de válvulas de regulación.

Durante los mantenimientos anuales y mayores, se pueden efectuar trabajos de modernización y mejoramiento en partes del turbo generador, con objeto de recuperar los parámetros iniciales-de funcionamiento, para mejorar el rendimiento, etc. correspondientes a las condiciones de funcionamiento; así mismo, - con objeto de llevar al equipo en concordancia con las nue--vas condiciones de operación y seguridad impuestas, se pueden sustituir los aparatos usados, con otros que correspondan al avance tecnológico en el momento de ejecutar la reparación. Durante el funcionamiento se pueden producir fallas, cuyas - reparaciones se denominan reparaciones de fallas o mantenimien--to correctivo, que deben ejecutarse lo más rápidamente posible a efecto de reintegrar la unidad sus funciones.

### 3.- PLANEACION DE LOS MANTENIMIENTOS

Para que el mantenimiento se desarrolle en buenas condiciones, - es necesario que sea preparado bajo bases sólidas ; la preparación de estos trabajos incluye las fases siguientes

- . Establecimiento del volúmen de trabajo.
  - . Plan de reparación.
  - . Organización del personal.
  - . Materiales y herramientas necesarias.
- a.-Establecimiento del volúmen de trabajo.-Durante el funcio--namiento se constatan las diferentes fallas y defectos --

que son detectados por el personal de operación y registrados en los relatorios de turnos, libros de anomalías ó desarreglos y en las solicitudes de trabajo (ST) y ordenes de trabajo (OT).

Los defectos pequeños reportados en los documentos anteriores (relatorios, libros de anomalías, S.T., OT), son eliminados por el personal de mantenimiento con la máquina en servicio; los defectos mayores que no pueden ser eliminados con la unidad en servicio se registran en un libro de registro de defectos y el Jefe de mantenimiento investiga diariamente éstos libros y registra todos los defectos y desarreglos de una cierta unidad elaborando una lista técnica de la unidad. Estas listas pueden obtenerse mediante un sistema computarizado a través del sistema integral de mantenimiento y almacenes (SIGMA).

Toda la lista técnica del turbo-generador se pasa a reparación de fallas, comprobando en cada ocasión el desgaste de piezas, necesidad de sustituir piezas y proposiciones de mejoramiento de ciertos dispositivos que trabajan defectuosamente.

Con base en éstos datos, se establece la situación del volumen de trabajo que va a ser ejecutado y que se complementa definitivamente en forma documental después de abrir o destapar y examinar el equipo, en un máximo de 4 días después de terminar el desmontaje completo, consignando el trabajo suplementario a ejecutar mediante el procedimiento verbal respectivo.

#### b.-Plan de Mantenimiento

El paro de la unidad para mantenimientos anuales y mayores se hace solo en periodos de baja carga, de acuerdo con licencias de operación de sistemas, con objeto de no afectar desfavorablemente la producción.

- . Mantenimiento correctivo por falla, con paros de 1 a 4 días calendario, en caso de avería o prevención de avería.

Para el turbo-generador, el paro programado anual, en el que se ejecutan mantenimientos correctivos y anuales, - - se establece según lo siguiente:

- . Un solo paro de 1 a 25 días para efectuar trabajos de mantenimiento correctivo y anual.
- . En el año cuando se preve un paro para trabajos de - Mantenimiento anual con destapamiento de la turbina, no se efectúa mantenimiento mayor.
- . En caso de funcionamiento normal, al mantenimiento anual con destapamiento de turbina se efectúa una vez en 2 o 3 años y solo en caso necesario con la aprobación del superintendente de mantenimiento y de oficinas regionales, puede acortarse el intervalo.
- . El año cuando no se efectúan trabajos de mantenimiento anual o mayor, se ejecuta un mantenimiento correctivo - de 7 a 10 días máximo de duración.

El número de días necesarios para el paro de la turbina, se establece para cada unidad.

Para las turbinas de condensación y extracciones, el - mantenimiento mayor se efectúa después de 3 a 5 años de - funcionamiento después del último mantenimiento mayor.

La duración del mantenimiento mayor, no debe pasar de -

El mantenimiento debe planearse en tal forma que el personal de que se dispone no interrumpa sus actividades y esté ocupado en forma continua y uniforme; la planeación de múltiples mantenimientos en este período es bastante pesada por lo que se requiere una sobrecarga de personal y de talleres.

La reparación del turbo-generador debe hacerse cuando se hace la reparación de todas las instalaciones que están ligadas al proceso de producción: caldera, transformadores eléctricos, generador eléctrico, condensador; torre de enfriamiento, bombas, etc.

En caso de que existan reservas suficientes en las instalaciones auxiliares para la seguridad de la explotación, se pueden efectuar las reparaciones de dichos auxiliares antes del paro del equipo principal para mantenimiento.

La periodicidad o ciclo de trabajos de mantenimiento y duración del mantenimiento se establecen en función de los criterios siguientes:

- . Edad y estado del equipo
- . Complejidad del equipo
- . Número de horas anuales de funcionamiento

El paro para mantenimientos correctivos anuales se efectúa en las siguientes situaciones:

- . Mantenimiento correctivo y anual programado con paros -- de duraciones de 1 a 25 días calendario.

25 a 30 días para turbinas con potencia hasta de 80 MW en un solo cuerpo y de 30 a 40 días para turbinas de más de 80 MW en dos o más cuerpos.

El plan de mantenimiento se elabora por el personal que dirige la planta, teniendo en cuenta el volúmen de reparación necesaria, la urgencia, carga de trabajo y personal disponible; el plan debe terminarse cuando menos dos meses antes de iniciar el año en que se va a efectuar la reparación. En el plan debe incluirse el volúmen y costo de los trabajos, así como acompañarse de un programa (Gráfica de Gantt) en donde se indique la fecha de paro de la unidad, duración total de la reparación, terminación de ejecución de cada trabajo, nombre del responsable, etc.

Una vez aprobado, el plan de mantenimiento debe ejecutarse obligatoriamente, respetándose en forma estricta la terminación para que la unidad se reintegre a sus funciones.

Con base en el plan anual, se elabora el plan de mantenimiento trimestral y mensual.

La documentación técnica para el mantenimiento mayor debe ser aprobada por el Ingeniero en Jefe de la empresa respectiva; en el caso de que la reparación se ejecute por empresa de especialistas, la documentación técnica se elabora por la empresa ejecutante, debiendo ser aprobada en forma obligatoria tanto por el Ingeniero en Jefe de la empresa beneficiaria como por el de la empresa ejecutante.



c.- Organización del personal de mantenimiento.

En general, el mantenimiento se ejecuta con el personal de mantenimiento de la planta respectiva que debe incluir personal de la calificación correspondiente.- El personal de operación que atiende a la turbina parada debe incluirse en el equipo de reparación y la necesidad de personal adicional se cubre con gente del exterior.

Antes de iniciar los trabajos, se elabora un plan de trabajos preliminares en reuniones con el personal obrero para aclarar a cada uno sobre su carga de trabajo, establecer las operaciones mayores, "cuellos de botella", etc; debe tenerse cuidado de emitir las disposiciones de trabajo y los preparativos del lugar de labores para ejecutar las reparaciones, nivelación de plataformas e indicación de los lugares para colocar los subensambles y las piezas.

Es conveniente que el personal se distribuya en tres equipos:

- . Turbina
- . Generador
- . Condensador y bombas

El establecimiento de tolerancias, equilibrado y alineamiento debe ser confiado a mecánicos con alta calificación; el jefe de equipo responde de la calidad del trabajo ejecutado en su equipo.

Al término de los trabajos ejecutados en los equipos, - el jefe de mantenimiento de la reparación, debe verificar y recepcionar el trabajo.

d.- Materiales y herramientas necesarias

Una vez de terminado el plan, debe iniciarse la preparación los materiales, piezas de cambio y herramientas.- Las - piezas de cambio deben ser ordenadas mucho tiempo antes de efectuar la reparación; si dichas piezas se fabrican en los talleres de la planta, se elaboran los planes pa ra realizar el trabajo.

Debe prohibirse tomar las piezas de un grupo semejante que no esté en funcionamiento; en el almacén debe haber permanentemente un "stock" ó existencia de piezas y materiales de reserva para efectuar las reparaciones acci dentales y estos materiales no deben usarse para los man tenimientos rutinarios o generales.

Asimismo, debe tenerse la evidencia precisa de las piezas y equipo de reserva existentes en depósito o en la sección, que muestren el estado en que se hallan; la - lista de piezas y equipos de reserva debe verificarse - periódicamente cuando menos una vez cada seis meses por el jefe de sección.

Las piezas y equipos de reserva deben guardarse en tal forma que se protejan contra daños, no se pierdan y no se les dé otro uso para el que fueron adquiridos; los - materiales termoaislantes y otros, que pierdan su aislam iento con la humedad, deben conservarse en cuartos cu biertos o bajo cobertizos.

Las herramientas necesarias para efectuar la reparación, son igua les a las utilizadas en el montaje.

#### 4.- DESARROLLO DE LOS TRABAJOS DE MANTENIMIENTO

##### a.- Control antes del paro de la turbina

Antes de parar la turbina, se controla para tomar los últimos datos de funcionamiento y para ver los defectos que tiene; comparando los índices técnicos de explotación de después de la reparación con los de antes de la reparación, se determina la eficacia de la reparación - - efectuada.- En el paro de la turbina, se levantan las - siguientes curvas:

- . De consumo específico de vapor a  $1/4$ ,  $1/2$ ,  $3/4$  y  $4/4$  de carga de la potencia disponible de la turbina.
- . De el paro por inercia, es decir, de la caída de velocidad después de cerrar el vapor; un paro muy rápido indica fuerte fricción.

Además de lo anterior se elabora la evidencia de los siguientes índices de explotación:

- . Característica de regulación
- . Característica del condensador
- . Característica de calentadores
- . Característica de funcionamiento del sistema de lubricación.

Asimismo, se hacen las siguientes mediciones:

- . Dilatación de la carcasa a plena carga, en vacío y después dentro de las 48 horas del paro.
- . Juego axial del rotor, inclusive el juego axial del cuerpo del cojinete axial en la base de la turbina y la distancia axial entre rotor y estator, laberintos y rueda curtis.
- . Juego radial del cojinete, entre muñón y metal antifricción y entre cuerpo del cojinete y tapa.
- . Centrado del rotor en estado frío
- . Alineamiento axial en estado frío
- . Vibración en cada cojinete
- . Contenido de sales y de oxígeno en el condensado, lo que permite ver si el condensador es "estanco".

Se anotan los lugares de fugas de aceite, vapor, etc. y los ruidos anormales.

Todos estos datos se pasan al registro de defectos después de que se para el grupo; el destapado de la carcasa de la turbina se puede iniciar apenas después de que ésta se ha enfriado.

## b.- Secuencia Típica de Eventos de un Mantenimiento de Turbogenerador

La secuencia de eventos de un mantenimiento de turbina típico es la siguiente:

- . Se quita la tubería relevante y todo lo que se encuentra sobre la mitad superior de la carcasa y cubierta, para retirar éstas.
- . Se quitan las cubiertas de cojinetes y los tornillos de los acoplamientos, dejando ensamblado el cojinete de empuje.
- . Se miden todos los claros o ajustes relevantes de álabes y sellos en la junta horizontal con calibradores (de láminas o cónico), virando el rotor a intervalos de 90° y manteniéndose el contacto con los apoyos de empuje o algún punto de referencia similar.
- . Se quita el cojinete de empuje y luego el rotor para una inspección detallada de álabes móviles y fijos, diafragmas, segmentos de sellos, carcacas, cojinetes, tornillos, etc.
- . Se les dá nuevamente forma a las puntas afiladas de todos los segmentos de sellos y baffles y se restablecen todos los claros o ajustes radiales. Las "camas" de todas las chumaceras de cojinetes requieren inspección y medición de todos los claros o ajustes de aceite, ya sea por diferencia del diámetro de la flecha o agujero del cojinete con el rotor fuera de los cojinetes, o bien con el rotor, ensamblando el cojinete, con un alambre de plomo o material plástico similar en el espacio de aceite sobre lo alto de la chumacera y midiendo el espesor al cual es comprimido. También es una práctica común verificar la adhesión del metal antifricción con una prueba ultrasonido, especialmente donde los cojinetes son de diseño de pared delgada de acero de la cubierta o carcaca.

- . Se reajustan los rotores y se miden los claros o ajustes en los puntos del fondo de sellos y álabes con tiras de plomo o plástico; se hacen mediciones similares de los claros o ajustes en la junta horizontal y se compara la concentricidad de la flecha en la carcasa.
- . Se verifica el desgaste de cojinetes usando un calibrador de puente apropiado y calibradores de lámina, comparando los valores con los que se tomaron durante el montaje o en el mantenimiento previo.
- . Se verifica el alineamiento de flechas tomando lecturas sobre todos los coples y también registrando los niveles de todas las chumaceras.
- . Se reajusta la mitad superior de las carcasas y antes de atornillarlas, se toma un último conjunto de claros o ajustes superiores de sellos y álabes para confirmar la concentricidad del rotor dentro de la carcasa.
- . Después de rehacer las juntas horizontales de carcasas y de reajustar todas las partes pesadas, se pueden tomar las lecturas finales del alineamiento de acoplamientos y hacer los ajustes en caso necesario.
- . Se arma el cojinete de empuje y las tapas de todos los otros cojinetes y después se reajustan los tornillos de los acoplamientos.
- . Simultáneamente se debe inspeccionar el sistema de gobierno de la turbina, junto con las válvulas de paro, de regulación e interruptoras, requiriéndose en éstas una inspección rigurosa de claros o ajustes del vástago de vapor y asientos de las válvulas.
- . Al mismo tiempo de los trabajos anteriores se quitan las cubiertas de los extremos del generador eléctrico para inspección junto con los sellos de hidrógeno, sistema de excitación, etc.

### c.- Identificación de los Principales Defectos

Después de que la turbina se desmonta, se observan los defectos por medio de un exámen minucioso de cada pieza; en general, se sigue el grado de desgaste y los valores de juegos, ajustes o tolerancias.

A los álabes o paletas se les lava el depósito o incrustación y se constata el desgaste; las fisuras o rajaduras se buscan con lupa o con una prueba magnética. Para esta prueba se emplea un baño en petróleo con limaduras de hierro; el rotor se envuelve dentro de un enrollamiento de cable aislado de sección de  $10 \text{ mm}^2$  por el que se hacen pasar 15 a 20 ampers de corriente continúa de 60 a 120 volts. Debido a lo anterior, el rotor se convierte en un electromagneto - que atrae las limaduras de hierro hacia el margen, orillas o bordes de las fisuras; en el caso de que un álabe de una hilera este roto, se cambian todas las paletas de esa hilera. Asimismo se verifica el estado del cincho o bandaje y del hilo de refuerzo entre álabes.

A los laberintos se les examina el desgaste de las puntas o picos y el juego entre laberintos y flecha; si el juego es demasiado grande por el desgaste, se sustituye el anillo.

Los discos se examinan si no tienen huellas de fricción con el estator o carcasa, así mismo se verifica el golpe lateral, usando para ello un comparador que se fija a la carcasa y se mueve con la punta hacia la superficie lateral del disco; girando lentamente el rotor, el comparador no debe tener juego.

La carcasa se verifica de su "aislamiento" en la superficie de bridas y el juego entre ellas; para ésto, se coloca un alambre de plomo sobre la superficie de la brida de abajo y se cierra la carcasa. Al aplastarse el plomo da la indicación de la medida del juego.

Los diafragmas se examinan si no tienen fisuras o rajaduras en las toberas y se mide el valor del ajuste en la "zanja" de la carcasa.

En los cojinetes se controla la superficie del metal anti-fricción

para ver si no tiene rajaduras, rayaduras, picaduras debido a parte fundida o eventual desprendimiento del metal antifricción. El muñón de la flecha se revisa colocando el rotor en su lugar y se comprueba el grado de desgaste del cojinete con ayuda de <sup>el juego entre el cojinete</sup> "lâinas" y el muñón es mayor cuando el cojinete está más desgastado. También se mide el juego del cojinete de empuje (axial).

En los engranes y tornillos helicoidales se revisa el desgaste de los dientes y se examinan con una lupa por eventuales fisuras.

En el sistema de regulación se controla el estado de los resortes y articulaciones de las palancas. La parte de las válvulas que se desgasta más es el pulido o espejo de apoyo del asiento; el vástago se limpia de depósitos.

