

300617



# UNIVERSIDAD LA SALLE

54  
26

ESCUELA DE INGENIERIA  
INCORPORADA A LA U.N.A.M.

Evaluación Técnica y Económica de la  
sustitución de válvulas reductoras de presión  
por turbinas de vapor de presión media en  
una planta generadora de vapor.

TESIS PROFESIONAL  
PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A  
GUSTAVO ALBERTO MORENO AYALA

DIRECTOR DE TESIS: ING. JOSE ALFREDO HEREDIA NAVARRO

MEXICO, D. F.

TESIS CON  
VALIA DE ORIGEN

1992



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

# I N D I C E

CAPITULO	DESCRIPCION	PAGINA
	INTRODUCCION.....	1
1	PANORAMA ENERGETICO EN MEXICO Y EN EL MUNDO.....	2
	1.1 Panorámá Energético Mundial.....	2
	1.2 Panorámá Energético Nacional.....	5
	1.2.1 Reservas de Energía.....	7
	1.2.2 Oferta y Demanda.....	8
	1.2.3 Problemática Actual.....	10
	1.3 Escenarios Futuros de Demanda de Energía.....	15
	1.3.1 Demanda de Energía (Escenarios 1989-1994).....	15
	1.3.2 Expectativas a Largo Plazo.....	18
	1.4 Oferta de Energía.....	18
	1.4.1 Recursos Energéticos.....	18
	1.4.2 Oferta de Hidrocarburos.....	19
	1.4.3 Oferta de Electricidad.....	21
2	DESCRIPCION DE LA PLANTA DE SERVICIOS AUXILIARES.....	23
	2.1 Descripción de una Planta de Vapor Simple.....	23
	2.1.1 Condensación en el Transporte.....	24
	2.2 Válvulas Reductoras de Presión.....	29
	2.3 Descripción de la Planta a Analizar.....	31
	2.3.1 Nivel de Operación y Eficiencia de Equipos...31	31
	2.3.2 Fugas de vapor y Desfogues.....	33
	2.3.3 Datos Globales de Operación.....	37
	2.3.4 Costos.....	40
	2.4 Balances de Energía.....	41
	2.4.1 Balances de Energía en las Valv. Reductoras...41	41
	2.4.2 Balances de Energía de las Turbinas de Vapor...47	47
	2.4.3. Exergía y Disponibilidad.....	52
3	DESCRIPCION DE LA TURBINA DE VAPOR.....	61
	3.1 Turbinas de Vapor.....	61
	3.2 Descripción General.....	66
	3.2.1 Regulador de Velocidad.....	66

3.2.2	Regulador de Velocidad Tipo Woodward.....	67
3.2.3	Válvulas de Regulación.....	67
3.2.4	Válvula de Emergencia.....	67
3.2.5	Regulador de Disparo por Sobrevelocidad.....	67
3.2.6	Válvulas Manuales.....	69
3.2.7	Cojinetes Principales.....	69
3.2.8	Cojinetes de Empuje.....	70
3.2.9	Anillos de Lubricación.....	70
3.2.10	Sellos del Eje.....	71
3.2.11	Sistema de Lubricación Forzada.....	72
3.2.12	Componentes Típicos del Sistema de Lubricación Forzada.....	72
3.2.12.1	Bomba Principal de Aceite.....	72
3.2.12.2	Bomba Auxiliar de Aceite (Accionada por Motor Eléctrico).....	72
3.2.13	Agua de Refrigeración para las Turbinas lubricadas por Anillos.....	75
3.2.14	Sistema de Evacuación de los Sellos.....	75
3.2.15	Control de Velocidad.....	75
3.2.16	Protección contra Incendio.....	77
3.3	Instalación.....	78
3.3.1	Desembalaje e Inspección.....	78
3.3.2	Limpieza.....	78
3.3.3	Cajas de Empaquetaduras.....	78
3.3.4	Cajas de Cojinetes.....	78
3.3.5	Reguladores.....	79
3.3.6	Selección y Preparación de la Cimentación.....	79
3.3.7	Alineación de la Turbina y de la Máquina Accionada.....	79
3.3.8	Cálculo del Efecto de los Cambios de Calor.....	80
3.3.9	Alineación de la Turbina y la Máquina Accionada sobre la Cimentación.....	80
3.3.10	Lechada de Cemento.....	81
3.3.11	Conexión de la Tubería de Vapor.....	81
3.3.12	Tubería de Escape.....	83
3.3.13	Tubería de Admisión de Vapor.....	88
3.3.14	Soportes de Tubería.....	89
3.3.15	Conexión de Desagües.....	90
3.3.16	Conexión de la Tubería de Agua.....	91
3.3.16.1	Tubería Lubricada por Anillos.....	91
3.3.16.2	Tubería Lubricadas a Presión.....	91
3.3.17	Válvula de Alivio.....	91
3.3.18	Arranque Inicial.....	91
3.3.19	Almacenamiento.....	93
3.4	Cálculo de las Tuberías para la Conducción de Vapor.....	94
3.4.1	Consideraciones Fundamentales.....	94
3.4.2	Determinación de la Caída de Presión y del Tamaño.....	95

3.4.3	Ecuación para el Movimiento o Flujo de Fluidos.....	95
3.4.4	Pérdidas Diversas por Fricción.....	96
3.4.5.	Factores Económicos.....	99
3.4.6	Esfuerzos en los Tubos.....	100
3.4.7	Esfuerzo Circunferencial.....	100
3.4.8	Esfuerzos Combinados.....	101
3.4.9	Esfuerzos de Flexión.....	101
3.4.10	Flexión en los Tubos.....	102
3.5	Instrucciones para la Operación.....	104
3.5.1	Procedimiento de Arranque.....	104
3.5.2	Prueba de Faro por exceso de Velocidad.....	106
3.5.3	Diariamente.....	106
3.5.4	Semanalmente.....	106
3.5.5	Mensualmente.....	107
3.5.6	Anualmente.....	107
3.5.7	Dispositivos de Protección y Limpieza del Vapor.....	107
4	EVALUACION ECONOMICA.....	109
4.1	Consideraciones Teóricas.....	109
4.1.1	Relación Beneficio-Costo.....	109
4.1.2	Tasa de Retorno.....	109
4.1.3	Período de Recuperación de la Inversión.....	109
4.2	Precio de Turbinas.....	110
4.3	Otros Costos: Mantenimiento y Operación.....	110
4.4	Cuantificación de Ahorros.....	114
4.4.1	Cálculo de Cuantificación de Ahorros.....	114
4.5	Cálculo de la Tasa de Retorno (Método del Valor Presente).....	118
4.6	Cálculo del Período de Recuperación.....	120
4.7	Cálculo de la Relación Beneficio-Costo.....	121
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	123
	GLOSARIO.....	127
	BIBLIOGRAFIA.....	130

## INTRODUCCION

En la actualidad, nuestro país esta viviendo un proceso de adecuación a un mercado de competencia en donde la industria nacional se encuentra en desventaja por la presencia de empresas con mayor tecnología y organización, además de menores costos de producción.

El reto que enfrentan diversas empresas es la disminución de costos o la desaparición de fuga de energía; la energía es uno de los aspectos en los cuales se pueden alcanzar resultados inmediatos de alta rentabilidad, ya que la idea de que estábamos en un mar de petróleo y el contar con precios muy bajos a nivel internacional, permita ese despendio sin que las empresas se vieran afectadas,

El presente trabajo toca una de las posibilidades de disminución de costos al aprovechar el frecuente sobredimensionamiento de calderas en las áreas de servicios de plantas grandes, integrando energéticamente las diversas áreas y suplir el consumo de energía eléctrica externa por energía autoproducida en aprovechar el potencial de trabajo que se pierde en válvulas reductoras de presión. Así éste trabajo da una breve explicación de la situación que vive el mundo y México en cuestión de producción y consumo de Energía, y las expectativas en años futuros.

El problema del ahorro de energía que es el principal objetivo de este trabajo se enfoca en una planta de servicios auxiliares (planta de vapor simple), del Centro Petroquímico Independencia de PEMEX en San Martín Texmelucan, Puebla, cuya función básica es producir metanol y duodecibenceno, que tiene excedentes de vapor en puntos donde se localizan válvulas reductoras de presión, la solución que se propone en este trabajo es aprovechar esas fugas por medio de la sustitución de las válvulas reductoras de presión por turbinas de vapor de presión media, el vapor aprovechado se transformará en energía eléctrica, la cual, se venderá a CFE con el propósito de obtener excelentes ganancias. Al decir que se obtendrán excelentes ganancias es porque se llevaba acabo en este trabajo una evaluación económica de la propuesta para disminuir los excedentes de vapor y una descripción del tipo de turbinas de vapor que se emplearán y recomendaciones de como diseñar tuberías de vapor.

Todo esto da como resultado una solución muy efectiva para el ahorro de vapor, y la obtención de beneficios que ayudan al desarrollo de la planta y del país.

## 1 PANORAMA ENERGETICO EN MEXICO Y EN EL MUNDO

### 1.1 PANORAMA ENERGETICO MUNDIAL

La creciente interrelación entre energía, sociedad y economía, obliga a cualquier ingeniero, en la actualidad, a estudiar los medios y procedimientos para realizar diagnósticos que permitan garantizar la eficiencia de cualquier instalación donde se consuma energía. La energía puede servir como impulso al desarrollo, pero también puede frenarlo si se le da un uso dispendioso. Para que la energía sirva efectivamente a aquel fin, es imperativo tanto producirla en cantidad y calidad suficiente, como darle una utilización apropiada.

Entre 1925 y 1975 la población mundial creció en más de un 100 % y el producto mundial bruto se multiplicó por seis en términos reales. En ese mismo lapso el consumo mundial de energía creció a la par del producto mundial bruto, multiplicándose también por seis al pasar de 38 a 215 quads ( 3,553 a 37,070 millones de barriles de petróleo crudo equivalente por año ). Durante el mismo periodo el consumo mundial de energía eléctrica pasó de 190 TWh. a 6,480 TWh. en 1975. Adicionalmente al consumo de energía llamada "comercial", existe un consumo de energía a partir de la leña y el carbón vegetal, particularmente importante en los países en desarrollo, representando así entre el 50 y 75 % de energía comercial mundial en 1925 y sólo entre el 9 y 15 % en 1975. (ver fig.1.1/1)

Tanto en la producción como en el consumo de energía existen diferencias importantes entre los Países Industrializados, los Países en Desarrollo y los Países de Economía Centralizada.

La Producción Mundial Total de Energía Primaria Comercial, creció a una tasa anual promedio de 3.2 % entre 1970 y 1978.

La contribución porcentual de los Países Industrializados a la oferta mundial de energía disminuyó moderadamente entre 1970 y 1978.

Los Países de Economía Centralizada continuó creciendo a la misma medida y la de los Países en Desarrollo ha permanecido prácticamente constante.

Por lo que se refiere a consumo de energía, desde 1978 más de la mitad del consumo mundial correspondía a los países Industrializados. Los países de Economía Centralizada dependen en más de un 50 % de combustibles sólidos, mientras que los países en Desarrollo obtienen alrededor de dos terceras partes de la energía que consumen del petróleo y más de 3/4 partes de ella, de los hidrocarburos.

Por lo que se refiere a consumo per cápita, las diferencias entre países industrializados y el resto del mundo son dramáticas, la energía consumida por habitante en los países Industrializados es entre 15 y 20 veces mayor que la consumida por los países en desarrollo y tres veces mayor que la correspondiente a los países de Economía Centralizada. (ver figura 1.1/2)

En la actualidad el mercado internacional de hidrocarburos es frágil y con alta volatilidad de precios; el exceso de oferta potencial sobre la demanda, se ubica entre 7 y 8 MMED. Por el lado de la demanda, si bien la relación entre crecimiento económico y consumo de petróleo aun se mantiene por debajo de la unidad, particularmente en

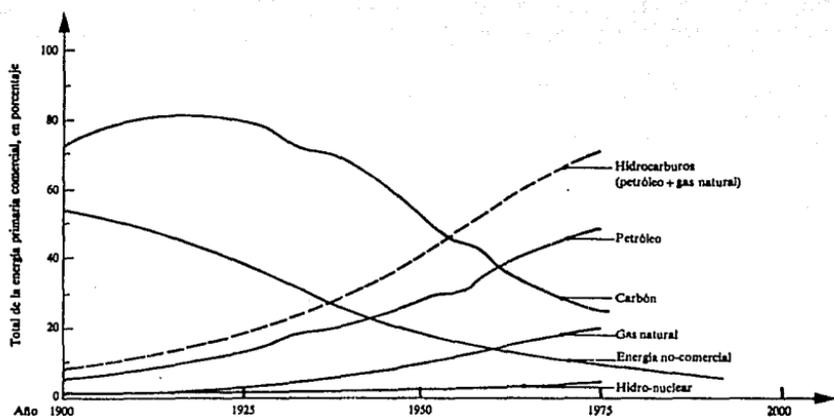


Fig. 1.1/1 Composición porcentual del consumo mundial de energía a lo largo del tiempo según las principales fuentes (se consideró como 100% al total de energía primaria comercial)

los países industrializados a partir de 1987 se observa de nueva cuenta un mayor grado de asociación entre estas dos variables.

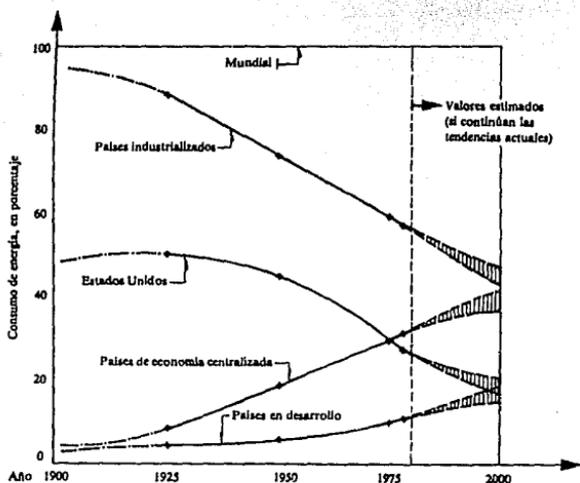


Fig. 1.1/2 Consumo de energía de diferentes grupos de países como porcentaje del consumo mundial.

La experiencia del último decenio muestra que los precios internacionales del petróleo responden a elementos de naturaleza muy variada. A corto plazo, factores coyunturales del propio mercado petrolero, junto con expectativas de los participantes y decisiones políticas, determinan en buena medida su comportamiento. A largo plazo, las fuerzas subyacentes de la oferta y de la demanda de petróleo establecen los niveles de equilibrio de los precios de este recurso.

En diversos escenarios se considera que en los próximos años (por lo menos hasta mediados de los noventa) persistirá un significativo exceso de capacidad instalada de producción de petróleo, ubicada básicamente en el Golfo Pérsico. En tanto perdure tal excedente, se mantendrá el desequilibrio estructural del mercado petrolero internacional y, en consecuencia, habrá constantes presiones sobre los precios, dando paso a una situación de incertidumbre y con altas probabilidades de caer en crisis recurrentes.