En la instalación de condensación se verifica la estanqueidad del condensador, para lo cual, inmediatamente después del paro de la turbina se lee el vacuómetro de vacío, cada 30 segs.; el vacío debe caer cerca de 5 torr. cada 30 segs., pero si cae más rápido, significa que el condensador no es estanco. Después se hace la limpieza del condensador y se prueba la estanqueidad en relación al agua, para lo cual se llena con agua el espacio de vacío y se revisa que no se produzcan escurrimientos o fugas junto a los tubos o en ellos mismos; los tubos defectuosos deben cambiarse.

En las bombas se verifica el ajuste entre rotor y estator o carcasa, el estado del prensaestopas o sellos y álabes.

Después de que se terminan de eliminar los defectos, se montan las piezas de la turbina en orden inverso al que fueron desmontadas. Al final, se coloca el aislamiento de la carcasa de la turbina que se cubre con una cubierta metálica; luego se cierran las tapas de cojinetes, se montan los conductos de aceite y los aparatos de medición.

Durante este tiempo se monta la instalación auxiliar; los tubos encontrados defectuosos en el condensador se sustituyen y después se hace la prueba hidrostática que al resultar satisfactoria, permite ya cerrar el condensador.



### c.- Informe Después de la Reparación de la Turbina

Después de terminar la reparación, el jefe del equipo que ha efectuado los trabajos, ejecuta un control de éstos con las pruebas necesarias - para convencerse que la reparación fue bien efectuada; se verifica el montaje de las piezas, circuitos de aceite, vapor, aire y agua, válvulas, etc. Después la turbina se sujeta a las pruebas de recepción, para constatar si los equipos trabajan bien, en condiciones de completa seguridad y si se efectuaron todos los trabajos necesarios.

La comisión de recibir los trabajos, varía en función de la forma como fue efectuado (por contratistas, internamente, por región, etc.). Del equipo puesto en funcionamiento del sistema de regulación, que incluye

- . Velocidad mínima a la que entra en funcionamiento el sistema de regulación, con el inicio del cierre de válvulas.
- . Límites entre los que se modifica la velocidad por maniobras del sincronizador.
- . Funcionamiento del regulador de seguridad; se verifica si la válvula de paro se cierra al accionar el disparo y después se aumenta la velocidad y se verifica si el regulador dispara cuando se sobrepasa la velocidad admisible.
- . Se mide la vibración en todos los cojinetes, lo cual muestra si el rotor está bien equilibrado.
- . Se mide el consumo de vapor a 1/4, 1/2, 3/4 y 4/4 de carga y se compara con el consumo antes de la reparación y si es menor significa que la reparación resultó satisfactoria.
- . Después se para la turbina y se saca la curva de paro por inercia - comparándola con la de antes de la reparación.

Se arranca el grupo y se efectúan las pruebas de funcionamiento por 72 horas en cuyo intervalo se verifican todos los índices técnico-económicos y funcionales; en caso de que funcione sin defectos durante éste intervalo, se entrega el grupo a explotación, pero en el caso de que se constaten defectos, no se considera terminada la reparación hasta que se eliminen dichos defectos y hasta una nueva verificación del grupo bajo carga durante 72 horas. La apreciación definitiva de la calidad de reparación mayor del equipo, se hace después de que éste funcione bajo carga durante un tiempo de 1 mes (cuando menos 700 horas), en el curso del cual deben hacerse todas las mediciones y pruebas de explotación previstas en los estándares e instrucciones en vigor.

Todos los trabajos ejecutados en el marco de una reparación mayor, se recepcionan en base a un proceso verbal, al cual se anexa toda la documentación técnica ligada a la reparación (bosquejos, proceso verbal de recepción de subensambles, fotografías, etc.); a la terminación de una reparación, se especifica en el proceso verbal de entrega a explotación, las piezas que deben sustituirse en la siguiente reparación, siguiéndose la ejecución de éstas medidas en el tiempo útil.

El proceso con todos sus anexos se conserva en carpetas técnicas del equipo.

Durante el curso de una reparación mayor correctiva, se toman todas las medidas previstas en las normas e instrucciones en vigor previstas en las técnicas de seguridad.

## 5.- TRABAJOS DE LIMPIEZA

Durante el tiempo de funcionamiento, las diferentes partes por las que circulan fluidos se ensucian debido a las impurezas que lleva dicho fluido; a causa del ensuciamiento, la sección de paso se angosta con lo que aparecen pérdidas grandes de presión y disminución del gasto de fluido que puede pasar, además, de dificultar la transmisión de calor. Todo lo anterior lleva a una disminución en la capacidad de la instalación, por lo que debe procederse a la limpieza de esas piezas; las par

tes que deben limpiarse son: conductos de vapor en la turbina (álabes y toberas), tubos del condensador y enfriadores de aceite.

#### A. Limpieza de Incrustaciones o Depósitos en la Turbina

El vapor transporta diferentes sales que se depositan en los álabes, toberas y laberintos; éstos depósitos hacen que la potencia de la turbina disminuya. Los depósitos producen una pérdida de presión grande en los pasos de vapor, así como un aumento de presión en las ruedas de regulación; cuando la presión en la cámara de las ruedas de regulación es más grande para una cierta carga, significa que se han depositado muchas sales. Se admite un aumento de 10 a 15% mayor que el normal, pero más allá de este límite, se debe limpiar la turbina.

Los principales depósitos en la turbina son sales de sodio, porque el agua entra a la caldera con tales sales provenientes del tratamiento con fosfato trisódico, resinas, etc.; las sales de sodio son solubles en agua de manera que pueden ser eliminadas por simple lavado. Más raras son las incrustaciones de sales de calcio o de sílice, que no pueden disolverse en agua.

Las sales depositadas e incrustadas pueden ser quitadas por diferente método según el caso:

- . En reparaciones de la turbina con la carcasa destapada, las sales que no pueden disolver en agua, se limpian con un rascador especial de cobre para no rayar la superficie de los álabes o bien mediante "sandblast"; las sales de sodio se pueden limpiar durante la reparación, lavándola con condensado caliente con una manguera y un chiflón o tobera.
- . Si la turbina está parada y la carcasa no está destapada, las sales de sodio pueden lavarse introduciendo condensado caliente en la turbina; el condensado debe llenar el condensador y la carcasa hasta el nivel de los sellos o laberintos. Después se vira lentamente el rotor y las sales se quedan en el agua; el

agua de la turbina se evacúa por la válvula de drenaje de la turbina y no por el condensador, para evitar que las sales se depositen en los tubos del condensador.

- En caso de que no pueda sacarse de servicio la turbina, se emplea el lavado en servicio con vapor saturado húmedo; el paso de vapor húmedo por la turbina, produce choques de agua que pueden averiar la turbina,, por lo que el lavado se hace con carga muy ligera en la <sup>trubina</sup>trubina, durante las horas de la noche, pasándose solo una pequeña cantidad de vapor. La temperatura del vapor puede disminuirse inyectando agua al vapor que viene de la caldera, agua que debe estar muy pura para que no introduzca más sales empleándose normalmente la misma agua de alimentación a la caldera por medio de una conexión especial de la descarga de la bomba de agua de alimentación. El modo de trabajo es el siguiente: a la hora planeada para iniciar el lavado, se reduce la carga de la turbina hasta el límite establecido por las instrucciones internas; para que la carga no aumente y no se averie la <sup>trubina</sup>trubina se limita la apertura de las válvulas de regulación y después se inyecta agua lentamente en el conducto para enfriamiento del vapor, operación que dura de 2 a 4 horas. El vapor húmedo lava las sales y se las lleva al condensador de donde se descargan por el tubería de condensado; monitoreando el contenido de sales en el condensador se puede comprobar como resulta el lavado y cuando el condensado sale sin sales, significa que el lavado está terminado y se continúa por un cuarto de hora más, después de lo - -cual se cierra la inyección de agua muy lentamente para no calentar muy rápidamente el vapor, es decir, la <sup>trubina</sup>trubina.

## B. Limpieza del Condensador

Los tubos del condensador se pueden ensuciar por causa de micro organismos en el agua, por lodos o por deposiciones de sales; - éstos depósitos impiden el paso de calor del vapor al agua, es decir, deterioran el vacío en el condensador. La limpieza se ha ce cuando la instalación está parada y el condensador está va-- cío de agua.

---

a. Limpieza mecánica. En forma ordinaria, los tubos se limpian con cepillos de cerdas de alambre; el cepillo de alambre se fija a la cabeza de un vástago tubular, más largo que el tubo, que se gira - con un taladro eléctrico o con aire comprimido.

Si la piedra está muy dura y gruesa es mejor que primeramente se - rompa con un cepillo especial; durante el lavado, se manda agua - por el vástago tubular para enfriamiento y para lavar los pedazos de piedra rota.

En el caso de que los depósitos no sean muy duros (lodos, cieno, - depósitos bacteriológicos), la limpieza se puede hacer durante el funcionamiento del condensador con la ayuda de unas esferas de cau cho o goma de un diámetro ligeramente más pequeño que el tubo, ac - cionados por el flujo de agua de circulación; circulando por el tu bo, las esferas limpian los depósitos. Las esferas son retenidas - en una criba o cedazo montado en el conducto de descarga de agua; los depósitos removidos por las esferas se desprenden de estas y - son llevadas y descargadas hacia el agua de circulación.

---

En el caso de depósitos pegajosos, se puede soplar aire caliente por el tubo que seca los depósitos y hace trozos la costra; el lodo formado se lava con agua ordinaria.

b. Limpieza química. La limpieza mecánica es bastante pesada tanto en tiempo y esfuerzo y no es perfecta, por lo que se utiliza la limpieza química bajo la vigilancia del laboratorio químico de la planta.

Los depósitos, el lodo, limo, cieno, arcilla y aceite, se limpian con una solución de soda cáustica; la solución puede prepararse en el mismo condensador introduciendo la soda cáustica por el registro de hombre y después de formar la solución se calienta a una temperatura de 50 a 60°C introduciendo vapor, después de lo cual se saca la solución y se lava bien el condensador con agua limpia. Los depósitos o incrustaciones de sales duras, se limpian con ácido clorhídrico diluido; la limpieza debe hacerse con mucho cuidado puesto que el ácido puede atacar los tubos. Después de terminar el lavado, la solución con ácido se descarga y se lava el condensador durante 1 a 2 horas con una solución básica para que el ácido sea neutralizado y no ataque los tubos; después se quita el fango con cepillo y se lava el condensador con agua.

La limpieza del condensador puede evitarse si el agua de circulación se trata apropiadamente.

### C.-Limpieza de enfriadores de aceite.

Los enfriadores de aceite se ensucian tanto del lado del aceite como del lado del agua porque:

- .el agua trae materia o sales como las del condensador
- .el aceite deposita alquitran y polvo metálico proveniente del desgaste de los cojinetes.

Lo mas pesado es la limpieza de la parte por donde circula el aceite debido a que este no se limpia con agua fría. Un método simple de limpieza es el lavado con agua caliente y después un soplado con vapor que quita los restos de depósitos; se ha comprobado que después de este lavado la superficie en los extremos de los tubos tiene propiedades que facilitan la oxidación del aceite, es decir que llevan

su envejecimiento, por lo que se emplea para el lavado del enfriador una solución caliente de fosfato trisódico al 3%, después de lo cual, los tubos deben lavarse con aceite caliente.

#### 2. Limpieza del aceite.

En los cojinetes, la temperatura del aceite aumenta bastante, pudiendo alcanzar de 60 a 65°C; a ésta temperatura, el aceite sufre una oxidación lenta que lleva a la formación de ácidos orgánicos. Por causa de éstos ácidos, el aceite ataca las superficies metálicas con las que está en contacto; la acidez del aceite se modera con una cantidad de unos gramos de potasa cáustica que deben añadirse al aceite para neutralizar el ácido, pero si la acidez del aceite aumenta en tal forma que se requieran más de 2.6 mg. de potasa cáustica por gramo de aceite, este no debe ser ya usado.

Con el tiempo el aceite se evapora y especialmente se evaporan primero las sustancias más volátiles, permaneciendo los hidrocarburos más pesados, llamados a veces (junto con otras impurezas) impropriamente "alquitrán", y por ésta causa el aceite adquiere un color oscuro y una viscosidad mayor; el aceite cuya viscosidad aumenta más del 25% de la normal y de color oscuro, debe ser cambiado. Si el aceite no se cambia a tiempo, conduce a los siguientes problemas:

Los cojinetes se calientan por causa de la mayor viscosidad, tapando los orificios y conductos de lubricación con "alquitran" y ensuciando los enfriadores de aceite.

Las flechas y engranes se desgastan por la acidez del aceite.

En el trayecto por el circuito, el aceite se mezcla con agua, debido a vapor que penetra en los cojinetes. Asimismo, se carga de polvo metálico, debido al desgaste de las piezas que lubrica.

La limpieza del polvo metálico y del alquitrán se hace con filtros de aceite que se colocan a la entrada del aceite al tanque de reserva y la succión de la bomba; el "alquitrán" se deposita en el fondo del tanque de aceite como lodo.

El agua se separa del aceite en el tanque, porque siendo más pesada se asienta en el fondo y periódicamente se evacua por el grifo de purga de fondo del tanque.

La planta debe estar provista con una centrífuga para limpieza del aceite; la centrífuga está constituida por vasos cónicos que giran a alta velocidad (mayor que el motor eléctrico). Debido a la rotación, el aceite, el agua y las partículas sólidas se sujetan a fuerzas centrífugas; mientras más pesado sea un cuerpo o con densidad mayor que otro, se sujeta a una fuerza centrífuga mayor (el agua está sujeta a una fuerza centrífuga mayor que el aceite). En estas condiciones, el agua se eleva más por encima de las paredes del vaso cónico y se separa por el grifo de arriba.

El aceite envejecido puede regenerarse por vía química.

## 6.- AVERIAS EN LAS TUBINAS DE VAPOR

### A. Causas generales.

La seguridad en el funcionamiento de las plantas eléctricas es muy importante para la economía nacional. Las fallas en el sistema energético producen interrupciones en un gran número de empresas, en el sistema de transporte colectivo, conduce a pérdidas de materia prima y materiales, así como a una disminución en la productividad del trabajo. En algunas ramas de la industria no se admite ningún tipo de paro en el suministro de energía eléctrica, como por ejemplo en los hornos eléctricos; adicionalmente, el trabajo para reparar las instalaciones defectuosas requieren, a veces, desembolsos o gastos importantes.

Para evitar todos los problemas anteriores, se debe prestar la atención debida para prevenir averías. Las principales condiciones para el funcionamiento continuo y sin averías de la turbina son:

.instruir al personal que debe conocer perfectamente la fabricación, características y modo de funcionamiento de la instalación que atiende.



- . atender la instalación conforme a las instrucciones de explotación
- . efectivas reparaciones a tiempo y en buenas condiciones Conforme a las instrucciones de reparación;
- . control preventivo de la instalación para poder encontrar a tiempo las causas de eventuales averías;
- . tener al día la evidencia y estado real de la instalación;
- . analizar con profundidad las averías que ocurren para encontrar las causas reales y tomar las medidas necesarias con objeto de evitar otras.

En virtud de que la instalación de la turbina es complicada, las averías que pueden producirse en funcionamiento son bastante numerosas y variadas; la gran mayoría no se deben a errores de proyecto, de fabricación o montaje, sino a una explotación inadecuada; estas averías, pueden agruparse en la siguiente forma:

- . averías provocadas por el abatimiento de las condiciones normales de funcionamiento.
- . averías provocadas por maniobras equivocadas ejecutadas por el personal de explotación;
- . averías debido a defectos ocultos de fabricación que no pueden descubrirse durante el montaje o en las revisiones y reparaciones periódicas, por ejemplo la rotura de una flecha, etc.

La instalación de la turbina se proyecta y construye para funcionar con valores nominales de los parámetros de: velocidad, vapor a la entrada, extracción y salida de la turbina (presión, temperatura, contenido de sales), potencia, temperatura y vibración en cojinetes, presión y calidad del aceite en los circuitos de lubricación y regulación, desplazamiento axial, etc. El no respetar los límites de variación - - con frecuencia pequeños de estos parámetros, puede conducir a averías grandes de la instalación; las causas de éstas averías pueden ser establecidas en forma relativamente fácil analizando los diagramas de los aparatos registradores y los datos en las hojas y relatorios de funcionamiento de la instalación.

Las averías provocadas por maniobras equivocadas del personal de explotación aparecen generalmente en el arranque o paro de la turbina o bien por maniobras necesarias en variaciones de carga, por causas de no respetar las instrucciones de explotación; entre éstas, las mas graves son las siguientes.

.drenaje incorrecto o insuficiente de los conductos de vapor o de la turbina que pueden producir golpe hidráulico, averías en los álabes, acumulación de condensado, averías en el ajuste de sello, calentamiento no-uniforme, etc.

.no respetar el diagrama de arranque de la turbina desde el estado frío, que puede provocar deformaciones térmicas muy graves en las piezas de la turbina, especialmente en turbinas de parámetros altos

.no respetar las instrucciones de arranque de la turbina después de un paro de corta duración, que puede provocar flexión de la flecha, destrucción de sellos, fricción entre el rotor y carcasa con todas sus graves consecuencias.

.carga rápida de la turbina, que puede debilitar la sujección de los discos en la flecha y provocar esfuerzos no-permisibles en el cojinete de empuje o axial.

La categoría de estas averías se caracteriza por el hecho de que aparecen en corto tiempo después de efectuar la maniobra incorrecta. El aplazamiento de reparaciones planeadas, ejecución de reparaciones con personal no suficientemente calificado, uso de piezas, materiales o procedimientos tecnológicos que no correspondan, ejecución incompleta de la reparación o no respetar en las piezas reparadas los ajustes y dimensiones en los instructivos (de fabricante y de reparación), puede tambien provocar desgaste anormal de las piezas, averías y fallas que saquen de servicio la instalación. En ocasiones éstas averías aparecen con cualquier retraso después de la puesta en funcionamiento de la instalación.

## B. Averías mas frecuentes

### a. Averías en los alabes

Los álabes de las turbinas son piezas que trabajan en condiciones bastante pesadas, por lo que las causas de averías pueden ser múltiples.

La rotura de álabes puede deberse a las siguientes causas:

- . uso de materiales que no corresponden a la calidad necesaria o defecto de fabricación (especialmente en turbinas reparadas);
- . penetración de cuerpos extraños a la turbina como objetos olvidados durante el montaje o reparación, pedazos de cincho o alambre de consolidación, etc.;
- . roce del rotor con la carcasa por vibración intensa;
- . variación brusca de carga;
- . defecto en el cojinete de empuje o axial;
- . penetración de agua en la turbina;
- . deformación de la flecha por causa de no respetar la curva de arranque o las instrucciones de paro;
- . entrada en resonancia;
- . fatiga del material después de un tiempo prolongado de funcionamiento (90 000 a 100 000 horas), etc.

Una atención especial debe prestarse a la aparición del fenómeno de resonancia de los álabes, que aparece cuando se iguala alguna frecuencia natural de vibración del álabe con la frecuencia de alguna fuerza excitadora (vapor, velocidad, etc); entre las numerosas causas que puedan producir la resonancia, se encuentran las siguientes:

- . errores de diseño, fabricación o montaje
- . funcionamiento de la turbina a una velocidad diferente a la nominal
- . desequilibrado del rotor.
- . funcionamiento defectuoso del cojinete de empuje o axial
- . cambios en la frecuencia natural de vibración de los álabes, debido a debilitamiento de la sujeción en el disco, ruptura del cincho exterior o del alambre de rigidización, o bien a modificación en la

sección y forma del álabe producido por corrosión, etc.

Las normas de explotación deben prever un control periódico de la frecuencia natural de vibración de los álabes por diferentes métodos.

La erosión y corrosión de los álabes bajo la acción de gotas de agua se produce principalmente en las últimas etapas en donde la humedad del vapor puede superar los valores permisibles de 8 a 12%. Debido a la erosión y a la corrosión, se desgasta la superficie exterior de los álabes y especialmente el filo o lado de entrada en donde el efecto del choque es mucho más fuerte. Para prevenir este fenómeno es necesario que se respeten los parámetros de vapor a la entrada y a la salida de la turbina, se tomen las medidas de conservación correctas de la turbina durante el paro evitando mantener humedad en su interior, se desgasifique correctamente el agua de alimentación para evitar que se sobre pase la cantidad de  $O_2$  permitida y se respete la pureza del vapor.

La vibración de los álabes puede ser provocada por:

- . fabricación o montaje defectuoso;
- . funcionamiento de la turbina a velocidad diferente a la nominal;
- . erosión o corrosión de álabes;
- . funcionamiento de la turbina con incrustación en los álabes;
- . fatiga del material de los álabes; etc.

La determinación de las causas de vibración de los álabes es un problema difícil que requiere personal experimentado y aparatos especiales. En la Tabla 1 se muestra sistematizado el modo de manifestación, las causas y medidas para evitar averías en los álabes.

#### b. Vibración en la turbina.

Durante el funcionamiento pueden aparecer vibraciones en toda la turbina, no solo de los álabes, por las siguientes causas:

- . calentamiento no-uniforme de la turbina durante el arranque;
- . rozamiento entre rotor y carcasa debido a deformación térmica;
- . temperatura muy baja del aceite a cojinetes;
- . paso por velocidad crítica;

- . puesta a tierra de bobinas del rotor o generador;
- . rotor del generador o excitador desequilibrado;
- . impedimiento para la dilatación normal de la carcasa;
- . ensamble defectuoso del condensador con la carcasa;
- . desequilibrado del rotor de la turbina (por incrustación o por desgaste)
- . aparición de defectos en la cimentación; etc.

Anteriormente se ha indicado la obligatoriedad de mediciones periódicas de la turbina y la toma de las medidas correspondientes en caso de que se sobrepasen las vibraciones permisibles por las prescripciones de explotación. En la Tabla 2 se muestra sistematizado las manifestaciones, causas y medidas para remediar estas averías.

### C. Averías de los cojinetes.

Las averías de los cojinetes pueden tener consecuencias graves: destrucción de sellos (laberintos), diafragmas, álabes, flecha, etc.- En general, las averías de los cojinetes se deben a:

- . baja calidad del material antifricción;
- . elaboración incorrecta de la superficie del cojinete;
- . lubricación o enfriamiento inadecuado;
- . corrientes vagabundas ; etc.

En el cojinete axial o de empuje, la destrucción del estrato antifricción puede ser provocada por un aumento exagerado del empuje axial.

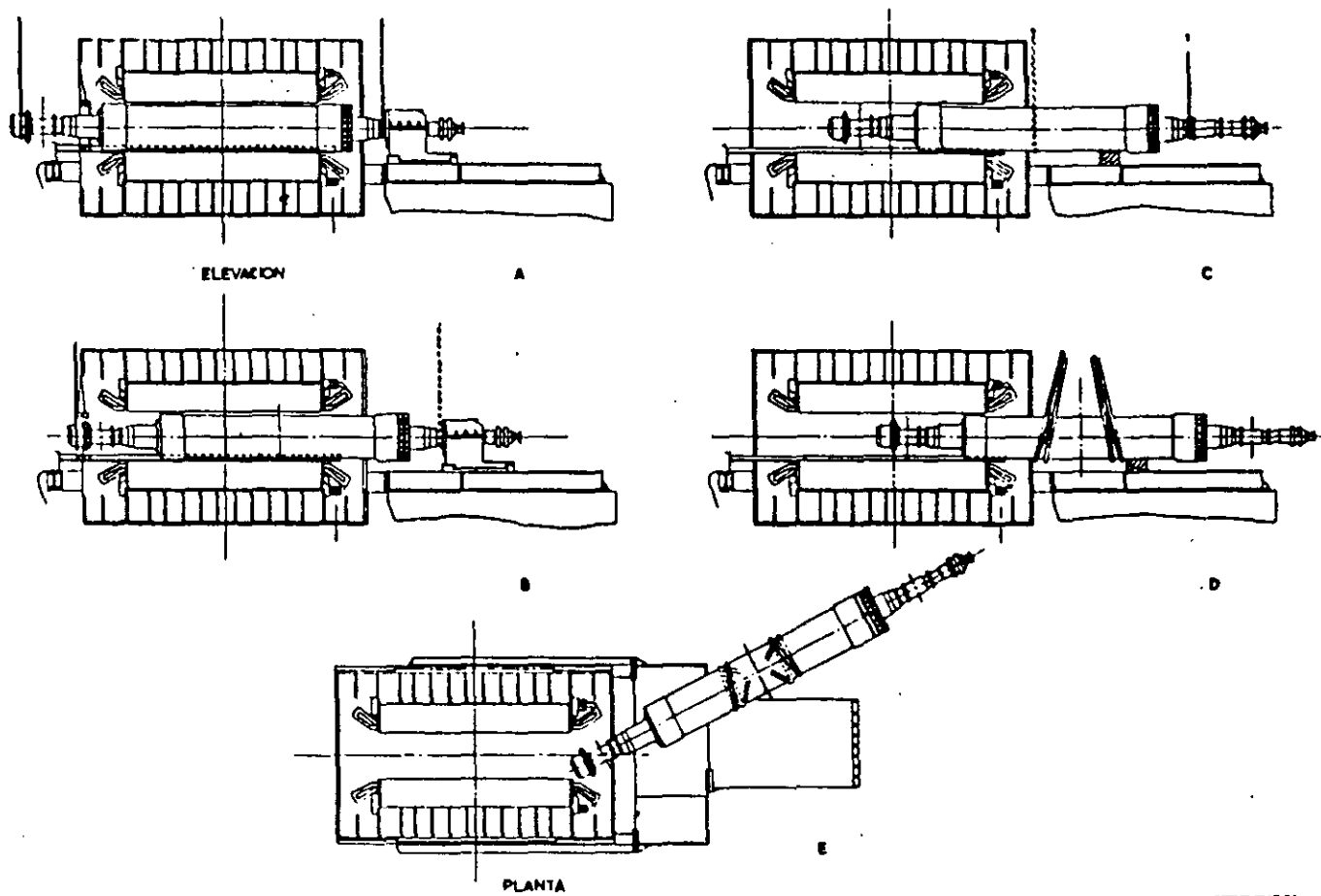


FIG. 1.- METODO DE EXTRACCION DEL ROTOR DEL GENERADOR



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

***PROBLEMAS ESPECIALES***

***ING. MARTINIANO AGUILAR RODRIGUEZ***

***AGOSTO - 1992***

## XII.- PROBLEMAS ESPECIALES

La turbina de vapor es una máquina muy especial, sujeta a altas temperaturas y presiones, así como a altas velocidades (propias y del vapor).

En forma especial las temperaturas altas involucran una serie de problemas, siendo el más importante el comportamiento de los metales a altas temperaturas y esfuerzos.

Por otra parte, está la importancia de los problemas dinámicos, los cuales - también se conocen como problemas de estabilidad y que se han intensificado con el incremento de la potencia de las grandes turbinas. La razón de éste fenómeno es el incremento de la desproporción entre las fuerzas del vapor y los pesos de las partes rotatorias de la máquina.

### A.- ESFUERZOS EN LOS ACEROS DE TURBINAS

A las temperaturas de trabajo, los aceros disponibles para el diseño de turbinas empiezan a "deslizarse" (creep); esto significa que el metal - continuamente se extiende o "crece" cuando está expuesto a altos esfuerzos y temperaturas, por lo que la resistencia del metal se vuelve una - función dominante del tiempo.

Lo anterior ha obligado a que los fabricantes de turbinas realicen pruebas de deslizamiento de largo período que se extienden tanto como - - - 100,000 horas (aproximadamente 12 años). Estas pruebas consisten en colocar pequeñas muestras en cajas calientes (Fig. XII-1) cada una bajo diferentes temperaturas y esfuerzos, midiéndose periódicamente el alargamiento y esperando hasta que ocurra la ruptura de la muestra.

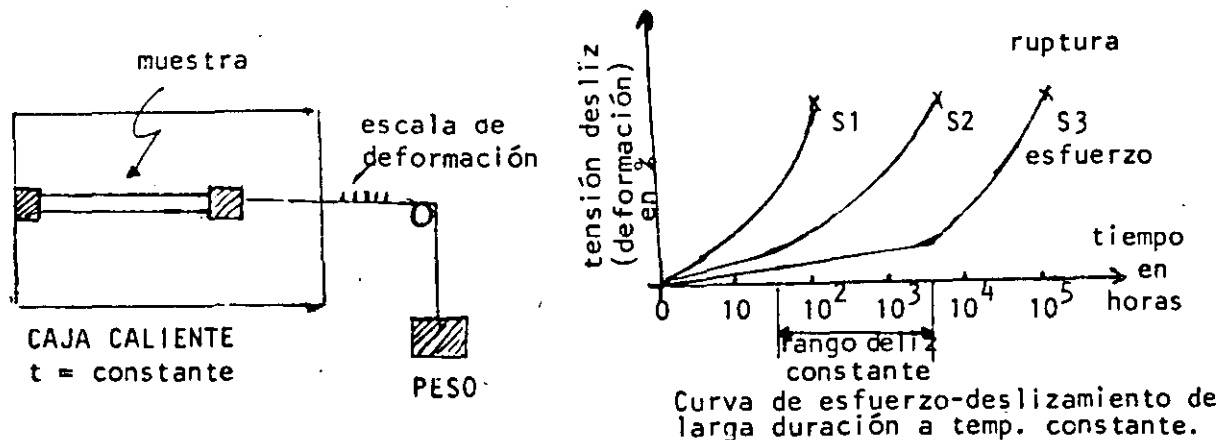


FIG. XII-1.-PRUEBAS DE ESFUERZO-DESLIZAMIENTO EN ACEROS DE TURBINAS



En esta forma se obtiene para cada aleación metálica probada y para cada temperatura un diagrama que muestra las curvas de esfuerzo deslizamiento y los puntos de ruptura con los esfuerzos  $S_1, S_2, S_3, \dots$  como parámetros. Los puntos de ruptura se trasladan a un diagrama de esfuerzo contra tiempo, como se muestra en la Fig. XII-2; generalmente se sitúan en un rango de tolerancia de  $\pm 10$  a  $20\%$ .

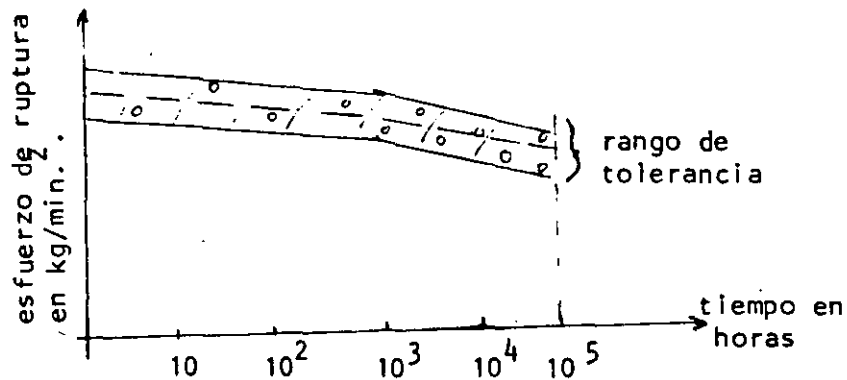


FIG. XII-2.- CURVA DE ESFUERZO DE RUPTURA DE LARGA DURACION A TEMPERATURA CONSTANTE FIJA

Cada temperatura dá una curva de ruptura de larga duración; los diseñadores de turbinas utilizan de cada curva a 100,000 horas el valor medio o el límite inferior del rango de tolerancia para los cálculos.

Normalmente el período de 100,000 horas es suficientemente largo para servir como valor de referencia para el diseño de una turbina de vapor, porque por lo general una turbina que opera durante 20 a 30 años, las horas integradas de máxima carga a la cual ocurre el máximo esfuerzo, nunca sobrepasa las 100,000 horas sin embargo, para válvulas y tuberías de estrangulamiento, la base son los valores de 200,000 horas.

Con objeto de tener razonable seguridad, es necesario que las pruebas tengan una duración muy cercana al tiempo establecido de 100,000 ó 200,000 horas, debido a que extrapolaciones de más del 50% en la prueba de tiempo puede ser muy peligrosa.

Las pruebas requieren un trabajo largo y costoso: decenas de aleaciones cada una probada a 3 ó 4 temperaturas y cada temperatura a 5 ó 10 diferentes esfuerzos y cada punto al menos cuatro veces para eliminar

riesgos, lo que dá un total de miles de muestras.

La combinación de todos los puntos permite construir un diagrama de esfuerzo de diseño en función de la temperatura para una calidad de acero definida (Fig. XII-3).