Una situación de equilibrio del mercado y de mayores niveles de precios pudiera ser alcanzada en el transcurso de la próxima década, en la medida en que un aumento moderado de la demanda, combinado con

una disminución gradual de la producción de petróleo de diversos países con reservas declinantes, permitirá acercar los niveles de producción de la OPEP a su capacidad instalada ( en donde su demanda llega a niveles cercanos a 22.0 MMBD (MMBD = Millones de barriles de diarios) en 1985, con ello su participación en la producción mundial excede al 40 %, comparado con un mínimo de 34 % en 1985 ).

El reto, a nivel mundial, es como conducir el mercado petrolero internacional a una situación estable y con precios razonables.

Para los años que restan de este siglo, se prevee que la demanda mundial de petróleo crecerá a tasas moderadas, entre 0.8 % y 1.2 %, promedio anual; se considera que serán los países en desarrollo los que observen los mayores crecimientos en su consumo de petróleo, como reflejo de un crecimiento económico relativamente más elevado, siempre y cuando resuelvan sus problemas financieros, y de una capacidad limitada para generar el capital requerido para desarrollar fuentes alternativas de energía.

Por el lado de la oferta, aun cuando diversos países en desarrollo continuarán incrementando su producción de petróleo, los descensos en países con reservas declinantes como Estados Unidos y Gran Bretaña, comenzarán a sobrecompensar los aumentos de los primeros, con lo que la producción de la OPEP podría alcanzar el 80 % de la capacidad instalada hacia mediados de los noventa.

Se espera que el petróleo siga siendo la principal fuente de energía primaria, aún cuando su importancia relativa podría verse disminuida de 37.6 % en 1988 a cerca de 35 % para el año 2000. Otros combustibles fósiles como el carbón y particularmente, el gas natural aumentarían su participación; en menor medida, lo hará la energía nuclear.

## 1.2 PANORAMA ENERGETICO NACIONAL

El sector energético nacional ha tenido un desarrollo acelerado. Entre 1960 y 1972 su tasa anual promedio de crecimiento fue de 9.3 %. Hasta 1970, México fue prácticamente autosuficiente en recursos energéticos. Pero el consumo que crecía a una tasa más elevada que la Oferta Nacional hizo que en 1970 y 1973 se importasen cantidades mayores, aunque aun relativamente pequeñas en petróleo y carbón. Esto demostraba una cierta dependencia con el exterior.

Con los descubrimientos de nuevos yacimientos petroleros, descubiertos en el sureste del país. México se convierte en un importante exportador de hidrocarburos. Esto constituye la fuente principal de Energía Primaria del país ( casi 90 % del total ) y la obtención de más divisas.

El Sector Energético ha desempeñado un papel preponderante en las transformaciones que ha experimentado el país en su historia reciente y en sus vinculaciones con el exterior. La importancia y el carácter estratégico del Sector Energético en la economía nacional es evidente:

- Proporciona la energía necesaria para el funcionamiento y expansión para el aparato productivo y para la elevación del bienestar social.

- El sector aporta el 4.2 % del PIB (1988) y emplea de manera directa a más de 300 mil personas.
- La inversión realizada del sector, respecto del total del sector público fue 34.6 % en 1988 (40.6 % en 1982).
- Entre 1983-1988, sus aportaciones fiscales sumaron alrededor de 180 billones pesos, a precios del 1988, que significa una participación promedio de 43 % en los ingresos de la federación. Para 1988, dicha participación fue de 35 %.
- En 1988, participó con 32.5 % de las exportaciones totales de mercancías (77 % en 1982); entre 1983 y 1988, el sector aportó cerca de 70 mil millones de dólares, por concepto de exportaciones petroleras.
- La dinámica de los cambios experimentados por el Sector Energético en los últimos 25 años, particularmente entre 1976 y 1982, en algunos casos llegó a superar a la observada por la economía nacional en su conjunto. En el último cuarto de siglo, la producción de energía primaria se multiplicó por cinco y el consumo nacional por 3.5 veces.

En la actualidad, se cuenta con un Sector Energético limitado para responder con la velocidad que requiere el crecimiento esperado del país, después de haber pasado por un periodo de crisis que obligó a reducir los gastos y, aun cuando se mantiene el suministro energético, se restringieron las inversiones en exploración y desarrollo de campos petroleros, en capacidad de refinación y almacenamiento, así como en instalaciones de generación, transmisión y distribución de electricidad, y en el mantenimiento del conjunto de estas instalaciones.

Las soluciones que se planteen para el sector energético deben ser enfocadas en una visión de largo plazo para cambios a fondo y de corto plazo para ajustes como utilizar la energía con mayor eficiencia. En la prensa nacional, de manera reciente, se dió la noticia de que para 1991 nuestro país disminuía por octavo año consecutivo las reservas probadas de crudo. Este aspecto debe alertar sobremanera a que se tomen medidas para realizar un ajuste en los niveles de consumo energético para todas las actividades de la economía ya que correríamos el riesgo de pasar de ser un país exportador (en épocas de precios bajos), a un país netamente importador en las cercanías del año 2000 (en época de precios altos)

## 1.2.1 RESERVAS DE ENERGIA

### a) Hidrocarburos

Las Reservas Totales Probadas de hidrocarburos han crecido enormemente en los últimos años, 1,965 millones de barriles de petróleo crudo equivalente en 1960 a 72,070 de millones de barriles en 1981. Las Reservas Totales Probables se estimaron para Marzo de 1981 en 45,000 millones de barriles de petróleo crudo equivalente, y alcanzaron en Agosto de 1982 una cifra de 900,000 millones de barriles.

Las Reservas Totales Potenciales, que incluyen a las Probadas y a las Probables, se estima que ascienden a 250,000 millones de barriles de petróleo crudo equivalente. La Producción de Reservas Probadas a producción paso de 23.2 años en 1976 a 60 años en 1981 y a 55 años en 1982. La producción de petróleo paso de 486,600 barriles diarios en 1970 a 2'850,000 barriles diarios en 1982; de estos últimos se destinaron a la exportación y el resto al consumo interno.

### b) Carbón

Las Reservas Probables de carbon representan aproximadamente un 10 % de las de los hidrocarburos ( aunque las cifras de hidrocarburos crecen rapidamente ) y las reservas potenciales de carbon superan el 5 % de los hidrocarburos.

La Producción de Carbón en el país ha estado relacionado con el desarrollo de la industria siderúrgica, porque todo el desarrollo siderúrgico se encamina a la exploración de carbones coquizables. Las reservas de carbon coquizable podrán satisfacer la demanda nacional previstas, sin embargo, hasta la fecha la oferta nacional de este insumo ha sido insuficiente para satisfacer la demanda.

### c) Uranio

A finales de los 70's menos del 10 % del territorio nacional habia sido explorado en busca de uranio. En 1982 por medio de investigaciones se dice que ( cerca de 450,000 km<sup>2</sup> ) se consideran favorables a la presencia de uranio en los territorios de Chihuahua, Nvo. Leon, Tamaulipas, Sonora, Durango, San Luis Potosi, y Oaxaca. Dada la aun relativamente escasa actividad de exploración de este recurso realizada en el país hasta la fecha se considera que casi la mitad del territorio nacional presenta características geológicas y geofísicas favorables.

### d) Energía Hidroeléctrica

En 1979 la capacidad instalada en las plantas hidroeléctricas era de 5,550 MW. habiéndose generado 17,800 GWh. ( equivalentes a unos 14 millones de barriles de petróleo crudo equivalente ) o cerca del 30 % del total de energía eléctrica generada durante ese año. Para 1981, la capacidad instalada alcanzo 6,550 MW, sin embargo, se piensa que actualmente se aprovecha el 15 % del potencial eléctrico identificado.

### e) Geotermia

Aún no se ha realizado una evaluación completa del potencial geotérmico de México, pero las posibilidades de que la geotermia como fuente energética parecen muy favorables ( algunos lugares localizados en Cerro Prieto, Baja California y Los Azufres, Michoacan ). A finales de 1981 la capacidad instalada para la generación de energía eléctrica era de 180 MW. ( Cerro Prieto ) , con otras en proceso de construcción para una generación total de 440 MW.

#### 1.2.2 OFERTA Y DEMANDA

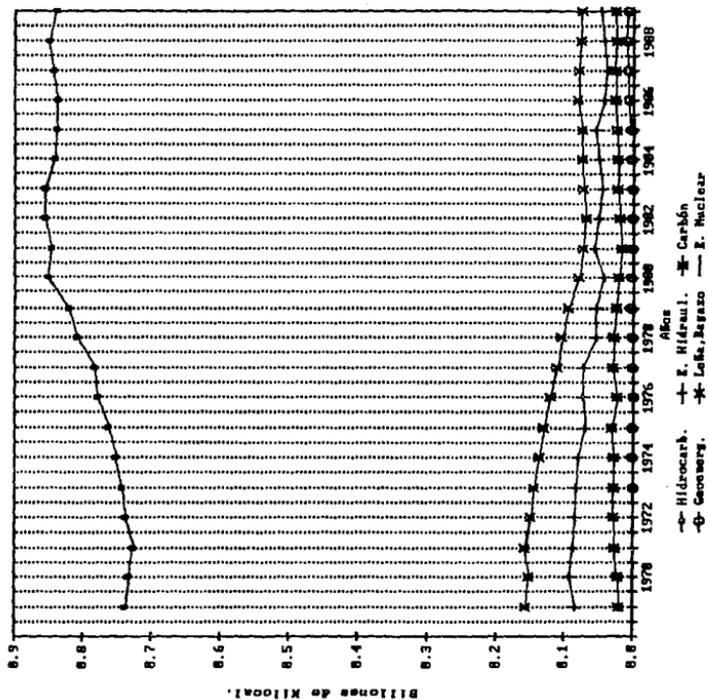
Por lo que respecta a la Oferta y Demanda histórica de energía puede señalarse lo siguiente:

- 1) Los precios de los energéticos al consumidor se han mantenido en México bajos y relativamente estables durante los 70's. A partir de 1980, se dio inicio a una política de ajuste de precios hacia niveles de precios internacionales.
- 2) La oferta de recursos energéticos está controlada en toda su totalidad por el Estado.
- 3) México puede considerarse entre los 20 mayores productores de energía y dentro de los países en desarrollo, consumidor relevante
- 4) La dinámica de la demanda de energía primaria y la energía secundaria han sido históricamente diferentes, teniendo la primera una tasa de crecimiento más rápida que la segunda:
- 5) La estructura de la oferta de energía primaria con destino interno ha permanecido prácticamente igual en los últimos 10 años, sustentándose principalmente en los hidrocarburos.  
En 1972 y 1989 la composición de la oferta por fuentes energéticas era la siguiente que se presenta, con sus respectivas graficas:

	Hidrocarb.	Carbón	E.Hidraul.	Geoterm.	Leña y Bagazo
1969	73.7%	2.03%	8.57%		15.67%
1972	73.6%	2.85%	8.57%		14.91%
1979	82.1%	2.52%	5.37%	0.3%	9.59%
1985	84.0%	2.53%	5.51%	0.34%	7.52%
1989	83.9%	2.72%	4.73%	0.9%	7.58%

( Ver grafica 1.2.2/1 )

Estructura de Oferta de E. Primaria  
1969 - 1989



Gráfica I.2.2/I

6) La estructura de la demanda interna de energía (ver graficas 1.2.2/2, 1.2.2/3, 1.2.2/4, 1.2.2/5) por los principales destinos eran en :

	Industria	Transp.	Doméstico	Agrícola	Otros	S.Energ.
1969	24.2%	19.3%	19.9%	2.38%	3.7%	19.9%
1972	25.4%	21.9%	19.9%	2.36%	4.3%	18.0%
1975	26.5%	23.3%	19.0%	2.65%	4.8%	15.0%
1979	24.3%	23.0%	14.6%	2.30%	5.2%	10.3%
1980	21.1%	21.9%	13.4%	2.13%	4.8%	8.8%
1985	23.0%	20.6%	13.6%	1.81%	7.8%	7.8%
1989	22.1%	22.6%	14.1%	1.81%	9.0%	7.5%

7) Por lo que le toca a la energía secundaria la mayor parte de la demanda se cubre con productos petrolíferos.

8) Por lo que se refiere al consumo Energetico del Sector Industrial su planificación se practica en forma fragmentada.

En todo lo anterior no se contabiliza el consumo a partir de la leña y el carbón vegetal, de gran importancia en las comunidades rurales.

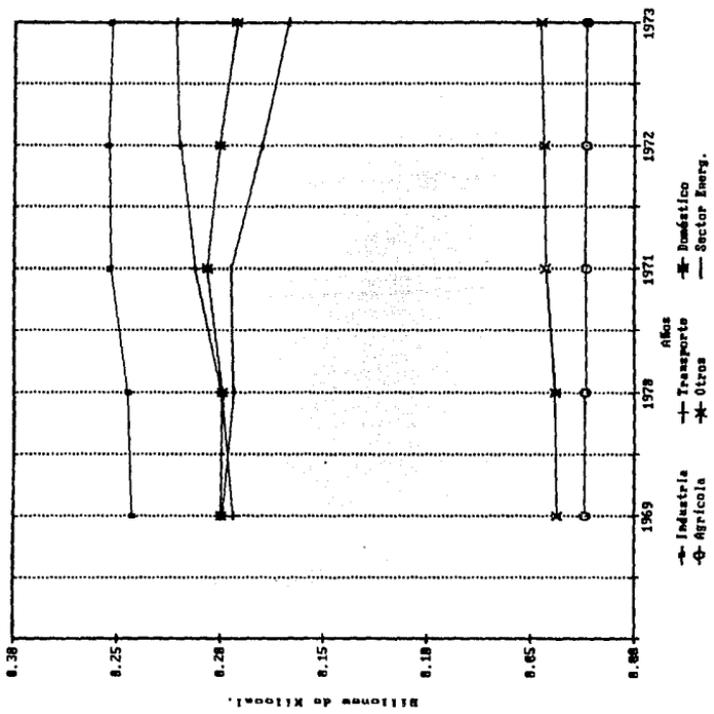
### 1.2.3 PROBLEMÁTICA ACTUAL

Por lo que se refiere al mercado interno de energía, se observa que la demanda mantiene una alta relación con el comportamiento de la economía en su conjunto. Asociado al dinamismo de la economía y un desfase de los precios y tarifas, el consumo de energía observo, entre 1970 y 1982, un crecimiento medio de 8 %, llegando en algunos años a registrar tasas de hasta dos dígitos. A partir de 1983, dicha tendencia se modifica y de hecho para 1988 el nivel de consumo es apenas 1.9 % superior al registrado en 1982.

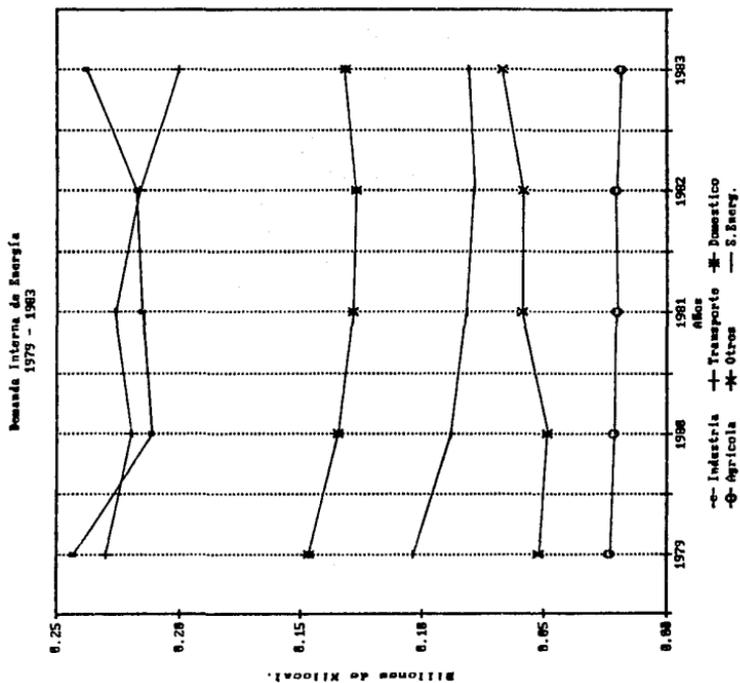
En éste comportamiento cabe destacar la evolución desigual del consumo de productos refinados y el de electricidad: los primeros crecieron en 1.7 % como promedio para el lapso 1983-1988, en tanto que la electricidad lo hizo en 4.9 %. Tal comportamiento fue reflejo de la caída en el ritmo de la actividad económica y, en menor medida, de incrementos en precios y tarifas.

Los esfuerzos realizados para promover el ahorro y uso eficiente de energía no llegaron a ejecutarse dentro de un programa integral y de amplia participación, por lo que las acciones llevadas a cabo resultaron limitadas. México mantiene una alta relación entre el crecimiento del consumo de energía y del PIB que aún supera la unidad

**Demanda Interna de Energía  
1969 - 1973**

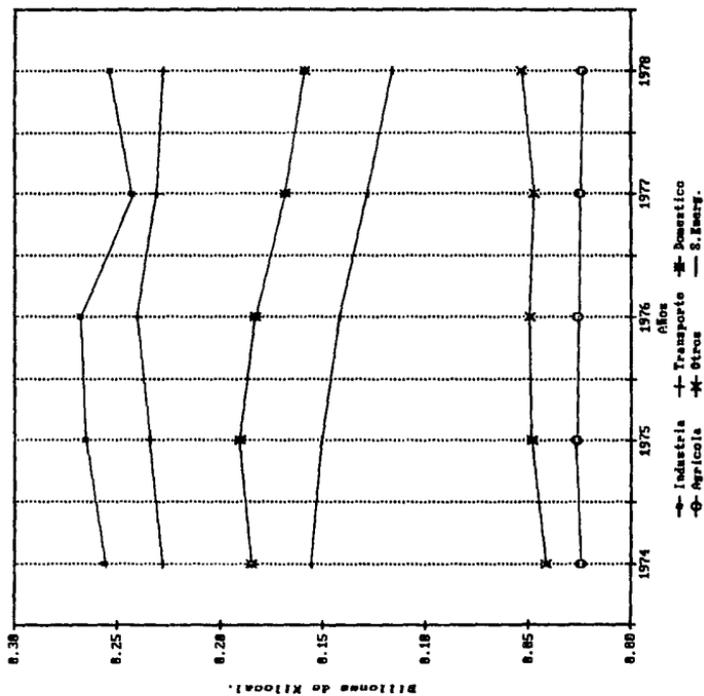


Gráfica I.2.2/2

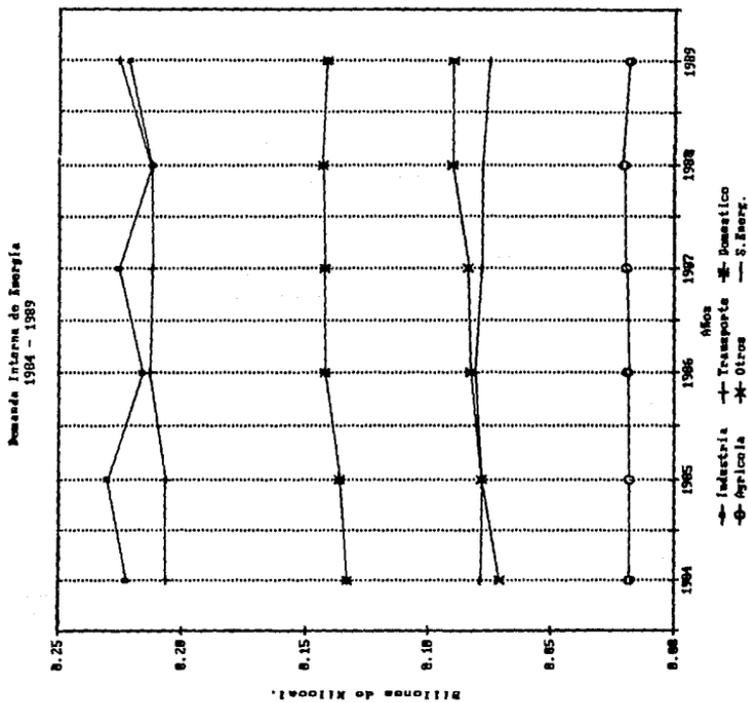


Gráfica I.2.e/3

Demanda Interna de Energía  
1974 - 1978



Gráfica I.2.2/4



Gráfica I.2.2/5

(1.5), cuando que en otros países se presentan coeficientes en torno al 0.5 .

Ante la perspectiva de remontar la senda del crecimiento económico sostenido y avanzar en el proceso de industrialización del país, resulta necesario actuar decididamente en la racionalización de la demanda, fortaleciendo el carácter prioritario del ahorro y el uso eficiente de la energía. Persiste en el país un importante potencial de ahorro en sectores como el industrial y el de transporte y, particularmente, en el propio sector energético, cuyo aprovechamiento es normalmente mucho menos costoso que la producción adicional de una cantidad equivalente de energía.

Es importante dejar claro que en México el consumo por habitante aun es bajo y todavía hay demandas insatisfechas; además, el nivel de intensidad energética es relativamente alto, particularmente en la industria, por lo que un proceso de crecimiento sostenido requerirá de mucho más energía.

### 1.3 ESCENARIOS FUTUROS DE DEMANDA Y OFERTA DE ENERGIA

#### 1.3.1 Demanda de Energía (Escenarios 1989 - 1994)

Las proyecciones realizadas, toman como base el escenario macroeconómico planteado en el Plan Nacional de Desarrollo; de ahí, se considera el comportamiento del PIB en sus términos agregados y por principales sectores, la evolución prevista de la formación bruta de capital fijo y la correspondiente a la población, así como una política realista en materia de precios y tarifas. Además, se incorporan a los ejercicios realizados, mayores esfuerzos de ahorro de energía, a fin de contrastar con el escenario base.

Las proyecciones, se presentan en forma de intervalos para cada una de las variables incluidas para el periodo 1989-1994. Durante el lapso considerado, la demanda interna total de energía, que incluye hidrocarburos, electricidad y otras fuentes ( carbón, leña y bagazo de caña ), muestra el siguiente comportamiento, en términos de Tasa Media Anual de Crecimiento ( TMAC ) :

	TMAC (%)		
	1989-1991	1992-1994	1989-1994
<b>Demanda de Energía</b>	4.2-4.9	5.0-5.5	4.6-5.2

Con tales ritmos de crecimiento, al final del periodo considerado, la demanda total de energía resulta superior a la registrada en 1988, en un nivel entre 31 % y 36 %. En estas proyecciones, el consumo de energía por habitante muestra la siguiente estimación:

	1988	1990	1992	1994
Consumo Per-cápita 1/	9.7	10.1	10.6	11.3

1/ Barriles equivalentes de petróleo crudo por habitante.

Como se menciona a lo largo del Programa Nacional de Modernización Energética, el ahorro y el uso eficiente de energía constituye una de las prioridades de la política energética sobre todo cuando que en el país existen potenciales de ahorro importantes. No obstante, es fundamental reconocer los límites realistas y los plazos de maduración de éste esfuerzo, en una perspectiva donde el país retoma la senda del crecimiento, la industrialización y la urbanización. Por ello, en el periodo considerado no es factible esperar una caída en el nivel absoluto del consumo, pero si en términos relativos.

Con mayores esfuerzos de ahorro de energía, las simulaciones realizadas muestran tasas de crecimiento de la demanda de energía alrededor de 0,7 puntos porcentuales por debajo de las señaladas. Ello significa una demanda casi 4.0 % inferior hacia 1994, que representa alrededor de 100-110 mil barriles diarios de petróleo crudo equivalente.

Para el caso de los productos derivados del petróleo o refinados, su evolución en términos de ventas internas, se prevee como sigue:

	TMAC (%)		
	1989-1991	1992-1994	1989-1994
Demanda de Refinados	5.3-6.2	4.4-4.9	4.8-5.6

Con esfuerzos de ahorro más intensivos, se prevee una menor dinámica en la demanda de refinados, que para 1994 implica un nivel de consumo inferior a 65-75 mil barriles diarios ( MBD ).

A nivel de los principales productos refinados, a continuación se presenta su comportamiento previsible, tanto en términos de tasas medias anuales de crecimiento como de volúmenes absolutos para 1994.

A los niveles de consumo señalados en la tabla siguiente, hay que agregar el autoconsumo de refinados de PEMEX, tanto energético como materia prima para la petroquímica; dicho autoconsumo se estima del orden de los 270 MBD para 1994 ( actualmente se ubica en torno a 210 MBD ).

	TMAC (%)			MBD	
	1989-1991	1992-1994	1989-1994	1988	1994
<b>Total</b>	5.3-4.3	4.4-4.9	4.8-5.6	1206	1601-1671
<b>Gas L.P.</b>	3.4-4.3	4.2-4.5	3.8-4.4	180	225-233
<b>Gasolinas</b>	6.6-7.6	4.8-4.5	5.7-6.5	361	503-528
<b>Diesel</b>	2.8-3.5	4.5-5.0	3.6-4.2	184	228-236
<b>Combustoleo</b>	6.6-7.5	4.2-4.9	5.4-6.2	398	545-572
<b>Otros</b>	3.1-3.5	3.2-3.5	3.2-3.5	83	100-102

En lo que respecta a la demanda de electricidad, el comportamiento previsto, en términos de las ventas internas se ilustra de la siguiente manera:

	TMAC (%)		
	1989-1991	1992-1994	1989-1994
<b>Demanda de Electricidad</b>	6.4-7.1	6.6-7.3	6.5-7.2

En términos de volúmenes de ventas, para 1994, se prevén los siguientes niveles:

	TWH			
	1988		1994	
	Ventas	Generación	Ventas	Generación
<b>Demanda de Electricidad</b>	81.9	101.9	119-124	146-152

Al agregar los volúmenes de ventas internas de electricidad, las trayectorias previsibles de sus usos propios, pérdidas y exportaciones, se obtiene la generación bruta de electricidad; con respecto a la generación bruta registrada en 1988 (101.9 TWh) para 1994 esta resulta superior en un rango de entre 43 % y 49 %.

En el caso de la demanda de electricidad, la incorporación de mayores esfuerzos de ahorro da como resultado una tasa media anual de crecimiento en torno al 6.3 %, lo que significa llegar a 1994 con una menor demanda (3.3%) equivalente a casi 4,000 GWh.

### 1.3.2 Expectativas a Largo Plazo

El comportamiento esperado de la demanda de energía a largo plazo por el Estado muestra la importancia de actividades de ahorro dentro de una planeación adecuada del desarrollo del sector energético.

Para el periodo 1995-2010, las previsiones de la demanda de energía toman como base un crecimiento sostenido de la economía; un menor crecimiento demográfico; y, una consolidación de los esfuerzos en materia de ahorro y uso eficiente.

El ejercicio muestra el siguiente comportamiento para el total de la demanda interna de energía, así como para la correspondiente a productos refinados y electricidad. Un escenario en el cual el crecimiento demográfico fuera mayor o que las actividades de ahorro fueran insuficientes darían cifras mucho mayores a las que se presentan a continuación:

Demanda	TMAC (%)	Incremento Acumulado (%)	
	1995-2010	1995-2010	1989-2010
Energía	4.1-4.7	90-108	151-187
Refinados	4.0-4.6	87-106	148-186
Electricidad	5.4-6.1	132-158	238-292

Estas trayectorias conllevan un cambio en los patrones de consumo de energía, resultado de una política activa de ahorro, que da pie a importantes mejoras de eficiencia. Hacia finales del periodo, el consumo por habitante podría situarse cerca de los 15 barriles equivalentes de crudo por habitante 8 frente a 11.3 previsto para 1994, en tanto que la intensidad energética se ubica en torno a los 155 barriles equivalentes de crudo por millón de pesos de PIB (precios de 1980), cuando que entre 1989 y 1994 el promedio es de alrededor de 173.

En cualquier caso, la dinámica que conserva la demanda de energía implica, para los refinados, que en el transcurso de 21 años su consumo se eleve a 1.5 veces y, para la electricidad, un incremento de 2.5 veces.

## 1.4 OFERTA DE ENERGIA

### 1.4.1 Recursos Energéticos

México posee una amplia variedad de recursos energéticos. Los hidrocarburos son los que predominan y no hay duda que el país tiene grandes reservas de este tipo de energéticos. A la fecha, las reservas probadas totales se ubican en 67.6 mil millones de barriles, de los cuales 46.2 mil millones de barriles se refieren a petróleo crudo, 14.6 mil millones de barriles equivalentes a gas y 6.8 miles de millones a condensados. El coeficiente de reservas/producción se mantiene superior a los 50 años.

Los costos de extracción necesariamente irán en aumento, bien sea por perforaciones más profundas, mayores tirantes de agua o, como en el caso de Chicontepec, por el gran número de pozos que se requieren. En hidroelectricidad, el potencial aprovechable asciende a 80 TWh anuales, del cual ya están en operación 27 TWh ( 34% ) en más de 70 centrales, seis de las cuales aportan el 61% de la energía hidroeléctrica; otros 7.6 TWh más están en proceso de construcción o bien ya incorporados en programas de expansión de la rama eléctrica para los próximos diez años. La viabilidad de los desarrollos hidroeléctricos dependen de la disponibilidad de recursos financieros, humanos, y físicos, además de la factibilidad técnica y económica de cada proyecto. Al potencial señalado se puede agregar otro de cierta importancia, sobre todo en términos locales, para la instalación de microhidráulicas en zonas alejadas de la red eléctrica.

En geotermia, con los estudios geológicos, geofísicos y geoquímicos más recientes, y con la tecnología vigente, se prevee que las reservas de este recurso permiten la instalación de una capacidad del orden de los 1,700 MW ( 700 MW ya están en operación ) y en un mayor plazo, hasta 2,400 MW.

En cuanto a carbón termico, la geología del país y las exploraciones efectuadas confirman un potencial limitado, con reservas probadas del orden de 600 millones de toneladas y otros 140 millones probables. Su aprovechamiento permitira alcanzar una capacidad instalada de 4,700 MW ( hay 1,200 MW en operación y 700 MW más en construcción ).

Además existen posibilidades de utilizar carbón coquizable para generación eléctrica, con lo que para finales del periodo considerado se pudiera alcanzar una capacidad instalada del orden de 6,500 MW.

En Uranio, las reservas probadas ascienden a 10,600 toneladas, que garantizan un abastecimiento a lo largo de la vida útil de Laguna Verde y queda un excedente de por lo menos 30%. El potencial uranífero del país aun resulta incierto, pues la exploración ha sido limitada.