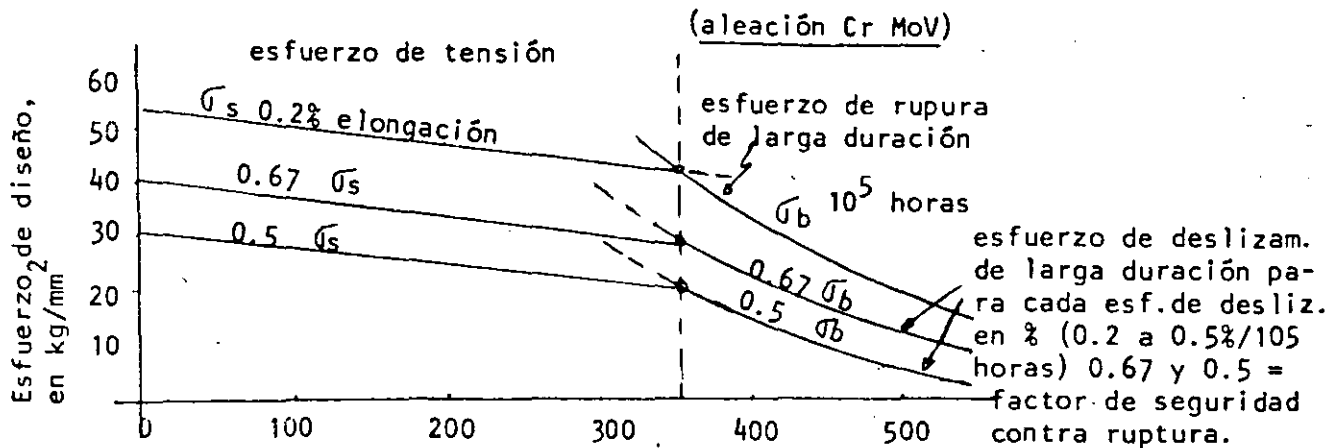


FIG. XII-3.- DIAGRAMA ESFUERZO DE DISEÑO - TEMPERATURA

Para la construcción de los valores de diseño se selecciona una cierta fracción de los valores de ruptura ( $\frac{1}{1.5} = 0.67$  ó  $\frac{1}{2} = 0.5$ ), debido a lo siguiente:

- . No se requiere tener ruptura justo después de 100,000 horas
- . No es conveniente tener mucho deslizamiento debido a las pequeñas tolerancias de las turbinas.
- . Es conveniente tener un factor de seguridad o factor de incertidumbre para tomar en cuenta la incertidumbre en los métodos de cálculo de esfuerzos en las partes de la turbina.

Abajo de una cierta temperatura (en el ejemplo 350°C), el metal no se desliza y se está frente a una prueba de esfuerzo de tensión, el cual se encuentra con pruebas de ruptura de corto período y que no depende mucho de la temperatura (hasta 350°C).

Cuando aparece una nueva aleación de acero en el mercado, como no puede esperarse a pruebas de 100,000 horas, las alternativas de los diseñadores son: rechazarlo, esperar por pruebas cuando menos de 50,000 horas o aplicar factores de seguridad grandes.

En niveles de temperatura de 500 a 550°C, un incremento de la temperatura de estrangulamiento de solo 10°C en permanencia, reduce el esfuerzo permisible tanto como 10 a 20% ó reduce la vida de las partes más críticas cerca de 50,000 horas, por lo que en operación es muy importante. - mantener las prescripciones acerca de las limitaciones de presión y temperatura de vapor.

## B.- CALCULOS DE ESFUERZOS Y SU INFLUENCIA EN EL DISEÑO

A continuación se dan algunos ejemplos de algunas de las partes de la turbina.

### 1.- Esfuerzos centrífugos en rotores, ruedas giratorias y álabes.

Los cálculos están basados en los métodos clásicos que ahora se pueden realizar fácilmente con computadoras.

Los esfuerzos de álabes largos que son torcidos y afilados con un perfil altamente variable, incluyendo los esfuerzos de flexión del flujo de vapor, unicamente pueden calcularse con computadoras.

La fijación de la raíz de los álabes en una rueda o en el tambor del rotor es más bien un problema sofisticado; se han inventado innumerables tipos por los diseñadores de turbinas. Uno de los secretos para la fijación confiable de la raíz es la fabricación con muy alta precisión y radios suaves en los bordes y esquinas en todas partes.

Otro problema mecánico se refiere a la pletina y remaches en la punta de los álabes y a los alambres amortiguadores o levas; con relación a la eficiencia y confiabilidad, los diseñadores de álabes pre

fieren, especialmente en álabes largos, álabes libres sin remaches o alambres amortiguadores, pero desafortunadamente esto es solo práctico en forma reducida en álabes muy largos.

## 2.- Esfuerzos de Flexión o Doblado en Diafragmas

Los diafragmas son las ruedas estacionarias, dos mitades juntas, de las turbinas de impulso.

Los esfuerzos en los álabes del estator y especialmente la flexión por el doblado por  $\Delta p$  en los sellos laberínticos, tienen que ser considerados en relación a la expansión diferencial entre rotor y estator.

Los álabes representan del 25 al 35% del costo total de una turbina de condensación, por lo que su fabricación económica es extremadamente importante.

## 3.- Carcasas, Bridas y Tornillos

La alta presión en la primera sección de una turbina requiere paredes, bridas y tornillos, relativamente gruesos; esto implica más bien un modelo complicado para el cálculo de esfuerzos, especialmente para operaciones transitorias como el arranque, variaciones de temperatura de estrangulamiento, variaciones de carga, etc.

El gradiente de temperatura permisible ( $\Delta T$  temp./ $\Delta t$  tiempo) en la pared de la carcasa de una turbina de vapor, es función de lo siguiente:

- . Factores del material que dependen de la temperatura como: módulo de elasticidad de young, conductividad térmica lineal  $\lambda$ , coeficiente de cambio de calor de vapor a metal  $\alpha$ , coeficiente de elongación de calor del metal, etc.

. Factores geométricos, forma de la parte considerada.

. Un factor  $\frac{\sigma}{S^2 (1-R)}$ , en donde

$\sigma$  = esfuerzo térmico permisible o real

S = espesor de la pared

R = Factor de la elasticidad de la construcción;

R—1 : elástico o libre de expandirse en todos los lados

R—0 : rígido

. Un factor de diseño obtenido de pruebas

Las paredes gruesas reducen el gradiente de temperatura posible con una influencia al cuadrado, de manera que las turbinas grandes de alta presión tienen un arranque considerablemente lento. La consecuencia para el diseño de la carcasa de una turbina es la de fabricarlo altamente elástico con el espesor de pared más pequeño posible.

Los materiales normalmente usados en la fabricación de carcasas son:

300°C - hierro colado especial

370°C - hierro colado perlítico y acero colado sin alear

420°C - acero colado sin alear

470°C - acero colado con Mo

510°C - acero colado con Mo de más alta calidad

555°C - acero colado Cr Mo (0.5 a 2.5% Cr)

>570°C- acero austenítico Cr Ni

Es interesante observar que una calidad mejor de acero que la necesaria dá las siguientes ventajas (con costos más altos):

. Permite paredes más delgadas (debido a  $\sigma$ )

. Da gradientes de temperatura más altos (debido a S y a  $\sigma$ ).

Lo anterior puede ser interesante para el diseño de turbinas de carga pico de arranque rápido.

Las mejores calidades de aceros a alta temperatura podrían tener un acero austenítico con alto porcentaje de Cr y Ni; ésto permitirá un espesor de pared mínimo, sin embargo, el módulo de elasticidad y especialmente la conductividad térmica son bastante malas por lo que no se tienen ventajas en el comportamiento. Los aceros austeníticos se usan solo arriba de 570°C en donde los aceros ferríticos muestran una caída en su resistencia y otras desventajas como por ejemplo:

Los esfuerzos térmicos excesivos producen distorsión de la carcasa o partes de esta como bridas conduciendo a fugas internas que afectan la eficiencia o favorecen la erosión por fugas; las deformaciones permanentes son otra consecuencia y la siguiente etapa de esfuerzos excesivos es la de producir roturas.

El conocimiento y dominio de lo anterior y la larga experiencia es lo que ha permitido hacer recomendaciones confiables sobre los métodos óptimos de arranque de turbinas y finalmente desarrollar sistemas de operación y arranques automáticos.

Las reglas de tiempo-desplazamiento entre una variación en la temperatura de vapor y la reacción térmica máxima de las bridas fueron los problemas más difíciles de resolver, pero su conocimiento permitió el mayor mejoramiento en minimizar los tiempos de arranque.

Los puntos más críticos a considerar para un sistema de arranque confiable, son:

- . La diferencia de temperatura entre la superficie interna y externa de la sección de pared más gruesa a la entrada del vapor, con relación a la temperatura de vapor.
- . La expansión diferencial entre el rotor y carcasa medida a la salida de la turbina de AP y PI.

la misma o armonizar con una frecuencia de excitación. En este caso, la frecuencia de excitación está dada por la velocidad - del rotor o sus armónicas; las armónicas son múltiplos de la - velocidad-frecuencia, por ejemplo a 3600 rpm: 60 Hz, 120 Hz, - 180 Hz....

Una buena aproximación de la primera velocidad de resonancia o como también se le llama primera velocidad crítica de una flecha-rotor con cojinetes soporte rígidos, está dado por la siguiente fórmula con una aproximación de  $\pm 5\%$ , referida a la Fig. XII-4:

$$n_{cr} \approx 2600 \sqrt{\frac{J E_3}{F l^3}} \text{ (velocidad crítica)}$$

En donde:

J = momento de inercia promedio de la flecha, con  $\text{Cm}^4$   
(es función de las dimensiones geométricas)

E = módulo de elasticidad (módulo de young), en  $\text{kg/cm}^2$  (es función del metal usado y de la temperatura).

F = peso total del rotor, en kg

l = distancia entre los puntos soporte, en cm (son los puntos centrales de los cojinetes).

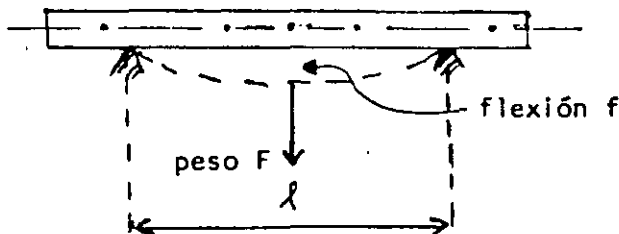


FIG. XII-4.- ESQUEMA DE UNA FLECHA - ROTOR

Estas dos indicaciones, conjuntamente con la velocidad de la turbina, la carga y la expansión de la flecha, representan los valores básicos para un control de operación automático y son los que regulan la velocidad de arranque y carga.

Puesto que el control automático nunca permite que se sobrepasen los límites dados de gradientes de temperatura o expansión diferencial, la operación de la turbina se vuelve segura y se extiende la vida de las partes con esfuerzos muy altos.

### C.- PROBLEMAS DINAMICOS

La turbina de vapor es una pieza maestra de ejercicios en problemas dinámicos, siendo los más importantes los siguientes:

- . Velocidad crítica del rotor o sistemas de rotores
- . Resonancia de vibraciones de ruedas y discos
- . Resonancia de vibraciones de álabes
- . Resonancia de vibraciones de válvulas
- . Vibración de cojinetes
- . Inestabilidades de flujos de secciones de AP
- . Vibraciones de rotor excitado por claro desigual de álabes

A continuación se discutirán algunos de ellos.

#### 1.- Velocidad Crítica de Rotores

Cada flecha o rotor tiene dos clases de frecuencia natural:

Frecuencias de flexión y torsional; la primera de éstas es la más importante.

Para entrar en resonancia, que significa vibraciones altas o peligrosas, la frecuencia natural del rotor debe coincidir, ser



La fórmula anterior está derivada de la flexión  $f$ , en cm:

$$n_{cr} = 300 \sqrt{\frac{1}{f}}$$

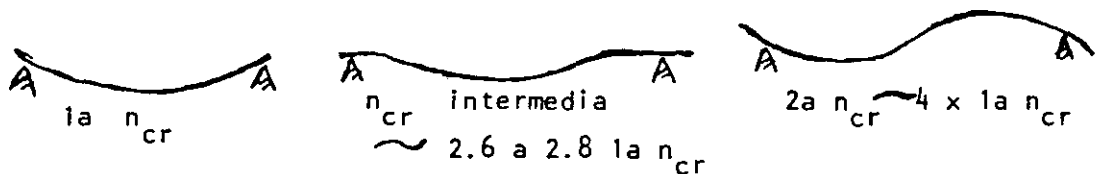
Para una buena operación la primera velocidad crítica debe estar a una cierta distancia de la velocidad nominal en la siguiente forma:

rotor flexible:  $n_{cr} = 60$  a  $70\%$  de la velocidad nominal  $n_n$ , lo (o elástico) que significa que:

$$n_{cr} < n_n = \text{definición de "flexible"}$$

rotor rígido:  $n_{cr} \geq 140\%$  de la velocidad nominal  $n_n$

cada flecha tiene un número indefinido de frecuencias naturales altas, correspondiendo a las líneas elásticas:



Si la primera velocidad crítica es solo el  $40\%$  de la velocidad nominal, entonces la velocidad crítica intermedia puede ser peligrosa, porque se podría tener resonancia de ésta a la velocidad nominal; la segunda velocidad crítica es muy alta y no es peligrosa.

El cálculo de las velocidades críticas se vuelve mucho más complicado para un sistema de rotor con varias flechas acopladas rígidamente, como es el caso usual, con alternador y grandes turbinas tandem compound; éste problema solo puede ser resuelto satisfactoriamente con la ayuda de computadoras. Las fórmulas,

Incluyendo todos los factores de influencia como la elasticidad de los cojinetes soporte, rigidez de una flecha de los discos, temperatura y otros, a la fecha son bien conocidos por los diseñadores de turbinas.

Con relación a la influencia de la elasticidad de los cojinetes soporte, los rotores flexibles están en mejor situación que los rotores rígidos debido a que éstos son mucho más sensibles a dicha influencia.

Con los soportes elásticos, como en la carcasa de escape, la primera velocidad crítica de un rotor rígido puede bajarse 30%, pero un rotor elástico no más de 10%; por otra parte, la predeterminación de un factor de elasticidad en una carcasa de escape es más bien dudosa.

Por lo anterior, cuando es posible, se colocan los cojinetes en pedestales fijos a la cimentación, dando un soporte rígido; cuando ésto no es posible y que solo es el caso de turbinas de condensación de una carcasa de flujo sencillo, el rotor debe ser en cualquier caso flexible y la estructura soporte dentro de la carcasa de escape se refuerza.

Si en este último caso se quiere poner el cojinete soporte sobre la cimentación, entonces la mayor distancia entre los cojinetes podría disminuir considerablemente la velocidad crítica, lo que no es permitido; si se incrementa el diámetro de la flecha (aumenta J) la eficiencia disminuye.

## 2.- Resonancia de Vibraciones de Alabes Móviles

Cada tipo de álabe o de paquete de álabes con pletina, zuncho o anillo, tiene una serie de frecuencias naturales.

Cada álabe libre, como ejemplo de un caso simple, con raiz fija rigidamente y punta libre, muestra las características mostradas en la Fig. XII-5.