Por lo demás, el país cuenta con potenciales importantes para aprovechar fuentes de energía, como la solar, eólica y biomasa. Con las tecnologías vigentes, su utilización esta dada mas en términos de proyectos localizados que para la generación masiva de energía. En la medida en que aumenta el precio del petróleo y se desarrollen las tecnologías apropiadas dichas fuentes seran rentables.

#### 1.4.2 Oferta de Hidrocarburos

Los escenarios de producción de petróleo crudo para el lapso 1989-1994 marcan niveles similares a los actuales (2.5 millones de barriles diarios). De este nivel previsto, el crudo extraído de la sonda de Campeche aporta alrededor del 72%.

Con esta perspectiva de producción, los escenarios de demanda interna de refinados y la capacidad instalada de refinación, el volumen de crudo destinado a la exportación necesariamente observará una caída gradual, pero superior al millón de barriles diarios, entre 1989 y 1994.

El comportamiento de la producción de gas natural apunta hacia un decrecimiento en el periodo 1989-1994; se estima para 1994 una producción de gas natural entre 3.3 y 3.4 miles de millones de pies cúbicos diarios frente a casi 3.5 miles de millones en 1988.

Se requiere, por lo tanto, por el lado de la oferta conformar un programa específico de exploración y explotación de gas natural, con particular énfasis en el gas no-asociado, que permitirá mayores márgenes de maniobra. Por el lado de la demanda, es necesario racionalizar su consumo hacia actividades de alta prioridad y que verdaderamente requieran de su aprovechamiento; su utilización como materia prima, en procesos cuya tecnología requiere de su uso de combustible o bien por consideraciones ambientales.

PEMEX es el principal consumidor de gas, con alrededor del 40% de la producción de 1988. Buscando reducir su participación, se busca sustituirlo por otros energéticos, con lo que habrá más gas disponible para ventas al resto de la economía. Es importante mencionar que en PEMEX existen potenciales para ahorrar cantidades significativas de hidrocarburos.

Al tomar en cuenta la capacidad de refinación y la configuración de su carga de crudo, así como la dinámica de la demanda interna de refinado y el autoconsumo del sector, la resultante de refinados en el balance al año de 1994 muestra en lo general un déficit neto, que podrá exceder los 130 MBD, particularmente de combustóleo y gasolinas.

En una perspectiva de largo plazo ( al año 2010 ), diversos factores que van desde la geología hasta la disponibilidad de recursos financieros determinan en gran medida el comportamiento de la producción petrolera, pero a la vez le imprimen un alto grado de incertidumbre.

La oferta de hidrocarburos en la segunda mitad de los noventa y principio del próximo siglo habrá de quedar en gran medida determinada por acciones a ejecutar en los próximos años; en este sentido, se plantea la necesidad de mantener niveles de producción que satisfagan los requerimientos básicos y estratégicos del mercado interno y, a la vez, la posibilidad de generar un volumen de exportaciones que permita aprovechar las mejores oportunidades que el mercado petrolero internacional habrá de presentar para esos años.

En cuanto a la capacidad de refinación, los escenarios de largo plazo hacen prever que dicha capacidad tendrá que incrementarse hasta niveles en torno a los 3 millones de barriles diarios o ligeramente por encima, lo que significa un crecimiento de más de un millón de barriles diarios por arriba de la capacidad prevista para 1994.

Las presiones sobre la capacidad de refinación se dan esencialmente en productos como la gasolina y el combustóleo; en éste último, a su vez, influye la demanda de electricidad y los esfuerzos en materia de diversificación.

### 1.4.3 Oferta de Electricidad

Hasta 1994 la expansión de la capacidad instalada para la generación eléctrica será determinada por proyectos en construcción o ya programados.

Considerando el comportamiento previsible de la demanda, la disponibilidad y precios de los energéticos, costos de inversión y desarrollo tecnológico, para 1994 se prevé que el total de la capacidad instalada para generación eléctrica se ubique en torno a 33.6 GW, frente a 23.9 GW al final de 1988; de ese total, la participación relativa de los hidrocarburos se reduce, tanto en términos de capacidad instalada como de generación, en la medida en que se continúan esfuerzos de diversificación de fuentes energéticas.

Entre 1989 y 1994 se deberán agregar 9.7 GW a la capacidad instalada, que significa una tasa media de crecimiento anual de 5.8%; ello implica terminar 5 GW de los más de 10 GW que se iniciaran en este periodo.

Capacidad Instalada Total	GW	Participación (%) de los Hidrocarburos
1988	23.9	60
1994	33.6	53
2010	71.0-81.4	43.0-34.0

A largo plazo, hacia el año 2010, los escenarios de planeación que maneja el Estado prevén que el total de la capacidad instalada aumenta a niveles de entre 71 y 81.4 GW; esto significa agregar, entre 1995 y el 2010, de 37.4 a 47.8 GW. Al final del periodo, la capacidad instalada necesaria resulta entre 111 y 142% superior a la alcanzada a finales de 1988.

Como se desprende de los escenarios planteados, se requiere necesariamente reactivar el gasto de inversión.

- En la rama de hidrocarburos, para mantener el volumen de producción y remanentes para la exportación, parte importante de la inversión se debe destinar a producción primaria, manteniendo esta actividad en aquellas áreas que ofrecen el mayor potencial, si bien perforando a mayores profundidades y un mayor número de pozos.

- En el área de refinación, la inversión debe incluir la ampliación de la capacidad, y la rehabilitación y modernización de las instalaciones que actualmente están en operación. En la mayoría se requieren cambios importantes en procesos y equipos, para incrementar su productividad a nivel internacional y estar en condiciones de satisfacer las exigencias de productos de mejor calidad, cumplir con normas más estrictas para la protección ambiental y utilizar en forma más eficiente los energéticos.

- En el caso de la rama de electricidad, la expansión necesaria del sistema y su mayor disponibilidad también requiere de importantes

flujos de inversión. Deberá proyectarse gasto destinado a aumentar la disponibilidad de la oferta energética; resulta relevante señalar que en la actualidad las pérdidas en transmisión y distribución en el sistema eléctrico son demasiado elevadas; el costo por kilowatt de reducción de pérdidas, en las condiciones presentes del sistema, es inferior al costo de agregar capacidad; se estima que hay un potencial del orden de 3 a 4 % que se puede ahorrar en capacidad y otro aproximado en energía, haciéndose correcciones en los sistemas de transmisión y distribución.

## 2 DESCRIPCION DE LA PLANTA DE SERVICIOS AUXILIARES.

### 2.1 DESCRIPCION DE UNA PLANTA DE VAPOR SIMPLE

Una planta de vapor es un sistema muy sencillo de entender, de ella se puede obtener trabajo y calor, factores importantes para la utilización de maquinaria dinámica (compresores, bombas, turbinas) y estática (calderas, intercambiadores de calor); obteniendo así eficiencias muy aceptables en los equipos.

La fig. 2.1/1 muestra un diagrama esquemático de una planta simple de vapor. El vapor sobrecalentado a alta presión sale de la caldera, que es un elemento del generador de vapor y entra a la turbina. El vapor se expande en la turbina y mediante esto efectúa un trabajo, lo cual hace que la turbina mueva un generador eléctrico. El vapor a baja presión sale de la turbina y entra en el condensador, en donde el calor es transmitido del vapor (haciendo que se condense) al agua de enfriamiento. Debido a que se requieren cantidades muy grandes de agua, las plantas de fuerza están situadas cerca de los ríos o lagos. Cuando el agua disponible es limitada, se utiliza una torre de enfriamiento. En las torres de enfriamiento, parte del agua se evapora, de tal modo que baja la temperatura del agua remanente.

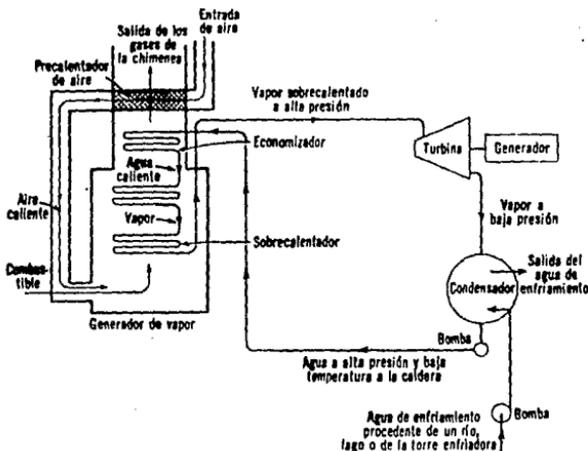


Fig. 2.1/1 Diagrama esquemático de una planta de fuerza de vapor.

La presión del condensado, al salir del condensador, se aumenta por medio de una bomba que lo hace fluir dentro del generador de vapor. En muchos generadores de vapor se utiliza un economizador. El economizador es simplemente un cambiador de calor en el cual se transmite calor de los productos de combustión (precisamente antes de abandonar la caldera) al condensado, aumentando la temperatura de

este, pero sin que se efectue evaporación. En otras secciones del generador de vapor se transmite el calor de los productos de combustión al agua, causando su evaporación. La temperatura a la cual ocurre la evaporación se llama Temperatura de Saturación. Entonces el vapor fluye a través de otro cambiador de calor llamado sobrecalentador, donde la temperatura del vapor sube muy arriba de la temperatura de saturación.

En muchas plantas de fuerza, el aire que se emplea para la combustión se precalienta en el precalentador de aire, mediante la transmisión de calor de los gases de la chimenea, después que estos han salido del hogar. El aire se mezcla con el combustible, que puede ser carbón, petróleo, gas natural u otro material combustible y la combustión se efectúa en el hogar. Así, los productos de la combustión pasan al hogar, transmiten calor al agua en el sobrecalentador, la caldera y el economizador y al aire en el precalentador.

La fig. 2.1/2 muestra una turbina de vapor y un generador eléctrico movido por ella. Las turbinas de vapor varían en capacidad de varios watts a 1,000 MW.

La fig. 2.1/3 muestra el corte transversal de un condensador. El vapor entra por la parte superior y el condensado se recoge en el pozo caliente, abajo, mientras el agua de enfriamiento fluye a través de los tubos. Un condensador grande tiene una cantidad enorme de tubos como se muestra en la figura ya antes mencionada.

La fig. 2.1/4 muestra un generador de vapor grande. Allí se señalan los flujos de aire y de vapor. El condensado, que también se llama agua de alimentación de la caldera, entra por el economizador y el vapor sobrecalentado sale del generador por la conexión de salida del sobrecalentador.

### 2.1.1 Condensación en el Transporte.

En cualquier tubería de vapor, parte de éste se condensa debido a las pérdidas por radiación y convección. Esta es una pérdida fácil de reducir a un mínimo económico. Para ello hay que aislar las tuberías.

La condensación de vapor en tuberías depende del tipo de aislamiento utilizado, pero también depende de la calidad del vapor. En caso de vapor sobrecalentado, la formación de condensado será mucho menor, e incluso inexistente, si el grado de recalentamiento es suficiente para compensar las pérdidas.

Si no se elimina el condensado de las tuberías de vapor, se irá acumulando por gravedad en los puntos más bajos de la instalación, hasta que la presión de vapor lo arrastre. Cuando el condensado llega a taponear completamente el paso del vapor, forma un frente delante del mismo y es empujado a gran velocidad.

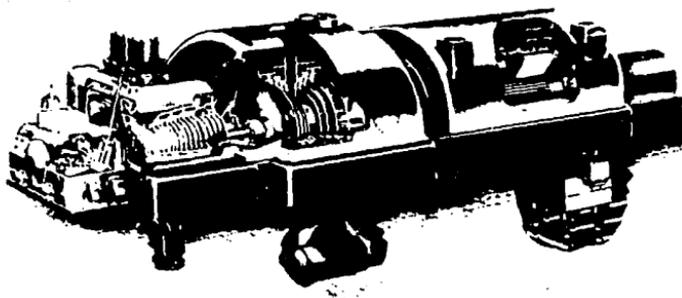


Fig.2.1/2 Turbina de vapor de gran potencia. (Cortecia de General Electric Corp.)

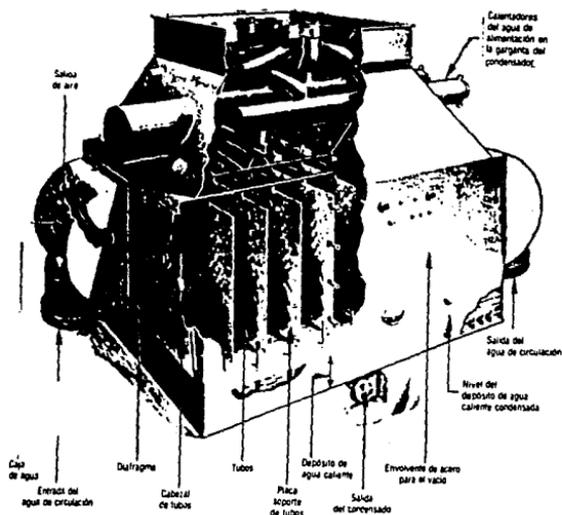


Fig.2.1/3 Condensador de superficie, de un paso, de forma rectangular.

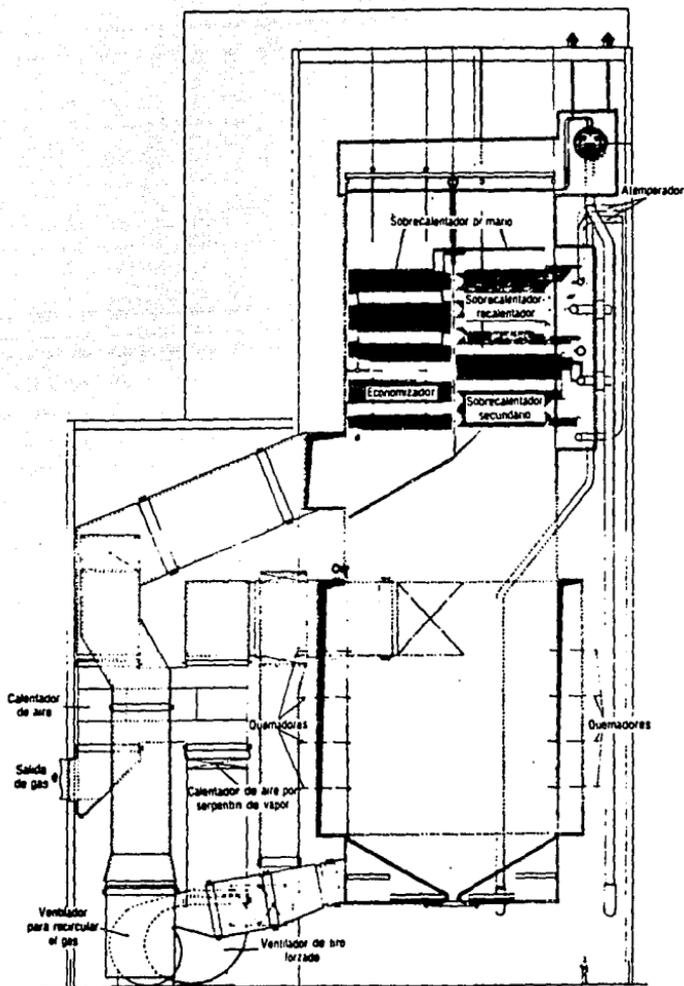


Fig.2.1/4 Caldera de circulación natural radiante; quemador para gas y aceite; 1900 Ton. (4'200,000 lb) de vapor por hora; 183 Kg/cm<sup>2</sup> (2600 lb/in<sup>2</sup>); 540°C (1005°F) de temperatura de vapor.

Al encontrar un obstáculo, que puede ser una válvula, un purgador o simplemente un cambio de dirección del conducto, el agua cede su cantidad de movimiento, produciéndose un fuerte impacto, capaz de ocasionar serios daños en la instalación. Se trata del golpe de ariete. Este fenómeno puede producir ruidos, vibraciones y tensión en las tuberías y conexiones. Puede incluso provocar rotura en las uniones de la tuberías y producir grandes trastornos en la marcha normal de las instalaciones.

Cuando el obstáculo es un purgador, si este no es adecuado para resistir los golpes de ariete, puede quedar dañado o inservible. Por otro lado, como la formación de condensados disminuye la transmisión de calor y baja el rendimiento de la instalación, hay que evacuarlo a medida que se vaya produciendo.

La eficacia de una buena distribución de vapor depende principalmente de un correcto sistema de descarga de condensados. Esto implica un gran ahorro de combustible.

Se deben drenar los tramos de tuberías principales, instalando pozos de goteo y purgadores distanciados entre 50 y 80 mts. según los casos. Si como se indica en la fig.2.1/5 se conecta simplemente una tubería de pequeño diámetro a la conducción principal, debido a la velocidad que tiene el condensado, solo una pequeña parte podrá llegar al purgador.

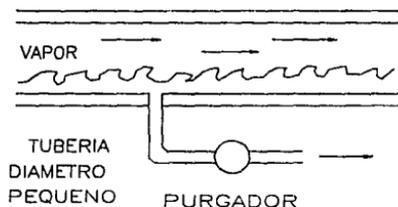


Fig.2.1/5 Purgador en línea de vapor.

El sistema adecuado se logra, colocando un colector o pozo de goteo del mismo diámetro y profundidad de la tubería principal, según se indica en la fig.2.1/6 de donde parte la conexión de pequeño diámetro al purgador.

La ejecución de estos pozos de goteo es simple, debiendo disponer de una tubería vertical inferior de limpieza o soplado con válvula, que usualmente es de 14 mm o 25.4 mm y de una salida horizontal lateral usualmente de 12.7 mm a 19 mm, que arranca de 14 mm de altura del pozo

partir del fondo, siendo la altura del pozo de unos 250 mm, ver fig. 2.1/7.

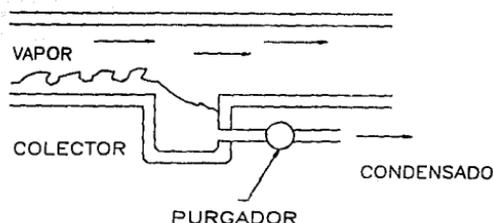


Fig.2.1/6 Purga de Condensado con pozo de goteo.

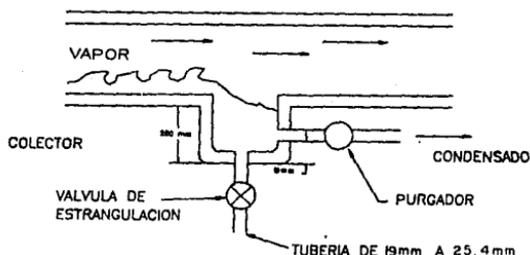


Fig.2.1/7 Purga de condensado con pozo de goteo con tubería para soplado o limpieza.

El diámetro del pozo coincide con el de la tubería de distribución hasta diámetros de 101.4 mm; entre 101.4 mm y 254 mm se reduce el diámetro del pozo en 50.8 mm, y a partir de 304.8 mm puede utilizarse siempre un diámetro de pozo de goteo de 203.2 mm.

Es importante drenar, al menos una vez al año, los pozos de goteo para evitar obstrucciones y fallas en purgadores y manteniendo la red de distribución correctamente.

Los pozos de goteo deben distar entre 50 y 80 mts., pero su distribución en la tubería debe respetar su situación en puntos críticos, como son: final de línea, delante de elevaciones de tuberías, en puntos bajos de tuberías, delante de dilatadores y tramos ascendentes o en puntos bajos de los tramos descendentes, delante de válvulas de control, etc.

## 2.2 VALVULAS REDUCTORAS DE PRESION

Son válvulas que tienen como objeto limitar la presión en una rama de un circuito a un valor inferior a la presión de trabajo del circuito principal. Permiten que un mismo sistema trabaje a dos presiones con la consiguiente economía en los componentes de la parte de baja presión. Así, por ejemplo, en algunas prensas el cilindro del pistón de la prensa conviene que trabaje a alta presión para reducir sus dimensiones mientras que para amordazar la pieza solo se necesita baja presión.

El funcionamiento de este tipo de válvulas puede verse en el modelo representado en la fig.2.2/1 que lleva dos resortes, uno más fuerte en la parte superior y otro más débil en la base. Este último solamente sirve para mantener el émbolo en posición. El vapor entra en la válvula, según lo indica la figura, desde la línea de alta presión, fluye por debajo y alrededor de la parte estrecha del émbolo y sale por el otro lado de la válvula a la línea de baja presión. La alta presión de la entrada actúa hacia arriba en la superficie inferior del émbolo en A y hacia abajo en la superficie lateral de la válvula lateral de la válvula B. Estas superficies son tales que ambas fuerzas se equilibran, con lo que la acción de la válvula es independiente de la presión en la línea de entrada.

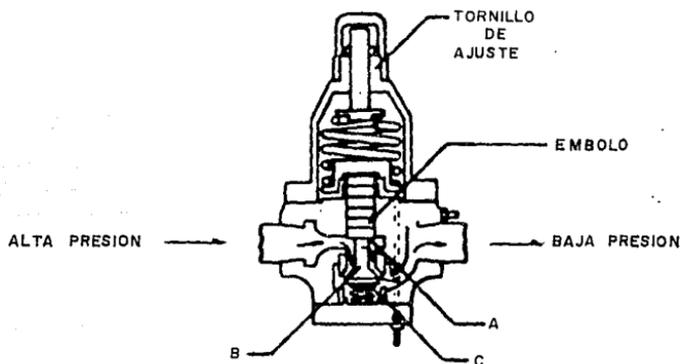
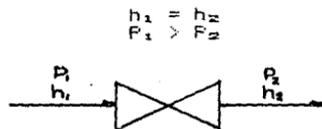


Fig.2.2/1 Válvula reductora de presión y componentes.

Esta válvula mantiene la presión constante a la salida, aunque la presión en la línea de entrada sea fluctuante. En efecto, la presión que actúa en la parte inferior del émbolo en C actúa contra el resorte superior, lo cual gradúa a la presión que se desea en la línea de baja presión de la válvula, si aumenta la presión en la línea de alta presión aumenta también la presión debajo del émbolo, con lo que éste se elevará hacia arriba, estrangulando el flujo en la línea de alta presión, de manera que la presión a la salida de la válvula se mantiene en el valor deseado.

Las válvulas reductoras de presión que se utilizan en la interconexión de ramales de diferentes presiones son dispositivos que generalmente se utilizan en condiciones no continuas. Termodinamicamente, se definen como dispositivos de estrangulación en los que la expansión no produce trabajo ( $W=0$ ), el flujo de vapor a través de ellas es tan rápido que no tiene oportunidad de ceder o absorber calor (o sea que  $Q=0$ ), y generalmente, la expansión se produce en condiciones isoentálpicas por lo que (debido al bajo coeficiente Joule Thompson del vapor) en el caso de vapor sobrecalentado no hay condensación de vapor en ellas. Esto es que:



La notación subsecuente para las válvulas reductoras de presión será de la siguiente manera:

Válvula 60/45 = Presión de entrada 60 Kg/cm<sup>2</sup> reduciendo a 45 Kg/cm<sup>2</sup>

Válvula 60/19.7 = Presión de entrada 60 Kg/cm<sup>2</sup> reduciendo a 19.7 Kg/cm<sup>2</sup>.

Válvula 19.7/4.5 = Presión de entrada 19.7 Kg/cm<sup>2</sup> reduciendo a 4.5 Kg/cm<sup>2</sup>.

Todo esto es con el fin de hacer el texto más sencillo en su lectura y no complicarlo con leyendas tan largas que puedan entorpecer el entendimiento de este trabajo.

### 2.3 DESCRIPCION DE LA PLANTA A ANALIZAR.

Se trata de una planta de servicios auxiliares del Centro Petroquímico Independencia de PEMEX, en San Martín Texmelucan, Puebla, que da servicio a diversas plantas de procesos petroquímicos. Esta conformada por una planta de vapor simple, (ver fig.2.3/1), en un ciclo Rankine generador de vapor en el cual se tienen un par de calderas (CB1 y CB2). que reciben 6855 m<sup>3</sup>/hr de gas natural, obteniendo así 89.43 ton/hr de vapor sobrecalentado a 64 Kg/cm<sup>2</sup> de presión y 470 °C.

36.23 ton/hr de vapor sobrecalentado se dirigen a la sección de turbinas de alta (5.31 ton/hr) y a la Planta de Metanol II, en donde el paso del vapor sobrecalentado a esta planta, está restringido por una válvula reductora de presión 60/45 ( Presión de entrada de vapor a 60 Kg/cm<sup>2</sup> y reduciendo a 45 Kg/cm<sup>2</sup> ) a la cual le llega 8.12 ton/hr de vapor sobrecalentado para la planta de Metanol II.

22.80 ton/hr de vapor sobrecalentado se dirigen al sistema de distribución de vapor de media, en donde el paso de éste se restringe por una válvula reductora. Es en el sistema de media el que recibe 25.59 ton/hr de vapor del sistema de alta, por medio de una válvula reductora de presión 60/19.7 (presión de entrada de vapor a 60 Kg/cm<sup>2</sup> reduciendo a 19.7 Kg/cm<sup>2</sup>), ya antes mencionada.

Los 53.2 ton/hr de vapor sobrecalentado inician el ciclo conduciéndose hacia los turbogeneradores IG-1 y IG-2, obteniendo una potencia de los generadores de 8 Mwatts. El vapor exhausto a baja presión que sale de las turbinas es llevado a un condensador (CA-1), luego a un tanque de balance, y posteriormente se dirige a un deareador, todo esto con el fin de realizar una operación de reflujo de condensado; este es mandado hacia la bomba (BA-1) para aumentar su presión y dirigirlo nuevamente a las calderas (CB-1 y CB-2) y reiniciar nuevamente el ciclo.

Paralelo al ciclo antes mencionado se encuentra el sistema generador de vapor de media. Se compone de una caldera (CB-3) que recibe 4855 m<sup>3</sup>/hr de gas natural produciendo así 62.49 ton/hr de vapor sobrecalentado a 19.7 Kg/cm<sup>2</sup> y 280 °C. Este vapor se dirige a las turbinas de caldera de media y a los eyectores, compresor de aire, turbinas del área de servicios y a las plantas donde se requiera. Este sistema de media tiene un desfogeo ocasional de vapor, también se presenta una válvula reductora de presión 19.7/4.5 (presión de entrada de vapor de 19.7 Kg/cm<sup>2</sup> reduciendo a 4.5 Kg/cm<sup>2</sup>), que comunica al sistema generador de vapor de baja.

#### 2.3.1 Nivel de Operación y Eficiencia de Equipos.

La Planta de Servicios Auxiliares es una instalación de tamaño desproporcionado en relación a las necesidades de vapor y de energía eléctrica de la instalación (aún considerando consumos futuros de una planta en construcción). La capacidad instalada de producción es del orden de 5 veces mayor a los requerimientos de todo el centro

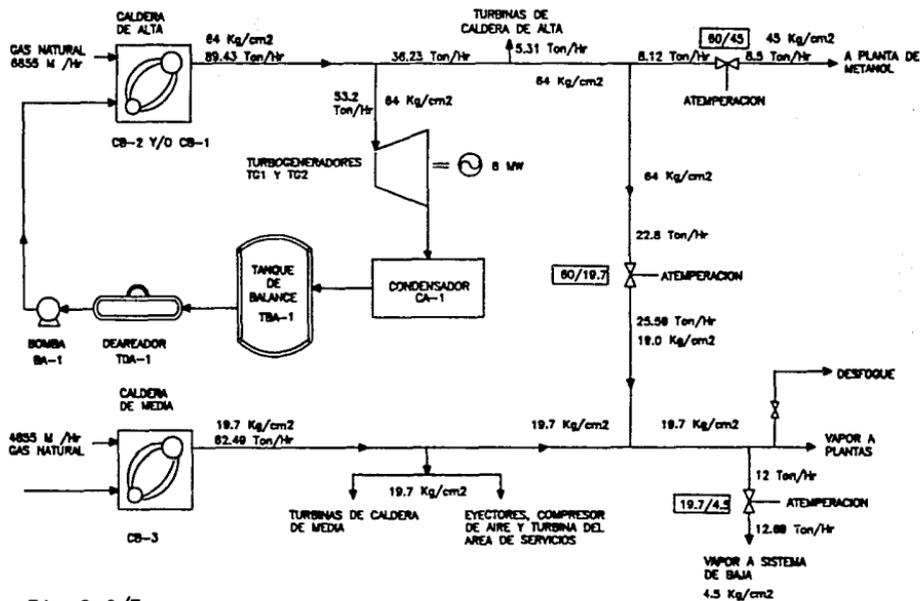


Fig.2.3/I

DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SIST. GENERADOR DE VAPOR

petroquímico y 8 veces mayor en lo que se refiere a los consumos de energía eléctrica. Las actividades de ahorro de energía en el centro de trabajo han orientado los esfuerzos a producir excedentes en forma de energía eléctrica y enviarlo a la red de CFE, dando con esto un uso racional a la energía y obtener de manera simultánea un ingreso por la venta de excedentes eléctricos.

Durante una auditoria energética se encontraron solamente operando una caldera de alta, cuya capacidad es de 200 ton/hr, a un 44.5% de carga (normalmente se operan las dos calderas de alta de manera simultánea, por lo que el porcentaje normal de utilización es de 25 a 30%) y una caldera de baja a 29% de su capacidad nominal.

En lo que respecta a los turbogeneradores, éstos son dos con una capacidad nominal de 30 MW c/u y su operación es solo a un 13% de carga.

Evidentemente que un factor de utilización tan bajo en estos equipos se paga en términos de eficiencia, pues los niveles a los que se encuentra operando ni siquiera son considerados como posibles ya que no se incluyen en las curvas de eficiencia que proporcionan los fabricantes, (ver gráficas 2.3/2, 2.3/3, 2.3/4).

En el caso de los turbogeneradores se trata de equipos de alta eficiencia en los que el fabricante ofrece 98% de conversión de trabajo en el eje (ver fig.2.3/5, en donde se muestra un diagrama de Sankey para un turbogenerador).

En el caso de las calderas, la diferencia entre la eficiencia teórica y la real se basa sustancialmente en la cantidad de exceso de aire que se emplea. Las curvas teóricas de eficiencia de las calderas no presentan una variación mayor a 1% en la variación de carga entre 25 y 100%; sin embargo, a pesar de que el máximo de eficiencia se deberá garantizar a 50% de carga, esto es sólo bajo la condición de mantener operando las calderas con un 10% de exceso de aire.