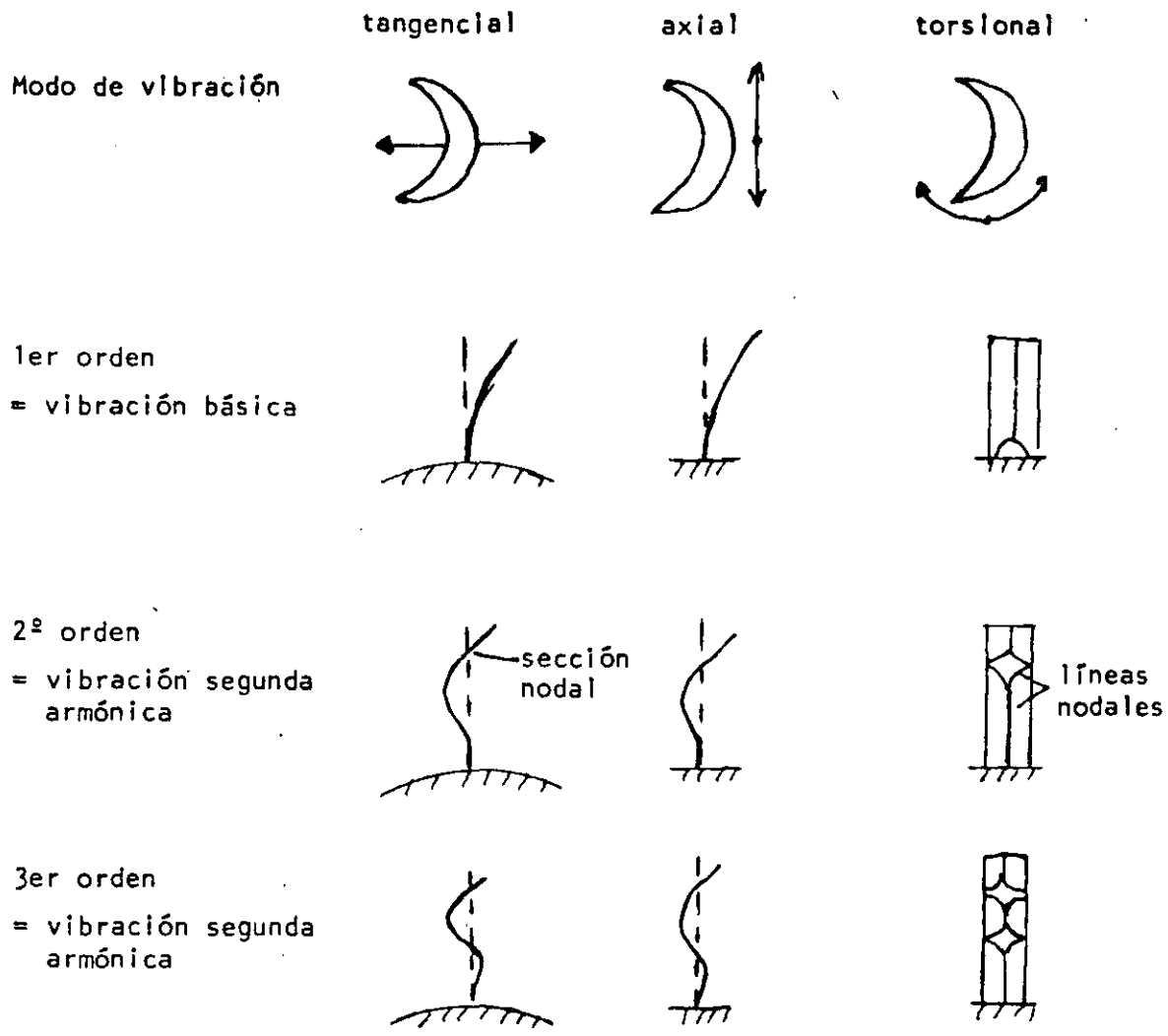
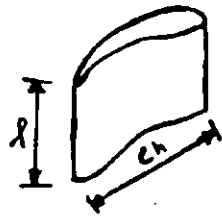


FIG. XII-5. CARACTERISTICAS DE VIBRACION DE ALABES

Las vibraciones de 4º, 5º, ... orden se comportan de acuerdo con el patrón de la Fig. XII-5; los álabes con anillo exterior muestran otros valores y modos de frecuencias naturales y también paquetes de frecuencias.

Antes de aplicar un nuevo tipo de álabe (perfil, longitud), tienen que probarse cuidadosamente todas las vibraciones naturales - de primero, segundo y algún otro orden superior. Una influencia dominante sobre la cantidad de la frecuencia natural tiene sobre todo la relación de la longitud con el ancho del álabe (ver Fig. siguiente) y por lo tanto el espesor relativo del perfil.



a mayor  $\frac{h}{ch}$  → frecuencia natural baja

Cuando el álabes está girando con el rotor, se rigidiza por la fuerza centrífuga y la frecuencia natural se incrementa de 20 a 40% hasta la velocidad nominal; esta influencia es bien conocida por las matemáticas y la experiencia.

La temperatura tiene solo una pequeña influencia de cerca de 1.5% de disminución con un incremento de 100°C.

Mayor influencia tiene la falta de precisión en la fabricación y la calidad de fijación de la raíz, dentro del mismo tipo de álabes; una gran serie de pruebas muestran que para cada modo de vibración se tiene un rango de tolerancia que debe ser respetado.

Las frecuencias de excitación de los álabes son de los siguientes tipos:

- . Velocidad del rotor y sus armónicas. La resonancia ocurre cuando una frecuencia natural es un múltiplo (o armónica) de la frecuencia del rotor: 60, 120, 180, .... ciclos/s.
- . Interrupciones del flujo de vapor atras de la pista del borde de los álabes, toberas, una causa de separación de vórtices-flujo. En cada revolución del rotor los álabes móviles tienen oscilaciones-impulsos en número de toberas álabes, de manera que la frecuencia de excitación se convierte en: (a)  $x N \times n$  (armónica  $\times$  número de toberas  $\times$  velocidad rps), que dá valores entre 3000 y 10000 ciclos/s.
- . Cualquier otra fuente de excitación, por ejemplo, vibracio--

nes del rotor causadas por distorsión, roce de sellos laberínticos, inestabilidad de cojinetes, etc.

Para juzgar acerca del primer tipo de excitación (velocidad del rotor), se establece el diagrama de la Fig. XII-6, el cual es - especialmente importante para los álabes largos que tienen bajas frecuencias naturales; ésta Fig. se conoce como diagrama de Campbell.

El resultado del diagrama de la Fig. XII-6 muestra casi un indefinido número de posibilidades de resonancia que a primera vista parece ser una situación difícil; sin embargo, no todas las resonancias tienen efectos peligrosos sobre los álabes. Esto ha sido determinado por muchas mediciones de esfuerzos en los álabes en funcionamiento, una pieza maestra de técnicas de medición, y también por experiencias de naturaleza costosa: daños de álabes, rupturas.

#### El Grado de Daños en los Alabes es Variable

La vibración tangencial de 1er orden nunca debe coincidir con una de las primeras 3 ó 4 armónicas porque la rotura del álabe ocurrirá en corto tiempo, por lo que podría haber rangos de velocidad en el arranque y el paro que deben pasarse rápidamente.

Las resonancias con el 1er orden de axial y torsional son menos críticas y únicamente son peligrosas a la velocidad nominal. Las frecuencias naturales de orden más alto generalmente no son peligrosas aún cuando entren en resonancia con una armónica de la velocidad, con excepción de la 2a tangencial a la velocidad nominal; en ordenes altos, la excitación es tan ligera que los esfuerzos involucrados no son capaces de producir ruptura.

También se observa de la Fig. XII-6 que algunas veces es una tarea difícil determinar el mejor álabe para una turbina que impulsa un compresor o una bomba con operación a velocidad variable.

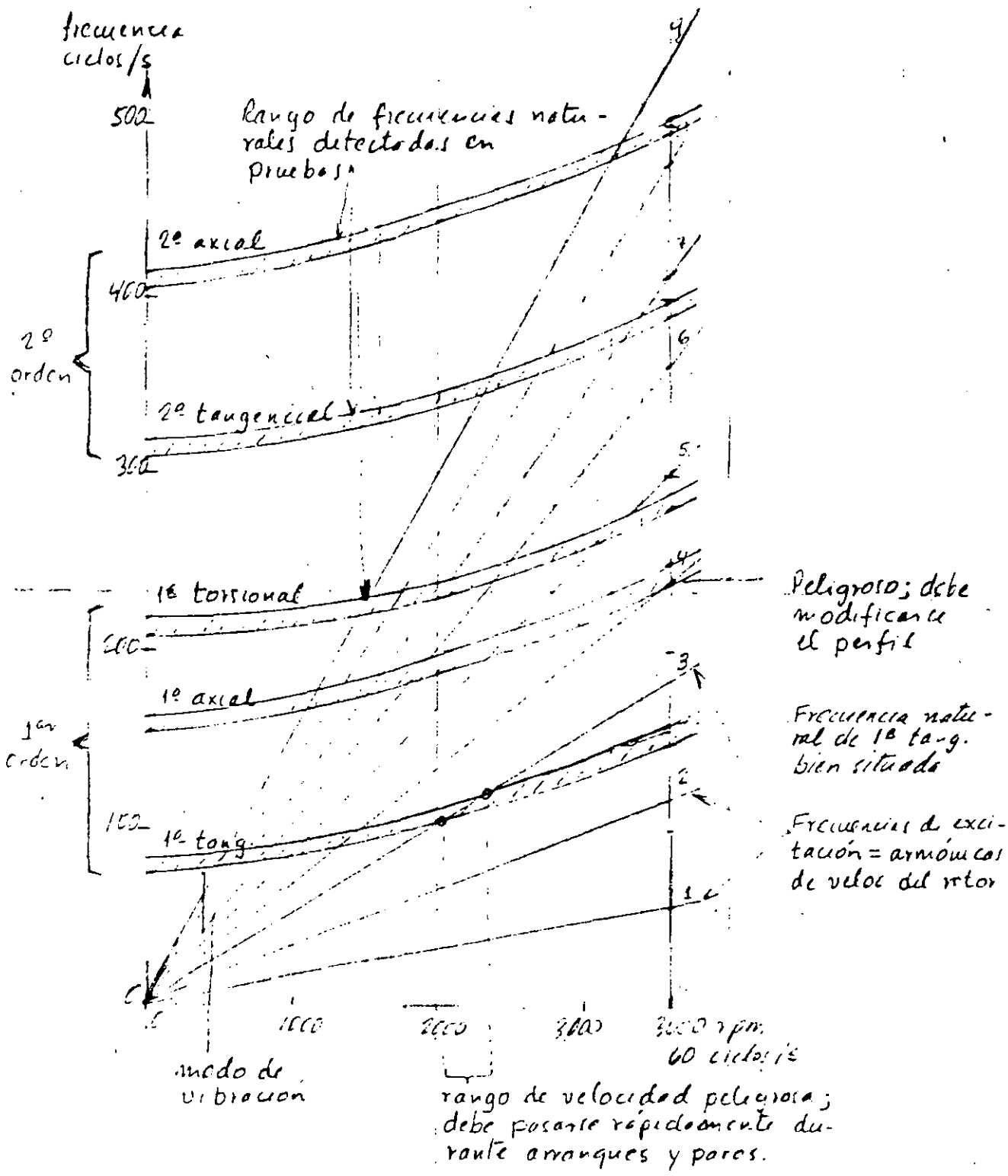


FIG. XII-6.- DIAGRAMA DE FRECUENCIAS DE RESONANCIA DE ALABES LARGOS.

El segundo tipo de frecuencia de resonancia, excitada por el número de toberas, tiene que considerarse en los álabes cortos, - los cuales tienen frecuencias naturales más altas que los álabes largos; las fuerzas de excitación pueden ser tan fuertes - que la resonancia tiene que evitarse en cualquier caso, sin embargo, algunas veces es suficiente amortiguar las resonancias - de vibración con alambres o levas amortiguadoras, o bien desplazar las frecuencias naturales con una cubierta, o soldándoles - juntas una placa integral en las puntas.

Los álabes muy cortos, hasta 50 mm, por lo general no son afectados por la resonancia debido a que son necesarias frecuencias muy altas de excitación que no existen en las turbinas de vapor.

Los esfuerzos de flexión del flujo de vapor juegan un importante papel en las etapas-control o en los álabes muy largos; es - más, en turbinas muy grandes a alta presión, la sensibilidad a la resonancia-vibración, comparada con la misma longitud de álabes a baja presión de pequeñas turbinas, es altamente acentuada porque los esfuerzos de flexión pueden ser 10 ó más veces importantes.

Especialmente los álabes de las etapas de control que tienen esfuerzos muy altos en las turbinas reguladas con multi-segmentos tienen que ser protegidas con doble zuncho o soldadas juntas - con placas; la razón es que ocurren fuertes choques de flujo de vapor cada vez que los álabes se mueven a través de segmentos - activos de toberas, lo cual significa al menos un choque cada - revolución.

[etapa de control = primera etapa (etapa de regulación)]

Las consecuencias de lo anterior son las de soportar grandes esfuerzos oscilatorios o fatiga por esfuerzos; los zunchos mencionados permiten distribuir las fuerzas sobre un cierto número de álabes.

### 3.- Inestabilidades de Flujo en las Partes de Alta Presión (AP)

A continuación se mencionan dos casos que ocurrieron con un fabricante de turbinas.

a.- Válvula de regulación con difusor (para recuperación de la velocidad del vapor) y el segmento de toberas correspondiente.

El ángulo del difusor era muy grande, de manera que el flujo de vapor se separaba de la superficie y formaba un gran remolino (vortice, eddies) el cual golpeaba los álabes móviles con la alta densidad del vapor de AP, parecido a escopeta de municiones (Fig. XII-7).

Lo anterior ocasionó una fuerte vibración del rotor; el problema se solucionó completamente reemplazando el difusor - por uno nuevo con un ángulo más pequeño, de manera que el flujo de vapor no formara más remolinos o solo unos muy pequeños.

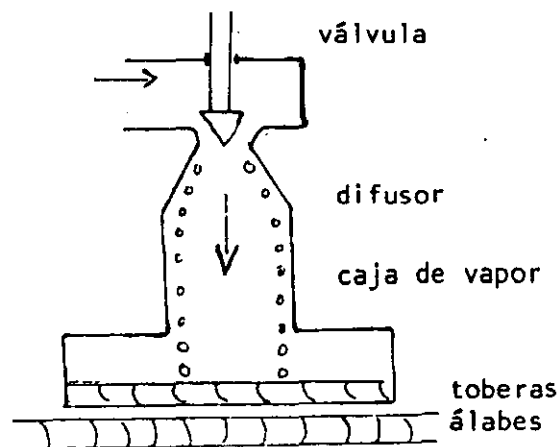


FIG. XII-7.- SEPARACION DE FLUJO DE VAPOR EN DIFUSOR.



b.- Espacio entre la rueda de regulación y la segunda etapa de una turbina de regulación de multi-segmentos. El diámetro de la primera y segunda etapa eran muy diferentes y en - - cierta parte de la carga, cuando estaba abierto solo un - segmento de toberas aparecía una vibración axial muy fuerte del rotor con baja frecuencia y acompañada de ruidos como gruñidos.

La razón del fenómeno anterior era la formación de una columna de remolino de viento oscilatorio fluyendo como torbellino a través del espacio entre las dos etapas.

El problema se resolvió fijando baffles radiales en el segundo diafragma estacionario, lo cual detuvo el torbellino actuando como un rectificador.

Estos fenómenos de inestabilidades de flujo aparecieron solo en turbinas grandes de alta presión; el mismo diseño - geométrico utilizado antes en turbinas pequeñas de presiones moderadas nunca ocasionaron dificultades.

#### 4.- Inestabilidad del Rotor Producido por Claro Desigual de las Puntas de Alabes.

Este problema se refiere a las turbinas muy grandes y está especialmente relacionado con los álabes clásicos de reacción; - en éstas turbinas, la eficiencia de los álabes de reacción dependen en gran medida del claro en las puntas.

Por otra parte, en operación, los claros de la mitad superior de la carcasa, teóricamente no pueden ser igual a los de la - parte inferior; ésto podría ser una consecuencia de una ligera distorsión de la carcasa, debido a la inevitable diferencia de temperatura de 5 a 10°C observada entre las partes inferior y superior. También podría ser causada por la flexión del rotor o probablemente por ambas razones juntas.

La mitad con claro más pequeño dá mejor eficiencia y más potencia en el rotor y la otra mitad menos potencia; éstos fenómenos juntos producen un par suplementario oscilatorio en el rotor. Si se consideran grandes turbinas, las fuerzas suplementarias pueden ser más grandes que el peso del rotor y producir inestabilidades provenientes de vibraciones torcionales.

El problema anterior puede ser eliminado colocando unos tipos de álabes con placas integrales y sellos laberínticos en la punta, como se muestra en la Fig. XII-8.

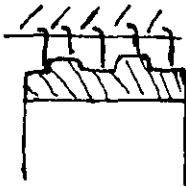


FIG. XII-8.- PUNTA DE ALABE

Con esta medida, una pequeña variación en el claro, prácticamente no tiene influencia en la eficiencia y el par adicional puede ser despreciado.

Por supuesto que es también muy importante prevenir la distorsión de la carcasa con un buen aislamiento.

#### 5.- Inestabilidad de Cojinetes Planos

Para tener un funcionamiento estable de la flecha y también bajas pérdidas por fricción en los cojinetes planos, es necesario mantener en el cojinete relaciones bien determinadas entre:

- . Carga específica
- . Velocidad periférica
- . Claro

- . Forma de las ranuras de aceite
- . Viscosidad del aceite
- . Otros

Por ejemplo, a cargas muy pequeñas, la flecha sube en el cojinete y cae hacia abajo de nuevo alternativamente, causando un funcionamiento inestable; dificultades similares de inestabilidad pueden ocurrir a altas velocidades periféricas de la flecha con grandes turbinas.

Por esta razón se han desarrollado cojinetes planos de segmentos con tres segmentos inclinables similar a los cojinetes de empuje michell; el inferior soporta la carga y los dos superiores actúan como guías. Los segmentos inclinables están soportados en tal forma que una película de aceite esta siempre presente entre la flecha y la superficie del cojinete.