Otros equipos que están notablemente sobredimensionados son las bombas de agua de alimentación. Basta como un ejemplo mencionar que el agua de alimentación se envía a 96 kg/cm<sup>2</sup> a la caldera de 60 kg/cm<sup>2</sup> y a 56.6 kg/cm<sup>2</sup> a la caldera de 19.7 kg/cm<sup>2</sup>.

### 2.3.2 Fugas de Vapor y Desfogues

Dentro de las líneas de transmisión de vapor, donde se localizan las válvulas reductoras de presión 60/45, 60.19.7. En la línea de vapor del Sistema de Media se localiza una válvula reductora de presión 19.7/4.5 donde se presenta la mayor incidencia de fugas dentro del área de servicios auxiliares. En este mismo cabezal se localiza la línea de desfogue de vapor donde se envía a la atmósfera todo el vapor excedente que no se puede aprovechar. La cuantificación de estas pérdidas muestran que aproximadamente 41.83 ton/hr se envían a la atmósfera, que equivalen a 30.7 Gcal/hr.

FIGURA 2.3/2.

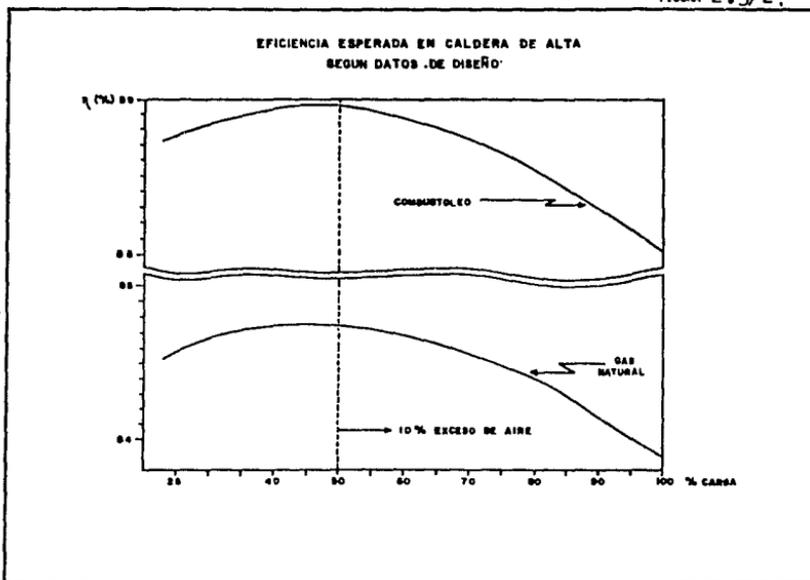


FIGURA 2.3/3

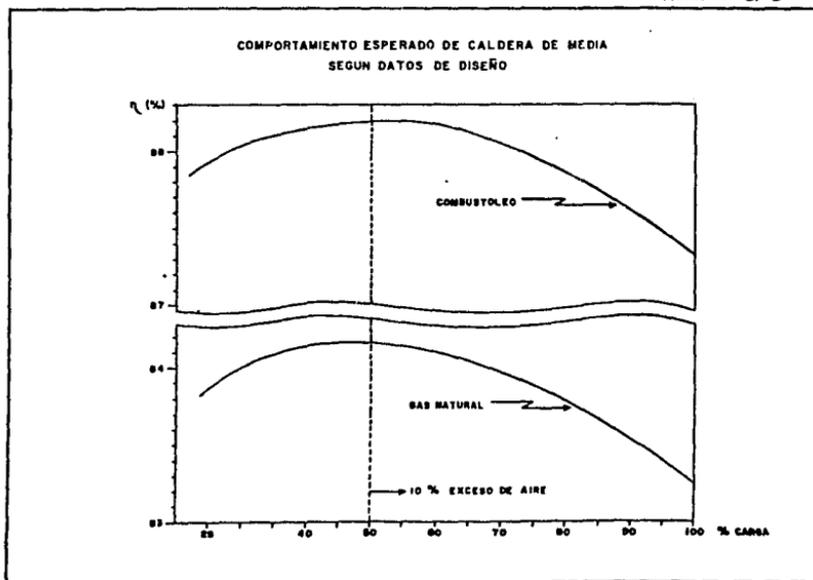


FIGURA 2.3/4

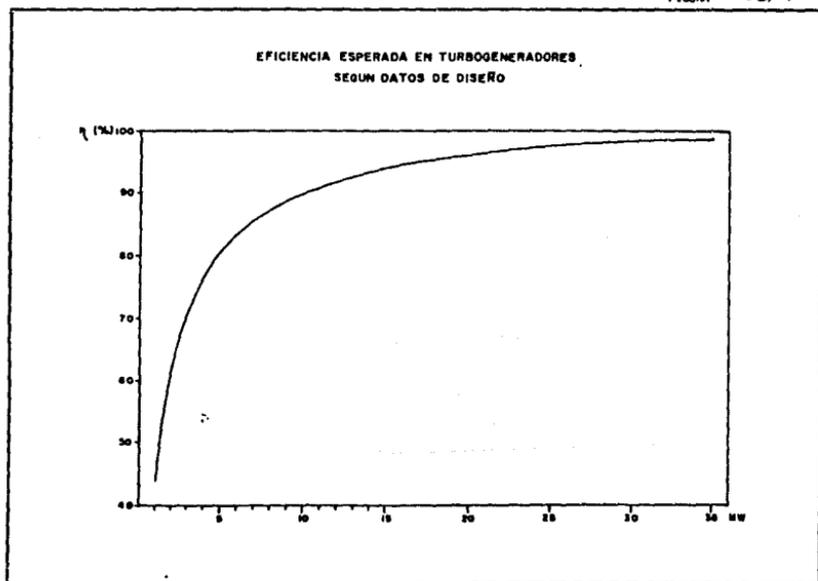
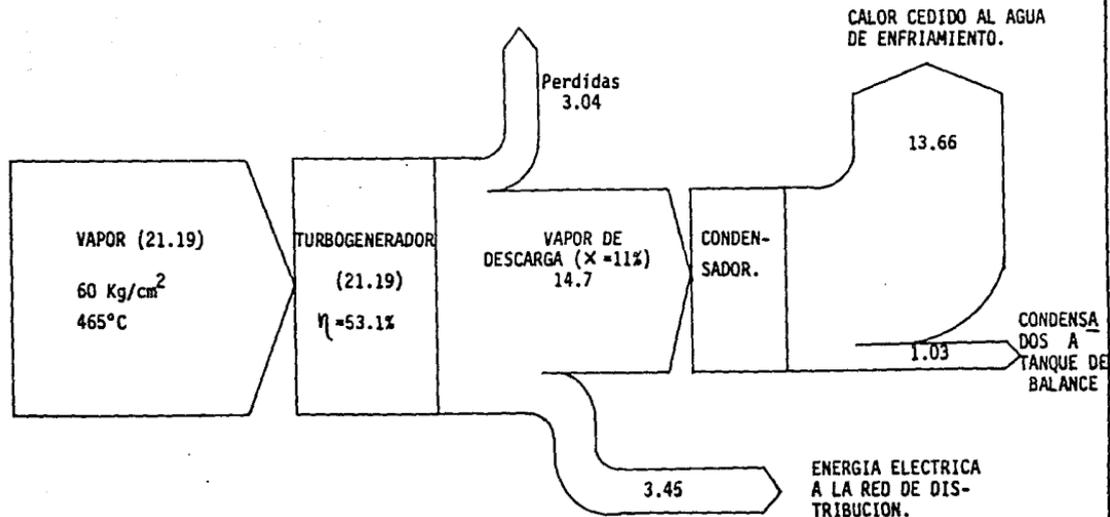


DIAGRAMA DE SANKEY PARA UN TURBOGENERADOR  
(KCAL X 10<sup>6</sup>/HR)



Detectados donde hay mayores indicios de desperdicios de vapor sobrecalentado, que es en los puntos donde se localizan las válvulas reductoras de presión, es precisamente en esos puntos donde se tratará de resolver éste problema, que es el objetivo principal de este trabajo.

La solución que se plantea en este trabajo es la de la sustitución de estas válvulas reductoras de presión por turbinas de vapor de presión media acopladas a generadores eléctricos para producir energía eléctrica y venderla, obteniendo excelentes ganancias y a la vez eliminar al mínimo las fugas de vapor. Se escogieron este tipo de turbinas de vapor porque son máquinas que requieren de poco espacio, cimentaciones ligeras y un mínimo de mantenimiento, tienen capacidad para operar a temperaturas de vapor mayores y para obtener la expansión del vapor a presión de escape menores que las máquinas reciprocantes.

Para que esto sea factible, se deben establecer condiciones de operación a las cuales trabajan estas turbinas.

En los diagramas de Sankey de las válvulas reductoras de presión se muestran las condiciones de operación a las que trabajan, éstos datos serán de mucha utilidad, ya que serán utilizados en balances de energía para obtener así, el trabajo que puede ser efectuado por una turbina de vapor y tener una mejor idea de lo que se puede hacer con dicho trabajo.

### 2.3.3 Datos Globales de Operación

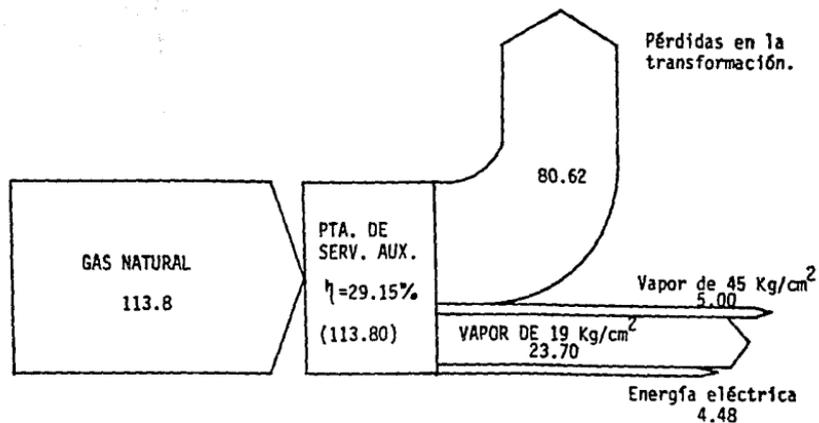
Si se considera a toda la planta como un sistema que recibe energía en forma de gas natural y la transforma en vapor de 45 kg/cm<sup>2</sup> (a Metanol II), vapor de 19.7 kg/cm<sup>2</sup> (a DDB y Metanol I) (Dodecibenceno = DDB) y energía para las tres plantas de proceso y las áreas administrativas, este conjunto de operación que se llevan a cabo internamente tienen una eficiencia de operación de 29.15% (ver fig. 2.3/6).

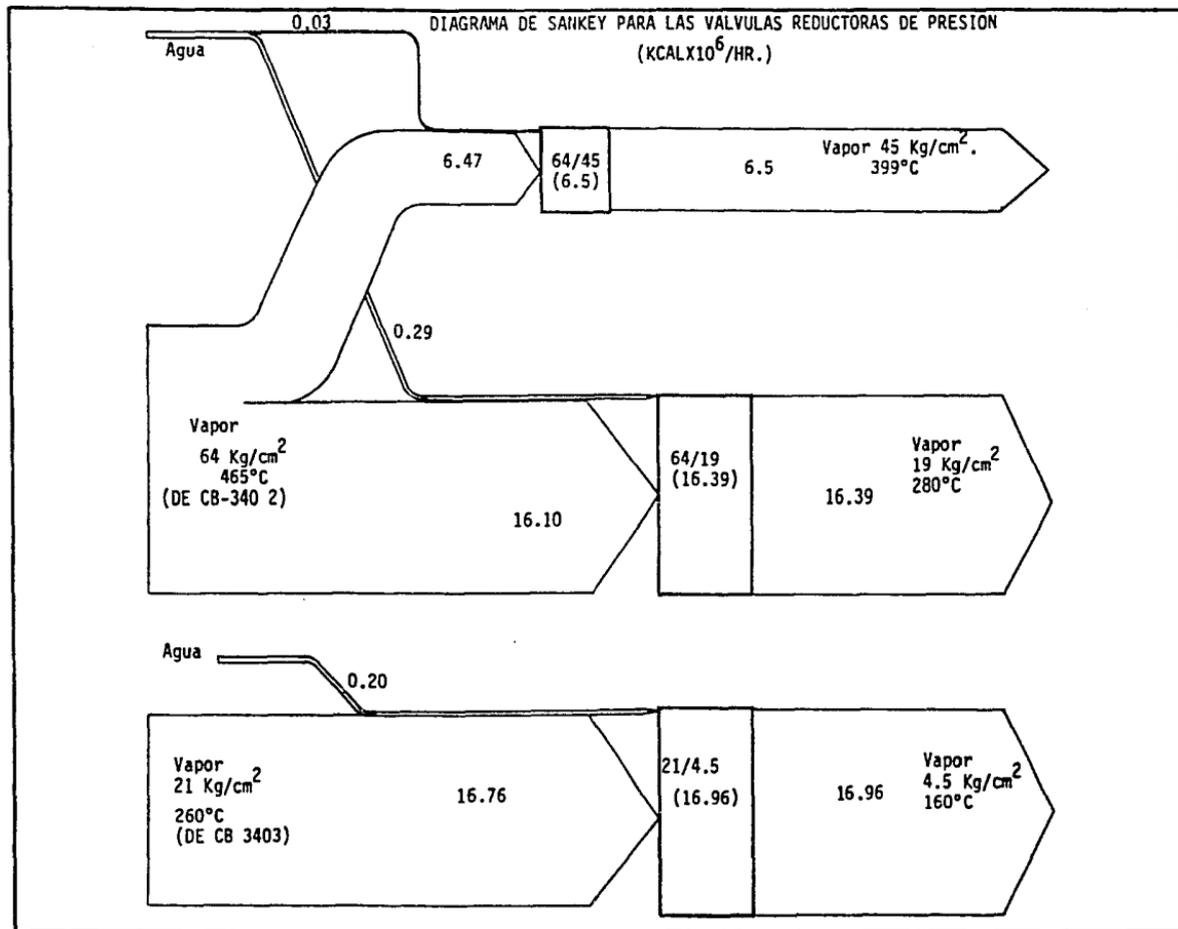
Esto quiere decir que el área de servicios auxiliares requiere 342 unidades de energía para poder exportar 100.

Atención particular requiere el balance energético en las válvulas reductoras 60/45, 60/19.7 y 19.7/ 4.5. Por la rapidez de paso del flujo de masa a través de éstas, las pérdidas de calor son prácticamente nulas por lo que el balance puede representarse según la fig. 2.3/7.

Puesto que el balance de energía se mantiene aproximadamente en estado estacionario, la proporción de masas entre el agua de atemperación y el vapor que entra del lado de presión alta es constante. De esta afirmación y por balance se obtiene que:

PLANTA DE SERVICIOS AUXILIARES  
DIAGRAMA GLOBAL  
(GIGACALORIAS/HR)





Maqua/Mvapor	Mvapor/Maqua	Valv. Reductoras Presión	
0.046798	21.3684	60/45	(Kg/cm <sup>2</sup> )
0.132874	7.5259	60/19.7	(Kg/cm <sup>2</sup> )
0.075314	13.2777	19.7/4.5	(Kg/cm <sup>2</sup> )

### 2.3.4 Costos

El índice de costos implicados en la producción de vapor y energía eléctrica representa un dato de importancia para la evaluación de cualquier medida de ahorro.

Los datos obtenidos de la operación de las calderas proporciona un costo directo (nada más por reactivos de tratamiento de agua y el gas natural) de 52,986.75 pesos por tonelada de vapor de alta y 53,442.55 pesos por tonelada de vapor de baja.

En cuanto al costo directo de cada kilowatt eléctrico, es de 442.2255 pesos, considerando que la pérdida de vapor a desfogue es imputable a la eficiencia del conjunto de equipos para producir energía eléctrica. En caso de que éste vapor enviado a la atmósfera fuera eliminado, el costo por Kwh sería de 344.086 pesos.

El precio promedio que está pagando el centro petroquímico está incluyendo todas las ineficiencias debido a los sobredimensionamientos por lo que la solución más adecuada es eliminar los desperdicios que se tienen actualmente: entre otros, el desfogue de vapor, ampliar la carga a los turbogeneradores y aprovechar los potenciales de expansión en las válvulas reductoras. Las dos primeras medidas van asociadas y en este momento se han incorporado de manera continua a la red eléctrica 18 MW; en el segundo caso, la generación integra turbinas en lugar de las válvulas se añadiría a las ventas por lo que el beneficio que tendría el Kwh vendido por C.F.E. (a precios de Junio de 1991) sería de 125.0 pesos, calculando que tuviera una demanda máxima de 5000 Kw y 6,250,000 kwh de consumo efectivo en un mes.

## 2.4 BALANCES DE ENERGIA

### 2.4.1 BALANCE DE ENERGIA EN LAS VALVULAS REDUCTORAS

A continuación se presenta un análisis energético de las válvulas reductoras de presión. Este análisis se realizara con la ecuación de la energía que se presenta enseguida:

$$\begin{aligned} M_{ENT.AGUA} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] + M_{ENT.VAPOR} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] \\ - M_{SAL.A+V} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] - W + Q \\ = M_{IST.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] \end{aligned}$$

donde:

- H = Entalpia del Agua, Vapor o Agua + Vapor. (Kcal/kg)
- V = Velocidad del Agua, Vapor o Agua + Vapor. (m/seg)
- $g_c$  = Factor de Conversión Universal (9.81 kgm-ft/kgf- $seg^2$ )
- z = Altura (m).
- g = aceleración de la gravedad (m/seg<sup>2</sup>).
- $M_{ENT.AGUA}$  = Masa de entrada de Agua (kg/hr).
- $M_{ENT.VAPOR}$  = Masa de entrada de Vapor (kg/hr).
- $M_{SAL.A+V}$  = Masa de salida de Agua + Vapor (kg/hr).
- $M_{IST.}$  = Masa Total del sistema considerado (kg/hr).
- W = Trabajo recibido o cedido por el sistema considerado (Kcal/hr).
- Q = Calor recibido o cedido por el sistema considerado (Kcal/hr).
- $V^2/2g_c$  = Energía Cinética del Agua, Vapor o Agua + Vapor.
- $gz/g_c$  = Energía Potencial del Agua, Vapor o Agua + Vapor.

Como se puede observar en esta ecuación de energía se manejan dos masas de entrada, una que es la del vapor y la otra que es la del agua a temperatura (reducción de la temperatura); la masa de salida va a ser la suma de las de entrada.

La ecuación de la energía tendra algunas simplificaciones, como la del trabajo, como ya se sabe este tipo de válvulas no realizan ningún tipo de trabajo o lo transmiten, por lo tanto,  $W=0$ . También el flujo de calor es tan rápido en estos dispositivos no tienen oportunidad de absorber o ceder mucho calor por lo que  $Q=0$ .

Un dispositivo de estrangulación es un dispositivo que se utiliza para reducir la presión de un fluido que fluye sin obtener trabajo del eje. Como ocurre con la mayoría de los compresores y expansores, los dispositivos de estrangulación suelen producir una variación de  $V^2/2g_c$  y  $gz/g_c$  que se puede omitir. También es importante decir que estas válvulas realizan un proceso en estado estacionario, esto se define como un proceso en que las propiedades del sistema (ya sean propiedades puntuales o promedio) no varían con el tiempo. Es decir si se examina ya sea un punto del sistema, o bien el sistema como un todo, sus propiedades no varían con el tiempo. Observese que esto no implica de ninguna manera que las propiedades deban ser idénticas en todo punto, solamente que las propiedades en cada punto sean invariantes con el tiempo. Como la masa de un sistema es una

propiedad del mismo, el estado estacionario implica que Masa de Entrada = Masa de Salida y que Masa del Sistema = 0. Como la energía total también implica que:

$$[ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ]_{EIST.} = 0$$

Por lo que las con la modificaciones anteriores nuestra ecuación de la energía nos queda de la siguiente forma:

$$[ M_{ENT.AGUA} (H_{ENT.AGUA}) ] + [ M_{BAL.VAPOR} (H_{BAL.VAPOR}) ] - [ M_{BAL.A+V} (H_{BAL.A+V}) ] = 0$$

El motivo principal de la ecuación de la energía es únicamente que se cumpla su igualdad a cero, o bien que el resultado que se obtenga sea un valor muy pequeño y esto a fin de cuentas comprobará que los flujos de masa a las condiciones dadas de temperatura y presión son correctas. Con los valores de las presiones, temperaturas tanto a la entrada como a la salida se obtendrán las entalpías que posteriormente sustituyendolas en la ecuación de la energía deben de cumplir con esta para que se pueda decir que hay un equilibrio energético en cada caso que se presenta para cada válvula. A continuación se presenta el procedimiento de cálculo.

Tenemos que la ecuación de la energía para cada válvula es:

$$\begin{aligned} M_{ENT.AGUA} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] + M_{ENT.VAPOR} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] \\ - M_{BAL.A+V} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] - W + Q \\ = M_{EIST.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] \end{aligned}$$

Tenemos las siguientes simplificaciones de la ecuación de la energía:

- Es un sistema abierto adiabático.
- El sistema considerado es la válvula reductora de presión y su contenido.
- Estado Estacionario  $M_{EIST.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] = 0$
- No realiza trabajo alguno  $W = 0$
- No absorbe o cede calor  $Q = 0$
- En válvulas  $V^2/2g_c$  y  $gz/g_c$  son despreciables.

Por lo tanto nuestra ecuación nos queda:

$$[ MENT.AGUA (HENT.AGUA) ] + [ MBAL.VAPOR (HBAL.VAPOR) ] \\ - [ MBAL.A+V (HBAL.A+V) ] = 0$$

#### VALVULA 60/45

Tenemos los siguientes datos:

MENT.AGUA	= 0.34 Ton/hr = 748.884 lbm/hr = 340 kg/hr.
MBAL.VAPOR	= 8.12 Ton/hr = 17,885.112 lbm/hr = 8120 kg/hr.
MBAL.A+V	= 8.50 Ton/hr = 18,722.100 lbm/hr = 2500 kg/hr.
TENT.AGUA	= 20°C = 68°F
TBAL.VAPOR	= 465°C = 869°F
TBAL.A+V	= 399°C = 750.2°F
PENT.AGUA	= 64 kg/cm <sup>2</sup> = 910.08 lb/in <sup>2</sup>
PENT.VAPOR	= 64 kg/cm <sup>2</sup> = 910.08 lb/in <sup>2</sup>
PBAL.A+V	= 45 kg/cm <sup>2</sup> = 639.98 lb/in <sup>2</sup>

Hacemos la siguiente tabla, para obtener los valores de las entalpías, de las tablas de vapor de agua, de acuerdo con las temperaturas que se tienen:

P (kg/cm <sup>2</sup> )	T (°C)	Tabla de Vapor Sobrecalentado	H (Kcal/kg)	
64	68	/	21.43	Agua
64	465	/	796.9	Vapor
45	399	/	765.91	Agua + Vapor

Para que se obtuvieran los valores exactos de las entalpías, en cada caso se interpoló.

Sustituyendo valores en la ecuación de la energía tenemos:

$$[(340 \text{ kg/hr})(21.43 \text{ Kcal/kg})] \\ + [(8120 \text{ kg/hr})(796.9 \text{ Kcal/kg})] \\ - [(8500 \text{ kg/hr})(765.91 \text{ Kcal/kg})] = 0$$

$$(7286.2 + 6'470,828) \text{ Kcal/hr} - 6'510,235 \text{ Kcal/hr} = 0$$

$$32,120.8 \text{ Kcal/hr} \approx 0$$

El valor resultante es muy pequeño, y en la realidad es NULO, por lo tanto cumple con la ecuación de energía.

## VALVULA 60/19.7

Para este calculo la ecuacion de energia y sus simplificaciones seran las mismas que en el anterior, esto es que nuestra ecuacion es:

$$[ M_{ENT.AGUA} (H_{ENT.AGUA}) ] + [ M_{BAL.VAPOR} (H_{BAL.VAPOR}) ] - [ M_{BAL.A+V} (H_{BAL.A+V}) ] = 0$$

Para esta válvula se tienen los siguientes datos:

$M_{ENT.AGUA}$	= 2.79 Ton/hr = 6,145.254 lbm/hr = 2,790 kg/hr.
$M_{BAL.VAPOR}$	= 22.8 Ton/hr = 50,219.28 lbm/hr = 22,800 kg/hr.
$M_{BAL.A+V}$	= 25.59 Ton/hr = 56,364.534 lbm/hr = 25,590 kg/hr.
$T_{ENT.AGUA}$	= 20°C = 68°F
$T_{BAL.VAPOR}$	= 465°C = 869°F
$T_{BAL.A+V}$	= 280°C = 536°F
$P_{ENT.AGUA}$	= 64 Kg/cm <sup>2</sup> = 910.08 lb/in <sup>2</sup>
$P_{ENT.VAPOR}$	= 64 Kg/cm <sup>2</sup> = 910.08 lb/in <sup>2</sup>
$P_{BAL.A+V}$	= 19 Kg/cm <sup>2</sup> = 270.18 lb/in <sup>2</sup>

Hacemos la siguiente tabla, para obtener los valores de las entalpias de las tablas de vapor de agua, de acuerdo con las presiones que se tienen:

P (kg/cm <sup>2</sup> )	T (°C)	Tabla de Vapor Sobrecalentado	H (Kcal/kg)	
64	20	/	21.43	Agua
64	465	/	796.9	Vapor
19	280	/	712.45	Agua + Vapor

Para que se obtuvieran los valores exactos de las entalpias, en cada caso se interpola.

Sustituyendo valores en la ecuación de la energía tenemos:

$$[(2790 \text{ kg/hr})(21.43 \text{ Kcal/Kg})] + [(22800 \text{ kg/hr})(796.9 \text{ Kcal/kg})] - [(25540 \text{ kg/hr})(712.45 \text{ Kcal/kg})] = 0$$

$$(59789.7 + 18'169,092) \text{ Kcal/hr} - 18'195,973 \text{ Kcal/hr} = 0$$

$$32,908.7 \text{ Kcal/hr} \approx 0$$

El valor resultante es muy pequeño, y en la realidad es NULO, por lo tanto cumple con la ecuación de energía.

Se despeja X (calidad del vapor) y sustituimos entalpias y tenemos:

$$X = \frac{h_{A+V} - h_{AGUA}}{(h_{VAPOR} - h_{AGUA})}$$

$$X = \frac{(661.99 - 20.5) \text{ Kcal/kg}}{(698.98 - 20.5) \text{ Kcal/kg}}$$

$$X = 0.9454 \quad \text{ó} \quad 94 \%$$

Sabemos también que :

$$X = \frac{\text{Masa de Vapor}}{\text{Masa de Vapor y Agua}}$$

Despejamos la masa total y sustituimos valores y obtenemos:

$$\text{Masa de Vapor y Agua} = \frac{\text{Masa de Vapor}}{X}$$

$$= \frac{12,000 \text{ kg/hr}}{0.9454}$$

$$\text{Masa de Vapor y Agua} = 12,693.0399 \text{ kg/hr}$$

Por lo tanto :

$$\text{Ment. AGUA} = \text{Masa de Vapor y Agua} - \text{Ment. VAPOR}$$

$$= (12,693.0399 - 12,000) \text{ kg/hr}$$

$$\text{Ment. AGUA} = 693.0399 \text{ kg/hr}$$

Ahora ya teniendo todos los datos completos, sustituimos en la ecuación de energía:

$$[(693.0399 \text{ kg/hr}) (20.5 \text{ Kcal/kg})]$$

$$+ [(12,000 \text{ kg/hr}) (698.98 \text{ Kcal/kg})]$$

$$- [(12,693.0399 \text{ kg/hr}) (661.99 \text{ Kcal/kg})] = 0$$

$$(14,207.3179 + 8'387,760) \text{ Kcal/hr} - 8'402,665.483 \text{ Kcal/hr} = 0$$

## VALVULA 19.7/4.5

Para éste cálculo la ecuacion de energia y sus simplificaciones serán las mismas que en el anterior, esto es que nuestra ecuacion es:

$$[ MENT.AGUA (HENT.AGUA) ] + [ MBAL.VAPOR (HBAL.VAPOR) ] - [ MBAL.A+V (HBAL.A+V) ] = 0$$

Para esta valvula se tienen los siguientes datos:

MENT.AGUA	= 0.69 Ton/hr = 1,519 lbm/hr = 690 kg/hr.
MENT.VAPOR	= 12.0 Ton/hr = 26,431.16 lbm/hr = 12,000 kg/hr.
MBAL.A+V	= 12.69 Ton/hr = 27,950.45 lbm/hr = 12,690 kg/hr.
TENT.AGUA	= 20°C = 68°F
TBAL.VAPOR	= 260°C = 500°F
TBAL.A+V	= 160°C = 320°F
PENT.AGUA	= 21 Kg/cm <sup>2</sup> = 298.62 lb/in <sup>2</sup>
PENT.VAPOR	= 21 Kg/cm <sup>2</sup> = 298.62 lb/in <sup>2</sup>
PBAL.A+V	= 4.5 Kg/cm <sup>2</sup> = 64 lb/in <sup>2</sup>

Hacemos la siguiente tabla, para obtener los valores de las entalpias de las tablas de vapor de agua, de acuerdo con las presiones que se tienen:

P (kg/cm <sup>2</sup> )	T (°C)	Tabla de Vapor Sobrecalentado	H (Kcal/kg)	
21	20	/	20.5	Agua
21	260	/	698.98	Vapor
4.5	160	/	698.98	Agua + Vapor

Para que se obtuvieran los valores exactos de las entalpias, en cada caso se interpoló.

Ahora lo que falta, es saber cuanta masa de agua entró y cuanta masa de vapor salió, para lo cual se hace lo siguiente:

Para la primera ley de la termodinámica o ecuación de energia es muy util utilizar la siguiente fórmula:

$$H_{A+V} = h_{AGUA} (1-X) + X(h_{VAPOR})$$

donde:

$H_{A+V}$  = Entalpia Total del Agua y Vapor.

$h_{AGUA}$  = Entalpia del Agua.

$h_{VAPOR}$  = Entalpia del vapor.

X = Calidad del vapor.

$$698.165 \text{ Kcal/hr} \approx 0$$

El valor resultante es muy pequeño, y en la realidad es NULO, por lo tanto cumple con la ecuación de energía.