Se reconocen dos clases de inestabilidades de vibración:

- . El primer tipo de mitad de frecuencia, en donde la frecuencia de vibración es de la mitad de la frecuencia de velocidad nominal del rotor.
- . El segundo tipo de resonancia de vibración ocurre cuando se obtiene una velocidad que es el doble de la primera velocidad crítica del rotor; la frecuencia de esta resonancia es igual a primera velocidad crítica.

#### D.- OPTIMIZACION DEL "LADO FRIO" DE UNA TURBINA

Lo que se conoce como "lado frío" de una turbina de vapor consiste de las siguientes tres partes de una Planta de Potencia.

- . Ultima etapa de la turbina y la tapa o caperuza del escape
- . Condensador
- . Sistema de agua de circulación o enfriamiento

A continuación se hará una breve descripción de estas partes y ense-

guida se mostrarán los principios de optimización del extremo o lado frío.

- 1.- La ULTIMA ETAPA de una turbina y especialmente los álabes móviles largos pertenecen a las partes más costosas de la turbina y al mismo tiempo, su comportamiento tiene la más grande influencia en la eficiencia de la turbina.

También la realización con éxito de un álabe largo es una de las tareas más difíciles; a éste respecto se han hecho y se continúan haciendo trabajos de investigación y desarrollo.

A 3000 rpm los álabes más largos son de 1000 mm y a 3600 rpm de 850 mm, con velocidades hasta de 700 m/s, que es de más del doble de la velocidad del sonido en el aire.

La realización de un álabe largo es un compromiso óptimo entre los siguientes requerimientos:

- . Cascada de flujo de vapor y eficiencia
- . Resistencia a los esfuerzos
- . Liberación de resonancias de vibraciones
- . Resistencia a la erosión del vapor húmedo
- . Problemas de fabricación y costos

- 2.- TAPA DE ESCAPE Y PERDIDAS EN LA SALIDA .- El vapor abandona el último álabe casi axialmente con una velocidad de 200 a 300 m/s, que convertida en calor representa las llamadas pérdidas en la salida o escape de cerca de 4 a 12 kcal/kg.

La componente axial de las pérdidas en la salida puede ser calculada fácilmente a partir de la fórmula de continuidad.

$$C_{ax} = \frac{G \times v}{s}, \text{ en m/s}$$

$$\Delta h_{ax} = \left[ \frac{C_{ax}}{91.5} \right]^2, \text{ en kcal/kg}$$

En donde:

G = Flujo de vapor, en kg/s

v = Volúmen específico, en m<sup>3</sup>/kg (al final de la línea de expansión y vacío).

S = Area anular, de la hilera de álabes, en m<sup>2</sup>

Las pérdidas de 4 a 12 kcal/kg corresponden a cerca de 2 a 3% de la caída de energía total disponible en la turbina, por lo que es muy ventajoso recuperar al menos una parte de éstas pérdidas de salida en un efecto divergente o difusor.

El problema es que el vapor de salida tiene que ser desviado hacia el condensador, por lo tanto un difusor ideal no es posible, además de que deben esperarse pérdidas por fricción y vórtices - debido al disturbio de flujo a través de la tapa o caperuza de escape, habiéndose hecho a este respecto mucho trabajo de investigación. En la Fig. XII-9 se muestran algunos ejemplos de desarrollos aerodinámicos de la tapa de escape.

El objetivo es el de lograr el factor de pérdida de presión negativa más alto posible, lo cual significa una recuperación parcial de la velocidad, especialmente a un número Mach alto, y éste con la longitud axial de la tapa de escape más corta posible.

Los buenos resultados tienen que darse con deflectores y la mejor solución está caracterizada por:

- . Difusor de desaceleración axial
- . Deflexión con aceleración de flujo (una ligera aceleración produce la más pequeña pérdida por flujo).
- . Difusor de desaceleración radial

FIG. XII-9.- EJEMPLOS DE DESARROLLOS AERODINAMICOS DE LA TAPA DE SALIDA O ESCAPE.

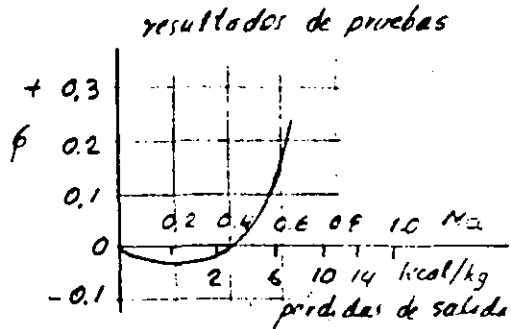
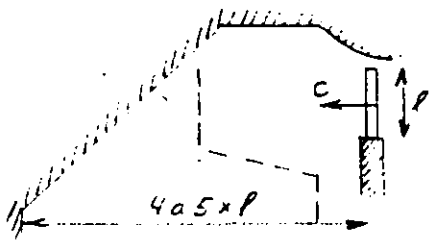
El factor de pérdida de presión  $\beta$  de la pérdida de energía  $\beta \frac{c^2}{2}$ , incluyendo la recuperación del efecto difusor, representado en función del número de Mach  $Ma$  como una relación  $\frac{c}{a}$ .

Pérdidas en el escape =  $(1 - \beta) \times \frac{c^2}{2}$

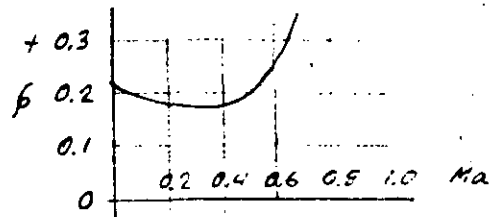
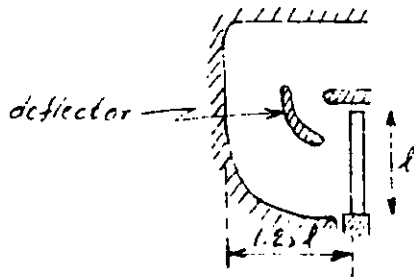
$c$  = Veloc. axial del vapor a la salida del último álabe móvil

$a$  = Veloc. sónica del vapor referida al vacío ( $\sim 400$  m/s)

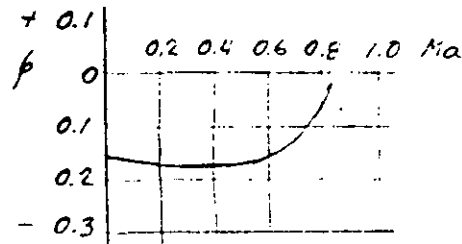
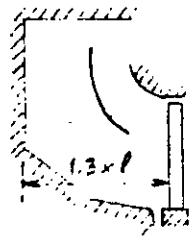
1)



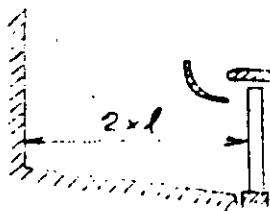
2)



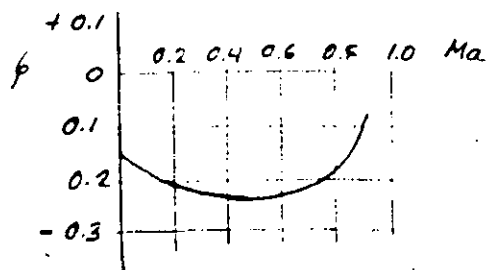
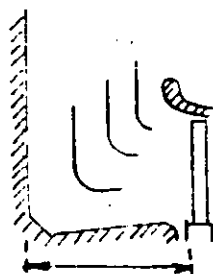
3)



4)



5)



La vieja forma es todavía una buena solución a bajas pérdidas de salida ( $Ma$ ), pero necesita una gran longitud axial y en la actualidad ésta solución solo se aplica en turbinas de una carcasa y flujo sencillo; para doble flujo la longitud axial sería excesiva y sería necesario apoyar los cojinetes dentro de la tapa de escape, un modo que no es conveniente en grandes turbinas por los problemas de estabilidad de los soportes del rotor. Se prefiere la solución de pedestales apoyados rigidamente sobre la base.

La pérdida total en el escape de la turbina, es la suma de:

- . Pérdidas de salida
- . Pérdidas en la tapa o caperuza (puede ser negativa)
- . Pérdidas de retorno a muy bajas cargas de la turbina (el flujo se regresa a la sección de la raíz si el flujo de vapor no llena el área del álabe).
- . Pérdidas secundarias debido a flujo no-axial (curvo) en la salida del álabe.

Normalmente los últimos álabes más cortos se calculan para baja potencia específica, mientras que los álabes más largos tienen su mejor eficiencia a altas potencias específicas.

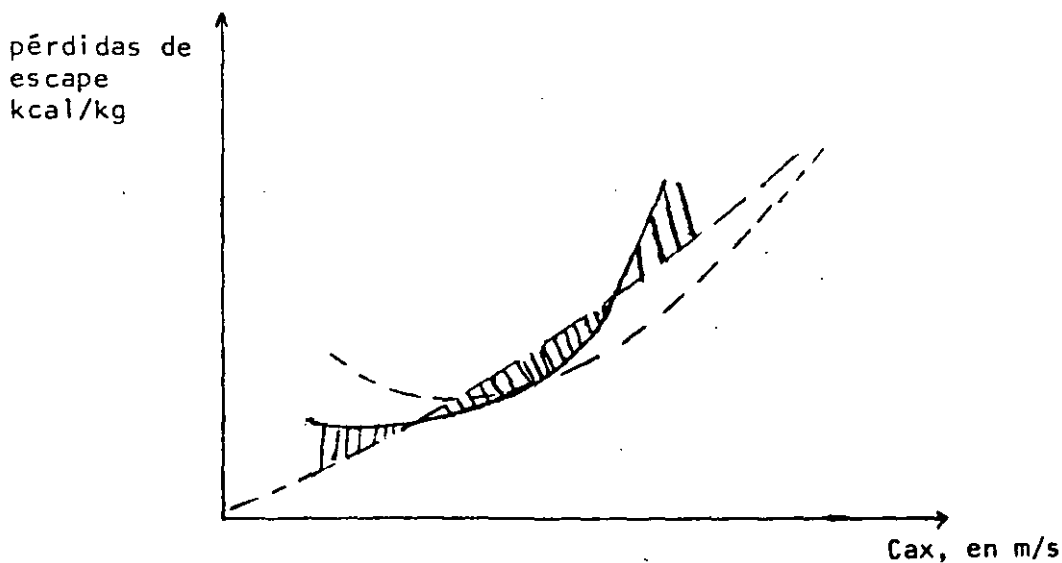


FIG. XII-10.- PERDIDAS EN EL ESCAPE DE LA TURBINA

3.- CONDENSADOR.- El condensador tiene el trabajo de condensar el vapor de escape, con una cantidad y temperatura de agua de enfriamiento dadas, a la temperatura más baja posible, lo que significa el mejor vacío posible; el mejor vacío dá una caída de calor más grande y por lo tanto un mejor específico consumo térmico o de vapor. En la Fig. XII-11 se muestra un diagrama de temperaturas en el condensador.

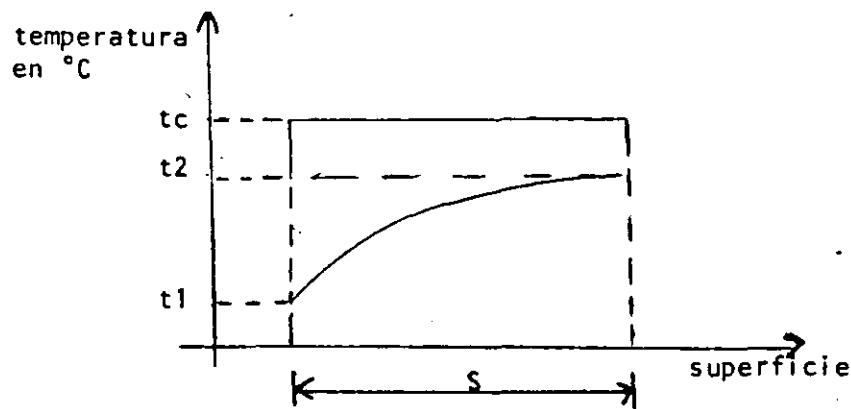


FIG. XII-11.- DIAGRAMA DE TEMPERATURAS EN UN CONDENSADOR

En la Fig. XII-11, se tiene lo siguiente:

$t_c$  = temperatura de saturación del vapor condensado, correspondiente a la presión absoluta (vacío).

$t_2 - t_1$  = Elevación de temperatura del agua de circulación

$t_c - t_2$  = Diferencia de temperatura terminal (DTT)

La caída de presión dentro del manojó de tubos en el lado de vapor debe ser tan pequeño como sea posible; el vapor se condensa a temperatura constante, que es la temperatura de saturación a la presión (vacío) del condensador.

La transferencia de calor del vapor al agua de circulación a través de los tubos está dada por la fórmula siguiente:



$$G_c \times (h_v - h_c) = S K \theta_m$$

en donde:

$G_c$  = flujo de vapor condensado, en kg/h

$h_v - h_c$  = cantidad de calor transferido, en kcal/kg (diferencia de entalpia entre el vapor de escape y el condensado).

$S$  = Superficie externa de los tubos, en  $m^2$

$K$  = coeficiente de transferencia de calor, en  $kcal/m^2 \text{ } ^\circ C \text{ h}$

$\theta_m$  = diferencia media de temperatura logarítmica, en  $^\circ C$

El lado izquierdo de la ecuación está dado por la turbina y en el lado derecho se está requiriendo el mejor vacío posible, lo que significa el más pequeño valor posible de  $\theta_m$ ; la solución es tener una  $K$  grande (problema de diseño del condensador) y - una superficie  $S$  grande. Como ésto último es una función de - costos, debe haber siempre una superficie de tubos económica óptima.

Otra forma de mejorar el vacío es incrementar el flujo de agua de circulación, de manera que  $(t_2 - t_1)$  se vuelve más pequeña y  $t_2$  baje y con el mismo  $(t_c - t_2) =$  misma superficie de tubos, también  $t_c$  baje, que es lo que se busca. Pero más agua de circulación será más costosa y requiere más energía de bombeo, por lo tanto, también se tiene un flujo de agua de circulación óptimo económico.

Una velocidad de agua de circulación más alta en los tubos mejora la transferencia de calor  $k$ , pero las pérdidas por fricción y consecuentemente la energía de bombeo también se incrementa, por lo que también se tiene una velocidad del agua óptima económica.

4.- EL SISTEMA DE AGUA DE CIRCULACION O DE ENFRIAMIENTO consiste de lo siguiente:

- . Bombas de agua de circulación
- . Tuberías o canales
- . Construcción de obra de toma y de descarga en el caso de circuito abierto.
- . Torre de enfriamiento u otro método de enfriamiento

Actualmente se distinguen principalmente 4 métodos diferentes para el enfriamiento de las plantas de potencia (Fig. XII-2).

La respuesta a cual método debe emplearse depende de la cantidad de agua económicamente disponible en el sitio.

El primer método requiere una cantidad de agua de cerca de 50 veces la cantidad de vapor que se condensa; si esta cantidad está disponible durante todo el año y el costo del agua no excede a  $m^3$ , entonces el agua de río o de mar será siempre el método más económico de enfriamiento. El costo del agua incluye lo siguiente:

- . Amortización (o anualidad) de los costos de construcción del sistema de agua completo.
- . Capitalización de la energía de bombeo
- . Impuestos o cargos por el agua
- . Gastos por el tratamiento del agua si ésta es dañada (ensuciada, contaminada).

Si se desea usar la superficie de un lago como dispositivo de enfriamiento, se necesitan aproximadamente  $10 m^2/kw$  y un repuesto similar al de la torre de enfriamiento.

Si el costo del agua es más alto que el mencionado, por lo general se rá más económico usar el 2° método, torres de enfriamiento con enfriamiento húmedo, a pesar del empeoramiento en el CTU y el costo adicional de la torre de enfriamiento; la elección entre tiro natu-

Circuito Abierto (mar, río o lago)

- A - Condensador
- B - Bomba agua de circulación
- C - Bomba de condensado

Circuito Cerrado.- Torre de enfriamiento húmeda (tiro natural o forzado)

El calor de desecho del ciclo de la turbina se transfiere por medio del agua de circulación al aire ambiente, con lo que parte del agua se evapora en el aire.

Circuito Cerrado.- Torre de enfriamiento seca de tiro natural o forzado (sistemas Heller).

El calor de desecho del ciclo se transfiere al aire por medio del condensado de enfriamiento a un cambiador de calor de superficie F. D = Condensador de contacto directo E = Turbina hidráulica de recuperación.

Condensador de Aire.- Circuito cerrado con torre de enfriamiento seca de tiro forzado solamente.

El vapor de escape G fluye directamente a un cambiador G fluye directamente a un cambiador de calor de superficie de aire H, en donde se condensa el vapor. No hay el condensador y bomba de agua de circulación clásicos.

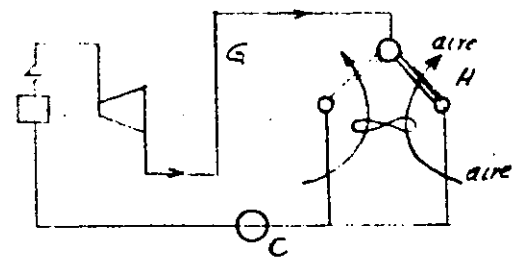
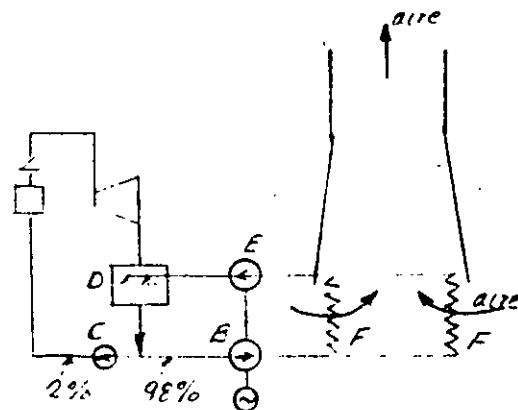
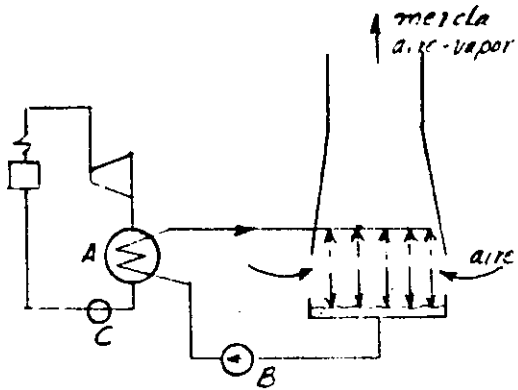
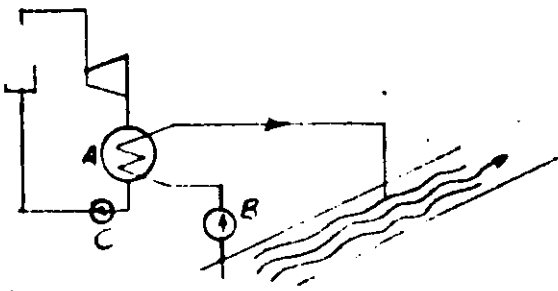


FIG. XII-12.- MÉTODOS DE ENFRIAMIENTO DE PLANTAS DE POTENCIA

ral o forzado es una cuestión económica (y también climatológica).

En las torres de enfriamiento húmedas se tienen 2 tipos de pérdidas de agua principalmente:

- . Evaporación de agua de circulación dentro de la torre, pérdida - en el aire que abandona la torre y que forma la conocida pluma; - éstas pérdidas son de cerca del 100% de la cantidad de vapor condensado, perdida como humedad del aire. Aproximadamente el mismo calor de evaporación suministrado por el vapor de escape al agua de circulación del condensador, será suministrado en la torre de enfriamiento de nuevo como calor de evaporación, del agua de circulación al aire.
- . Suministro de agua al ciclo de agua de circulación para conservar la concentración de salinidad del agua dentro del valor máximo tolerable; ésta concentración tolerable es para evitar tener calcio u otros depósitos en los tubos del condensador. Frecuentemente el suministro de agua tiene que ser tratado químicamente, lo que incrementa los costos de operación de una torre de enfriamiento.

Finalmente, el repuesto total de agua para una torre en enfriamiento es de cerca del doble de la cantidad de vapor de estrangulamiento o condensado; por ejemplo, para una unidad de 300 MW a plena carga, se requiere un repuesto constante de  $0.5 \text{ m}^3/\text{s}$ .

3° y 4° métodos. - Si este suministro de agua no está disponible o - si el costo de ésta agua (tratamiento, bombeo, amortización torre - de enfriamiento, etc.) excede de                    a      $/\text{m}^3$ , se utilizan estos métodos en donde las pérdidas de agua son despreciables, aunque en una planta de potencia siempre se necesita cierta cantidad de - agua, como el repuesto del ciclo de vapor.

Lo anterior es particularmente cierto en algunas regiones industria - les de Europa en donde el agua es escasa y además en ciertos lugaa - res, durante el invierno se tiene el peligro de formación de hielo en las torres de enfriamiento.

También debe considerarse que el tamaño de la torre de enfriamiento influye en la posible temperatura de enfriamiento del agua y - por lo tanto en el vacío al escape de la turbina que afecta la eficiencia de la turbina.

- 5.- EL VACIO DISPONIBLE en el condensador de la turbina en los mencionados métodos de enfriamiento es variable; como ejemplo puede tomarse un promedio de temperatura ambiente durante el año de  $20^{\circ}\text{C}$ , incluyendo también al agua de río ( $20^{\circ}\text{C}$ ). La temperatura de bulbo húmedo del aire de  $17^{\circ}\text{C}$  para una humedad relativa de 75%.

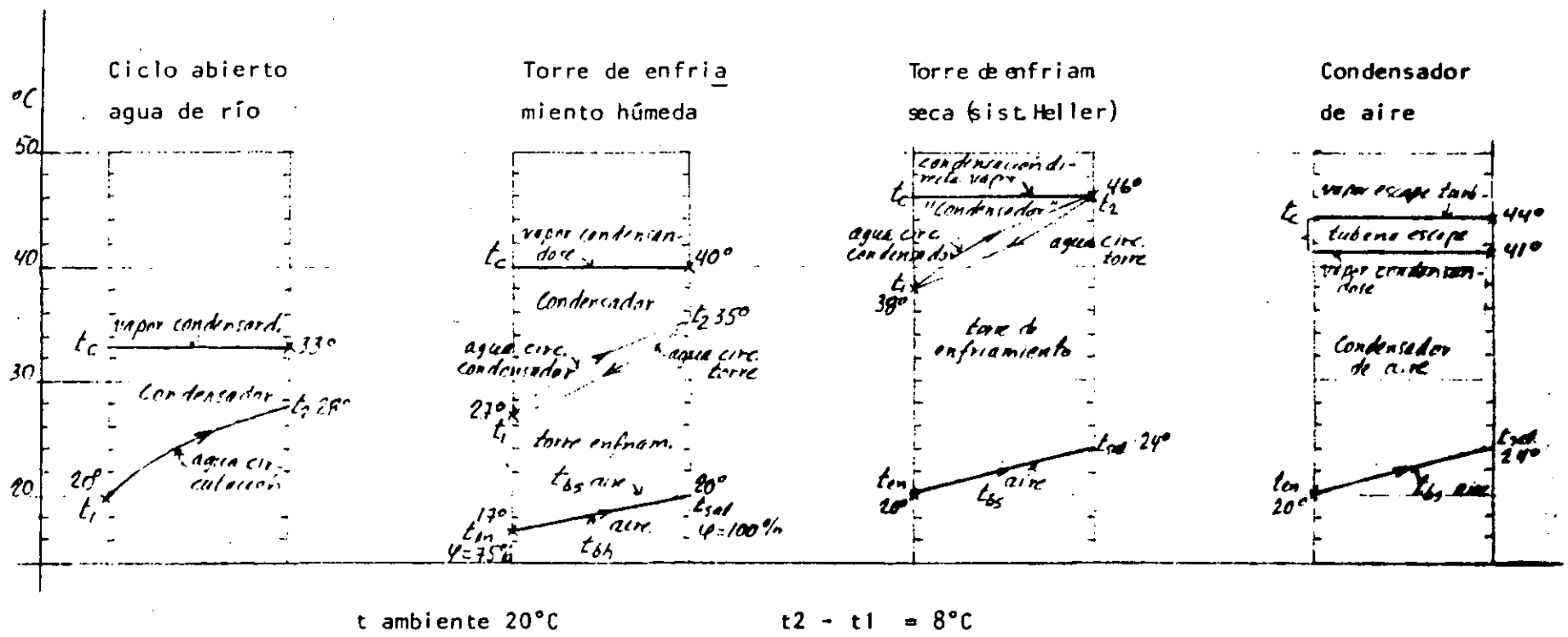
Bajo las condiciones anteriores, el vacío disponible en el escape de la turbina, obtenido con diferentes métodos de enfriamiento, - es el mostrado en la Fig. XII-13.

La diferencia de temperatura en los sistemas de enfriamiento secos tiene que seleccionarse para un valor más alto que en la torre de enfriamiento húmeda, porque los costos de un cambiador de calor de agua o vapor a aire son muy altos; el aire tiene un factor de calor de convección muy bajo.

Las soluciones económicas de los ejemplos son aproximadas que pueden variar en cierto rango, pero la comparación relativa entre - los sistemas de enfriamiento se mantiene.

- 6.- INFLUENCIA DEL VACIO EN EL CTU.- El parámetro más importante es - la caída de entalpia disponible de la turbina que puede observarse en un diagrama de Mollier; otro parámetro es la pérdida en el escape que influye en la eficiencia de la turbina y por lo tanto en el CTU.

En la Fig. XII-14 se muestra un diagrama de un ciclo de vapor y una potencia dados con las pérdidas en el escape como parámetro.



Temp. vapor condensándose	33°	40°	46°	44°
Vacío atm	0.051	0.075	0.103	0.093
pulg.	1.5	2.2	3	2.7
CTU (aprox.)	100	102	104	103.5

FIG. XII-13.- VACIO DISPONIBLE CON DIFERENTES METODOS DE ENFRIAMIENTO

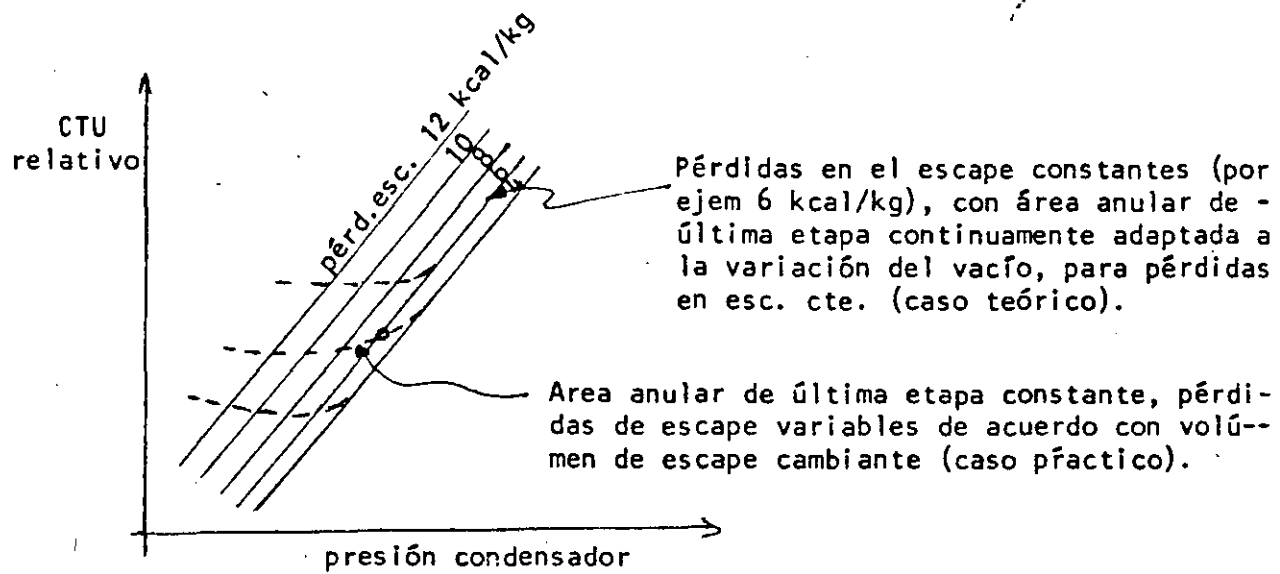


FIG. XII-14.- VARIACION DE CTU CON PRESION DE CONDENSADOR

Normalmente cada fabricante de últimas etapas con variaciones de tamaños de escape.

ies de tamaños de a anular de esca-

Las líneas punteadas del diagrama muestran la curva de corrección por vacío para un diseño de turbina, porque a falta de agregar las pérdidas por fricción de un vacío cambiante en el flujo de la ex-entador de BP y por lo tanto en la potencia.

stran la curva de e turbina, porque encia de un vacío lentador de BP y

7.- OPTIMIZACION DEL EXTREMO FRIO  
El extremo frío se puede analizar para seleccionar la combinación más económica de los componentes. Este problema puede ser tan importante como el de vapor más económico para una planta que produce una gran cantidad de electricidad. El enfriamiento o de circulación

características del ciclo de elección de la combinación de los componentes o final frío; es la selección del ciclo - ya que está involucrado en el sistema de

Puesto que el problema trata de muchas variables, la determinación es laboriosa, que representa un trabajo largo y costoso. Existen muchos métodos de cálculo de turbinas y firmas de ingeniería.

docenas de parámetros en un trabajo largo y costoso de computadoras; por lo tanto cada fabricante tiene su propio programa.

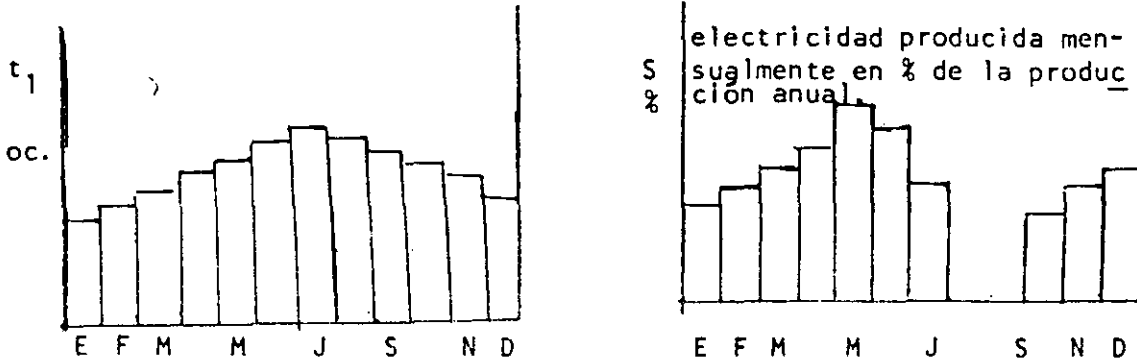
A continuación se muestra un sistema simplificado que puede también aplicarse a un sistema abierto de generación. La solución numérica es necesaria para conocer exactamente la influencia de los parámetros sobre los costos y comportamiento.

sistema de cálculo - normalmente y se refiere a la condición decisiva: combinación de los parámetros sobre los

Se divide el extremo o final frío en subsistemas que primeramente deben optimizarse por separado; la combinación de ellos da un óptimo general, en el cual los subsistemas no necesariamente están en su propio óptimo.



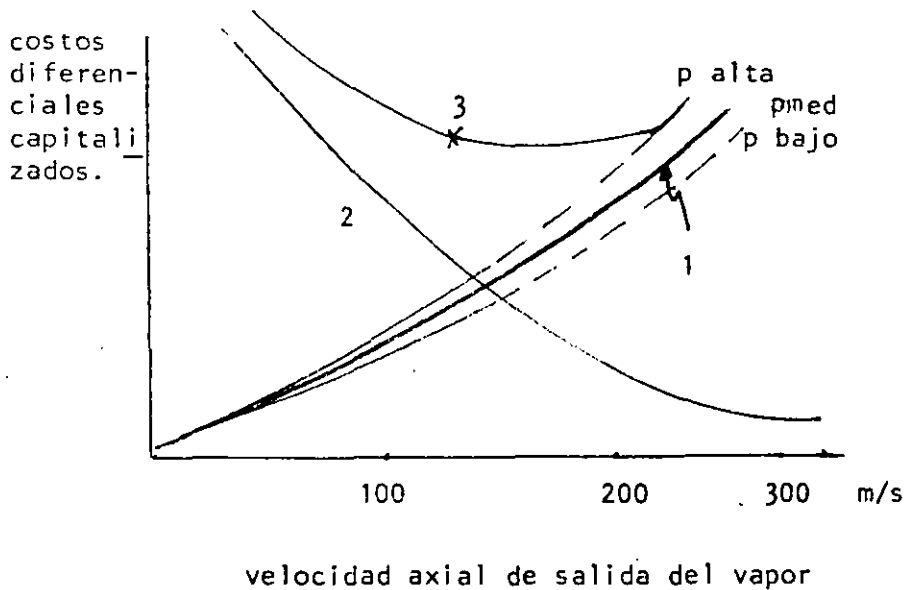
Primero se necesita conocer el promedio pesado de la temperatura del agua de enfriamiento o del aire ambiente, conocido como temperatura de referencia  $t_R$ , que se obtiene con las gráficas y ecuación siguientes.



$$t_R = \frac{\sum [S \times t_1]}{\sum S}$$

a.- SUBSISTEMA TURBINA

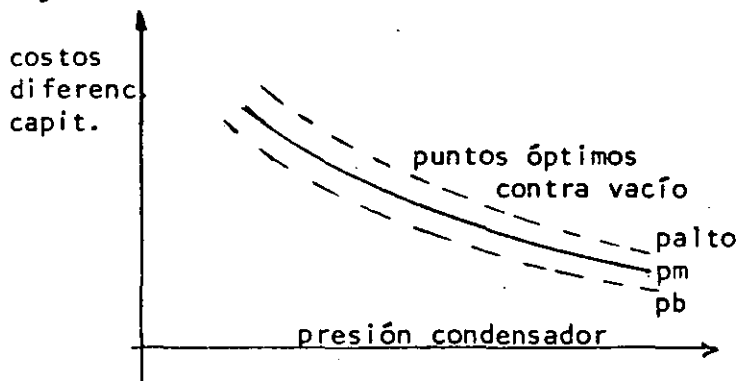
El primer problema es determinar el tamaño económico de la turbina y el tamaño del área anular de la última etapa para un vacío dado; en la gráfica siguiente se muestra la forma de variación con la velocidad axial de salida de vapor.



En la gráfica anterior se tiene lo siguiente:

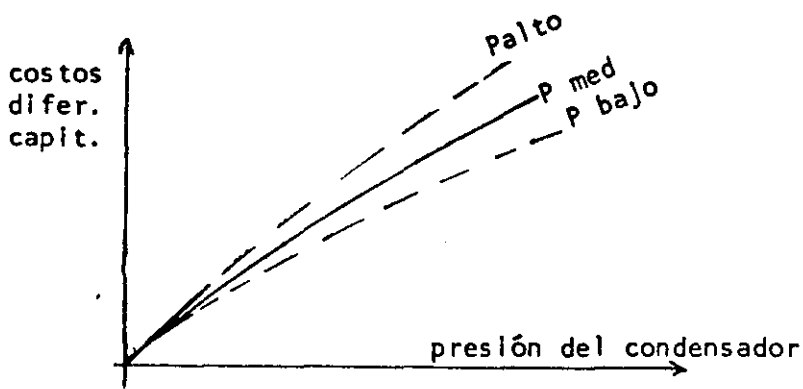
- 1 = variación del CTU capitalizada, correspondiente al incremento de pérdidas en el escape; éste término depende del costo de combustible, amortización e intereses y del factor de utilización del turbogruppo con parámetro  $p$ .
- 2 = costo diferencial del capital por la disminución del tamaño de la turbina, incluyendo el espacio y la cimentación.
- 3 = óptimo económico para el vacío considerado

El segundo problema es determinar el costo óptimo económico en función del vacío, para lo cual tiene que repetirse el primer cálculo para una serie de vacíos, correspondiendo a un número definido de tamaños de turbina (tamaño de última etapa y número de flujos):

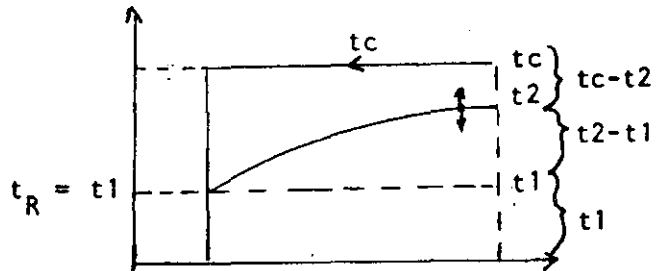


La curva anterior podría ser escalonada.

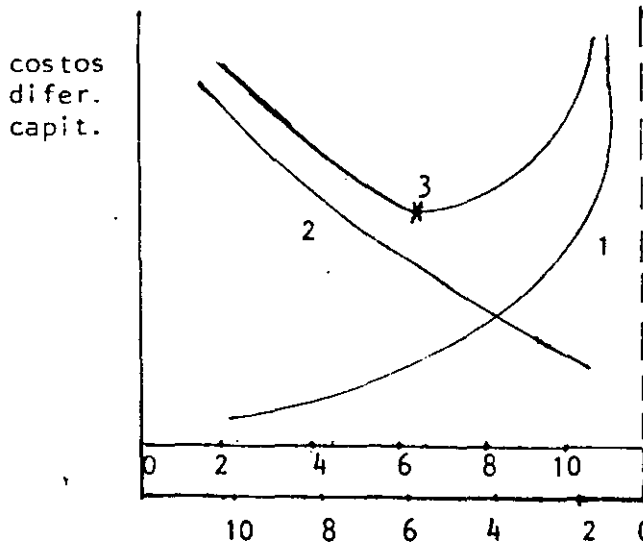
b.- COSTO DEL COMBUSTIBLE.- En la Fig. sig. se muestran los costos diferenciales capitalizados del combustible por la influencia sobre el CTU del vacío, más los costos diferenciales de la planta de potencia (caldera, calentamiento de agua de alimentación, manejo de combustible, etc), ocasionados por los requerimientos que tiene la turbina para producir la máxima carga especificada a cada arreglo del vacío.



c.- SUBSISTEMA CONDENSADOR.- El problema es determinar cual es el tamaño óptimo de la superficie del condensador y el flujo óptimo de agua de circulación o de enfriamiento para un vacío dado. En las siguientes Figs. se muestran los costos diferenciales capitalizados y un esquema de las temperaturas en el condensador.



$$\frac{\text{variación de } t_2}{t_c \text{ y } t_1 [t_R]} = \text{constante}$$



$12^\circ\text{C} [t_2 - t_1]$

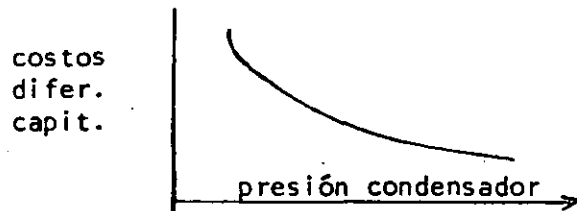
$$[t_c - (t_2 - t_1) - t_1] = [t_c - t_2] : \text{DTT del cond.}$$

La escala inferior abajo de la escala  $[t_2-t_1]$ , se arregla en esa forma de manera que  $t_1 + [t_2-t_1] + [t_c-t_2]$  siempre sea igual a la  $t_c$  dada.

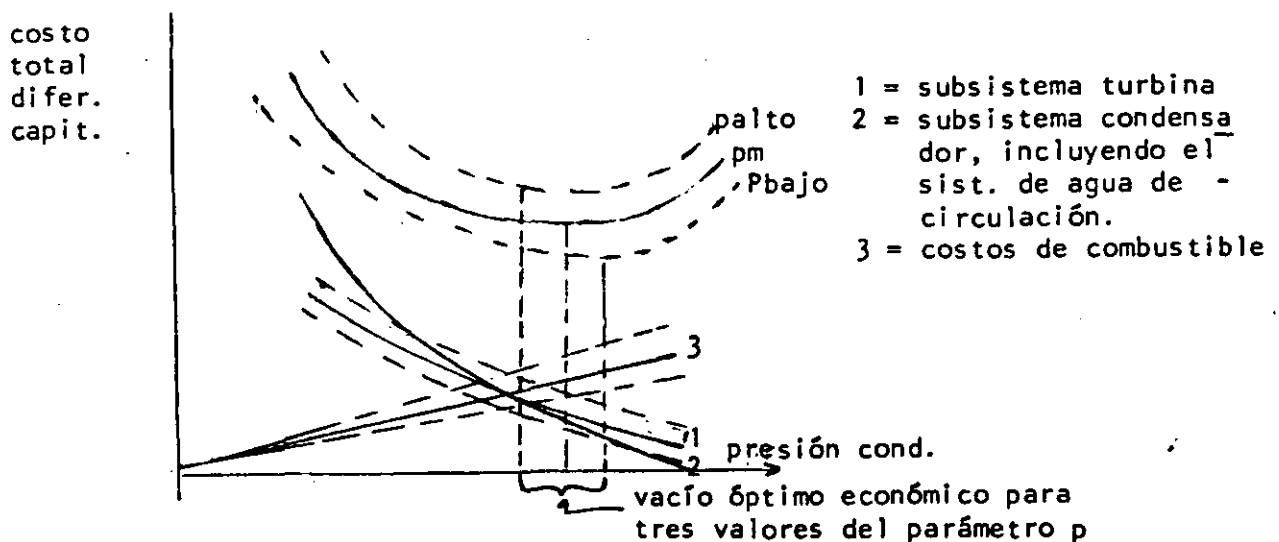
Las curvas de costos diferenciales representan lo siguiente:

- 1 = costo diferencial del condensador, incluyendo los requerimientos de espacios.
- 2 = costo diferencial del sistema de agua de circulación, como ya se mencionó: sistema de tubería, bombas, capitalización de la energía de bombeo, costos de construcción de obra de toma y descarga, costo del agua, tratamiento del agua, etc.
- 3 = óptimo económico para el vacío prescrito

Este cálculo debe repetirse para diferentes vacíos y determinar el costo más económico en función del vacío



d.- COMBINACION Y SUPERPOSICION .- Se debe hacer una combinación y superposición de las curvas óptimas de los subsistemas de turbina y condensador, junto con los costos de combustible, lo que dá el vacío más económico general, según Fig. siguiente.



OTROS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.- El principio y forma de optimización son los mismos, pero se tiene que agregar el subsistema torre de enfriamiento o reemplazar el subsistema de condensador de aire (incluyendo grandes tuberías de vapor de escape de la turbina al condensador de aire).

En el caso de una torre de enfriamiento, el tamaño variable de la torre de enfriamiento dá una temperatura variable de agua de circulación para el condensador y por lo tanto se tiene que calcular la curva óptima del subsistema condensador para una serie de temperaturas de agua y deben combinarse estas curvas con las curvas de tores de enfriamiento de las correspondientes temperaturas de agua. Al final, primero se tiene el óptimo para la temperatura de agua más económica y solo después el correspondiente vacío.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

***CURSOS ABIERTOS***

***TURBINAS DE VAPOR***

*Del 24 al 27 de agosto de 1992*

**A N E X O**

***ING. ALBERTO PLAUCHU***

***AGOSTO - 1992***

TABLA No 1  
TIPOS BASICOS DE ESPECIFICACION

	ESPECIFICACION DE DISEÑO DETALLADO	ESPECIFICACION DE COMPORTAMIENTO
ALCANCE	Se le indica al fabricante o vendedor que hacer y como hacerlo	Se le indica al fabricante o vendedor que características o atributos se requieren del producto final, dejándolo en libertad de seleccionar los detalles.
RESPONSABILIDAD DEL RESULTADO	Normalmente recae sobre el solicitante	Completa sobre el Fabricante o vendedor
CALIFICACION Y CUALIDADES DEL FABRICANTE	Se aceptan fabricantes poco experimentados, pero se necesitan ingenieros solicitantes expertos.	Se canaliza a fabricantes con un buen historial de experiencia y comportamiento
COSTOS	Generalmente resulta mas costoso, pero pueden ser analizadas y separadas muchas partidas de productos, de linea	Es mas difícil separar partidas y se limita la capacidad de analizar los costos parciales del fabricante.
VIGILANCIA Y SUPERVISION DE PROGRAMAS Y DE SUBCONTRATISTAS	Relativamente facil de vigilar	Se dificulta y frecuentemente se detecta un problema cuando es tarde para tomar acciones correctivas
INTERACCIONES	Se requiere una extensa coordinacion es el mejor camino cuando las interacciones son significativas.	Es el mejor camino si las interacciones estan limitadas o no son determinantes.

T A B L A N ° 2

DOS ERRORES FRECUENTES EN LA PREPARACION DE  
ESPECIFICACIONES PARA COMPRA

Especificación demasiado  
genérica y abierta

Especificación demasiado  
estricta o exigente

C O N S E C U E N C I A S

1. -Invita a participar a fabricantes poco experimentados.
2. -Generalmente resultan productos de baja calidad.
3. -Los precios probablemente resulten atractivos.
4. -Los tiempos de entrega serán inciertos.
5. -Las garantías, si existen, serán muy limitadas.

1. -Se limita el número de fabricantes interesados en participar.
2. -Existe el riesgo de tener respuestas limitadas o no tenerlas( Fabricantes que no pueden cumplir con lo solicitado)
3. -Los precios son generalmente muy altos.
4. -La calidad del producto excederá las necesidades reales.
5. -Los tiempos de entrega serán difícilmente cumplidos.
6. -Las garantías excederán las necesidades reales.



## ESTRUCTURA DE UNA ESPECIFICACION DE COMPRA

- CONCEPTO DE ESPECIFICACION
- ESTABLECIMIENTO DE NECESIDADES DEL EQUIPO
- CONDICIONES DE SERVICIO
- CONSIDERACIONES DE SITIOS AMBIENTALES
- FUNCION DEL EQUIPO DENTRO DE LA PLANTA O INSTALACION
- INTERACCION CON OTROS CONCEPTOS DEL EQUIPO O DEL SISTEMA
- HIPOTESIS DE OPERACION, CONDICIONES NORMALES Y EXTREMAS
- ALCANCES DE SUMINISTROS
- CONCEPTOS NO INCLUIDOS EN SUMINISTROS
- ESTANDARES-NORMAS-ESPECIFICACIONES-CODIGOS-REGLAMENTOS APLICABLES
- INTEGRACION NACIONAL
- FABRICACION
- PRUEBA E INSPECCION EN FABRICA Y CAMPOS
- EXPEDITACION

- DIBUJOS, DIAGRAMAS Y MEMORIAS DE CALCULO
- ASEGURAMIENTO DE LA CALIDAD
- PLAZOS DE ENTREGA
- ENTREGAS PARCIALES Y TOTALES
- EMPAQUE Y EMBARQUE
- INSPECCION EXTERNA DE TERCERA PARTE
- DESVIACIONES
- CONDICIONES Y FORMAS DE PAGO
- FINANCIAMIENTO
- PENALIZACION Y CREDITOS
- EVALUACION
- GARANTIAS Y PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO
- ARBITRAJE
- CANCELACION
- PROGRAMA DE FABRICACION
- SUPERVISION

## CARACTERISTICAS FUNDAMENTALES DE ESPECIFICACION

- CLARIDAD
- CONGRUENCIA CON RECURSOS DISPONIBLES
- PRECISION
- APERTURA UNIFORME PARA CONCURSANTES
- REFERENCIAS NECESARIAS
- TERMINOS COMERCIALES
- DESVIACIONES Y ALTERNATIVAS
- ACEPTACION DE OFERTAS
- DESCALIFICACION
- EVALUACION
- PENALIZACION
- FACTIBILIDAD ECONOMICA

## PROPOSITO DE CODIGOS Y NORMAS

- SEGURIDAD
- CALIDAD
- COMPRA
- PRUEBAS
- FUNCIONAMIENTO
- MEDICION
- COMERCIAL

ESTABLECIMIENTO Y APLICACION DE  
CODIGOS Y ESPECIFICACIONES

- NACIONALES-EXTRANJEROS-INTERNACIONALES
- OFICIALES-NACIONALES-PARTICULARES
- CRITERIO EN MEXICO PARA APLICACION
- DISEÑADOR
- COMPRADOR
- FABRICANTE
- INSPECTOR
- COMPAÑIA DE SEGUROS
- AUTORIDADES
- USUARIOS

TIPOS DE REFERENCIAS

- CODIGOS
- NORMAS
- ESTANDARES
- ESPECIFICACIONES
- RECOMENDACIONES
- GUIAS DE DISEÑO
- PROCEDIMIENTOS

---

FUENTES DE GENERACION DE DOCUMENTOS  
DE CODIGO Y ESPECIFICACIONES

- INSTITUCIONES DE NORMALIZACION  
Nacional/Internacional
- ASOCIACIONES PROFESIONALES
- ASOCIACIONES DE FABRICANTES
- ASOCIACIONES DE USUARIOS
- AUTORIDADES-LOCALES/ESTATALES/FEDERALES
- CAMARAS INDUSTRIALES Y DE COMERCIO