#### 2.4.2 BALANCES DE ENERGIA DE LAS TURBINAS DE VAPOR

Lo que se presenta a continuación ahora es el análisis energético de las turbinas que van a ser puestas en sustitución de las válvulas reductoras de presión. Para este caso la ecuación de la energía se plantea de la siguiente forma:

$$M_{ENT.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] - M_{SAL.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] - W + Q = M_{SIST.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ]$$

donde:

H = Entalpia del Vapor (Kcal/kg).

V = Velocidad del Vapor (m/seg<sup>2</sup>).

$g_c$  = Factor de Conversión Universal (9.81 kgm-m)/(kgf-sec<sup>2</sup>)

z = Altura (m).

g = aceleración de la gravedad (m/seg<sup>2</sup>).

$M_{ENT.}$  = Masa de entrada (kg/hr).

$M_{SAL.}$  = Masa de salida (kg/hr).

$M_{SIST.}$  = Masa Total del sistema considerado (kg/hr).

W = Trabajo recibido o cedido por el sistema considerado (Kcal/hr).

Q = Calor recibido o cedido por el sistema considerado (Kcal/hr).

$V^2/2g_c$  = Energía Cinética del Agua, Vapor o Agua + Vapor.

$gz/g_c$  = Energía Potencial del Agua, Vapor o Agua + Vapor.

En el análisis de las turbinas de vapor la masa de entrada y la masa de salida son completamente iguales ( $M_{ENT.} = M_{SAL.}$ ). Al igual que en las válvulas reductoras la ecuación de la energía para las turbinas tendrá sus respectivas simplificaciones que enseguida se explicarán.

Primeramente las energías potencial y cinética en las turbinas son muy pequeñas al grado que se pueden omitir, por lo tanto ( $V^2/2g_c$ ) y ( $gz/g_c$ ) son iguales a cero. Las turbinas realizan un proceso en estado estacionario, o sea, un proceso en que las propiedades del sistema no varían con el tiempo, por lo cual,

$$[ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ]_{SIST.} = 0$$

también se debe mencionar que estas turbinas son adiabáticas, es decir, que no van a intercambiar calor con el exterior, por lo que el flujo de calor va a ser igual a cero ( $Q=0$ ). Con estas

simplificaciones nuestra ecuación de la energía nos queda de la siguiente forma:

$$[ M_{ENT.} (H_{ENT.}) ] - [ M_{SAL.} (H_{SAL.}) ] - W = 0$$

Como se puede observar en esta ecuación de la energía queda la variable  $W$  que es el Trabajo cedido por la turbina a través de su eje hacia la máquina accionada. Este va a ser el objetivo principal de este análisis energético de las turbinas, dándoles las condiciones de operación de temperatura y presión, y obteniendo las entalpías del vapor de agua. Sustituyéndolas en la ecuación de la energía, y despejando  $W$  obtendremos el trabajo, que ya con este valor se puede empezar a decir que tipo de turbina se requiere en cada punto donde se ubica cada válvula reductora de presión y aprovechar ese vapor que es el principal objetivo de este trabajo. A continuación se presenta el procedimiento de cálculo de turbinas de vapor:

Tenemos la ecuación de energía, que es la siguiente:

$$M_{ENT.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] - M_{SAL.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] - W + Q = M_{EXIT.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ]$$

Tenemos también las siguientes simplificaciones en la ecuación de energía:

- Es un sistema abierto adiabático.
- El sistema considerado es la turbina de vapor y su contenido.
- Estado Estacionario  $M_{EXIT.} [ H + (V^2/2g_c) + (gz/g_c) ] = 0$
- Se consideran las turbinas adiabáticas, o sea,  $Q = 0$
- En turbinas  $V^2/2g_c$  y  $gz/g_c$  son despreciables.

La ecuación de energía nos queda:

$$[ M_{ENT.} (H_{ENT.}) ] - [ M_{SAL.} (H_{SAL.}) ] - W = 0$$

NOTA: Para distinguir cada caso de turbina se utilizara la misma notación que para las válvulas reductoras de presión, esto es, las mismas condiciones de presión de vapor de entrada y de salida.

## TURBINA 60/45

Tenemos los siguientes datos:

$$\begin{aligned} M_{ENT.} &= 8.12 \text{ Ton/hr} = 17,885.112 \text{ lbm/hr} = 8120 \text{ kg/hr.} \\ M_{BAL.} &= 8.12 \text{ Ton/hr} = 17,885.112 \text{ lbm/hr} = 8120 \text{ kg/hr.} \\ T_1 &= 465^\circ\text{C} = 869^\circ\text{F} \\ T_2 &= 399^\circ\text{C} = 750.2^\circ\text{F} \\ P_1 &= 64 \text{ Kg/cm}^2 = 910.08 \text{ lb/in}^2 \\ P_2 &= 45 \text{ Kg/cm}^2 = 639.90 \text{ lb/in}^2 \end{aligned}$$

P (kg/cm <sup>2</sup> )	T (°C)	Tabla de Vapor Sobrecalentado	H (Kcal/kg)
64	465	/	796.89 (1)
45	399	/	765.30 (2)

Los valores de las entalpías, se obtuvieron por tablas de vapor, interpolando de acuerdo a su respectiva presión y temperatura. Sustituyendo los datos que tenemos en la ecuación de energía tenemos:

$$[(8120 \text{ kg/hr})(796.89 \text{ Kcal/kg})]$$

$$- [(8120 \text{ kg/hr})(765.9 \text{ Kcal/kg})] - W = 0$$

$$6'470,746 \text{ Kcal/hr} - 6'219,108.0 \text{ Kcal/hr} - W = 0$$

$$W = 251,638.8 \text{ Kcal/hr}$$

$$W = 391.8561 \text{ HP}$$

Potencia que se obtendría en el eje de la turbina con las condiciones de operación de la válvula reductora de presión 60/45.

## TURBINA 60/19.5

Tenemos los siguientes datos:

$$\begin{aligned} M_{ENT.} &= 22.8 \text{ Ton/hr} = 50,219.28 \text{ lbm/hr} = 28,200 \text{ kg/hr.} \\ M_{BAL.} &= 22.8 \text{ Ton/hr} = 50,219.28 \text{ lbm/hr} = 28,200 \text{ kg/hr.} \\ T_1 &= 465^\circ\text{C} = 869^\circ\text{F} \\ T_2 &= 280^\circ\text{C} = 536^\circ\text{F} \\ P_1 &= 64 \text{ Kg/cm}^2 = 910.08 \text{ lb/in}^2 \\ P_2 &= 19 \text{ Kg/cm}^2 = 270.18 \text{ lb/in}^2 \end{aligned}$$

P (kg/cm <sup>2</sup> )	T (°C)	Tabla de Vapor Sobrecalentado	H (Kcal/kg)
64	465	/	796.89 (1)
19	280	/	712.45 (2)

Los valores de las entalpías, se obtuvieron por tablas de vapor, interpolando de acuerdo a su respectiva presión y temperatura. Sustituyendo los datos que tenemos en la ecuación de energía tenemos:

$$[(28,200 \text{ kg/hr})(796.89 \text{ Kcal/kg})]$$

$$- [(28,200 \text{ kg/hr})(712.45 \text{ Kcal/kg})] - W = 0$$

$$22'472,298 \text{ Kcal/hr} - 20'091,090 \text{ Kcal/hr} - W = 0$$

$$W = 2'381,208 \text{ Kcal/hr}$$

$$W = 2,998.5547 \text{ HP}$$

Potencia que se obtendría en el eje de la turbina con las condiciones de operación de la válvula reductora de presión 60/19.5

#### VALVULA 19.5/4.5

Tenemos los siguientes datos:

$$M_{ENT.} = 12 \text{ Ton/hr} = 26,431.2 \text{ lbm/hr} = 12,000 \text{ kg/hr.}$$

$$M_{BAL.} = 12 \text{ Ton/hr} = 26,431.2 \text{ lbm/hr} = 12,000 \text{ kg/hr.}$$

$$T_1 = 260^\circ\text{C} = 500^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 160^\circ\text{C} = 320^\circ\text{F}$$

$$P_1 = 21 \text{ Kg/cm}^2 = 298.62 \text{ lb/in}^2$$

$$P_2 = 4.5 \text{ Kg/cm}^2 = 63.99 \text{ lb/in}^2$$

P (kg/cm <sup>2</sup> )	T (°C)	Tabla de Vapor Sobrecalentado	H (Kcal/kg)
21	260	/	698.98 (1)
4.5	160	/	661.99 (2)

Los valores de las entalpias, se obtuvieron por tablas de vapor, interpolando de acuerdo a su respectiva presión y temperatura. Sustituyendo los datos en la ecuación de energía tenemos:

$$[(12,000 \text{ kg/hr})(698.98 \text{ Kcal/kg})]$$

$$- [(12,000 \text{ kg/hr})(661.99 \text{ Kcal/kg})] - W = 0$$

$$8'387,760 \text{ Kcal/hr} - 7'943,880 \text{ Kcal/hr} - W = 0$$

$$W = 443'880 \text{ Kcal/hr}$$

$$W = 691.2615 \text{ HP}$$

Potencia que se obtendría en el eje de la turbina con las condiciones de operación de la válvula reductora de presión 19.5/4.5

Hechos los balances de energía se puede ver que el trabajo obtenido en cada punto muestran trabajos para turbinas de vapor muy grandes y que requieren de otros equipos adicionales para su utilización. Es aquí donde intervienen las turbinas de presión media que se describirán en el capítulo 3. Estas turbinas colocandolas en arreglos paralelos con su debida distribución de flujo de vapor para cada una, son equipos muy idóneos para aprovechamiento de exceso de vapor, la suma del trabajo a la salida de cada turbina tiene que dar como resultado el trabajo total que originalmente se obtuvo del balance de energía. Y este es el objetivo que persigue el presente trabajo: **AHORRO DE ENERGIA CON EQUIPO DE FACIL MANEJO, OPERACION Y SERVICIO.** En la fig.2.4/1 se muestra el diagrama de la planta generadora de vapor con las turbinas de vapor y sus respectivas potencias obtenidas en los anteriores calculos.

### 2.4.3 EXERGIA Y DISPONIBILIDAD

Exergia se define como el trabajo disponible en un gas, fluido o masa, resultado de una condición relativa de no equilibrio con respecto a una condición de referencia.

La condición de la atmósfera a nivel del mar es el último depósito para todos los sistemas de energía terrestres.

De este modo, un vapor a 1000 °F y 200 psia, de presión tienen una cantidad específica de exergia, es decir, energía que se disipa como temperatura y presión que se aproxima a condiciones atmosféricas.

El trabajo útil puede ser recuperado durante procesos de enfriamiento y expansión del vapor, a través de máquinas térmicas, turbinas, intercambiadores de calor, etc. La exergia que no es recuperada, como trabajo útil, se pierde.

La exergia es una propiedad bien definida en condiciones de estado estacionario. Este valor puede ser calculado en cualquier punto de un sistema energético de otras propiedades que están definidas de un balance de energía en cada proceso del sistema. La exergia puntual está calculada para la condición de referencia, por medio de la siguiente ecuación:

$$\tau = (u - u_0) - T_0 (s - s_0) + P_0/J (v - v_0) + V^2/2gJ + (z - z_0)g/g_cJ$$

$$\Sigma (\mu - \mu_0) N_0 + E_1 A_1 F_1 (3T^4 - T_0^4 - 4T_0 T_3) + \dots \quad \text{---(A)}$$

donde el subíndice 0 denota la condición de referencia. Hay variaciones en la ecuación general de exergia en muchos análisis de sistemas, como se muestra en la ecuación (A).

De este modo la exergia es un trabajo disponible de cualquier fuente, los términos pueden ser desarrollados usando flujos de corriente eléctrica, campos magnéticos, flujos difusivos de masa, etc.

Una simplificación muy común es sustituir la entalpía por la energía interna y términos de trabajo Pv, es decir, que es aplicable para sistemas de flujo permanente o estacionario.

La ecuación general de la exergia es a menudo usada bajo condiciones donde los términos de Energía Potencial y Cinética son muy pequeños y considerados como nulos. En estos casos la ecuación se reduce a:

$$\tau = (h - h_0) - T_0 (s - s_0)$$

A esta simplificación se le conoce más comúnmente como **Disponibilidad**. Bajo este enfoque, el criterio de reversibilidad es el punto principal de análisis, planteando entre otras, las siguientes preguntas :

¿ Cual es el máximo trabajo reversible que puede realizar un sistema, en un estado dado ? ¿ Cual es el estado final que hace máximo el trabajo reversible ?

La respuesta a esta pregunta es que, cuando un sistema esta en equilibrio con el medio ambiente, no ocurre ningún cambio de estado espontaneo y el sistema no será capaz de ejecutar ningún trabajo. Por lo tanto, si un sistema en un estado dado, sujeto a un proceso completamente reversible se lleva hasta que alcanza el estado de equilibrio con el medio ambiente, se tendrá trabajo reversible máximo ejecutado por el sistema.

Si un sistema esta en equilibrio con el medio ambiente, se debe a que la presión y la temperatura están en equilibrio, es decir, a la presión  $P_0$  y a la temperatura  $T_0$ . El sistema, también debe estar en equilibrio químico con el medio exterior, es decir, que no se efectue ninguna reacción química. Análogos requisitos deben exponerse respecto a los efectos magnéticos, electricos y de superficie, si estos vienen al caso, en un problema dado.

La misma observación general puede hacerse con respecto a la cantidad de masa que está sujeta a un proceso de estado estable y de flujo estable. Para un estado dado, donde la masa entra al volumen de control, el trabajo será máximo cuando la masa que sale del volumen de control está en equilibrio con el medio circundante. Esto significa que a medida que la masa sale del volumen de control debe estar en equilibrio químico con el medio, a la presión y temperatura del medio circundante, que posea una energía potencial nula, y con velocidad neta = 0. ( La masa que sale del volumen de control necesita tener alguna velocidad, pero podemos aproximarla a cero. )

Consideremos primero la disponibilidad asociada con un proceso de estado estable y de flujo estable. Cuando consideramos un flujo simple se utiliza la siguiente ecuación:

$$W_{REV} = [ h_1 - T_0 s_1 + V_1^2/2g_c + Z_1 ( g/g_c ) ] \\ - [ h_0 - T_0 s_0 + V_0^2/2g_c + Z_0 ( g/g_c ) ]$$

Este trabajo reversible será máximo cuando la masa que sale del volumen de control esté en equilibrio con el medio circundante. Si designamos este estado, en el que el fluido está en equilibrio con el medio circundante con el índice 0, el trabajo reversible será máximo: cuando  $s_0 = s_0$ ,  $V_0 = 0$  y  $Z_0 = Z_0$ . Designando a este trabajo reversible máximo (por unidad de masa que fluye) como la disponibilidad, y asignándole el símbolo  $\tau$ , tenemos:

$$\tau = [ h - T_0 s + V^2/2g_c + Z ( g/g_c ) ] \\ - [ h_0 - T_0 s_0 + Z_0 ( g/g_c ) ]$$

El estado inicial se expresa y nos indica que ésta es la disponibilidad asociada con una sustancia en cualquier estado, tal como entra al volumen de control en un proceso de estado estable y de flujo estable. De aquí se sigue, también, que el trabajo reversible por unidad de masa que fluye, entre dos estados cualesquiera, es igual al decremento de disponibilidad entre esos dos estados:

$$W_{REV} = T_1 - T_0$$

Si en un proceso de estado estable y de flujo estable tenemos más de un flujo que entra y sale de un volumen de control, podemos escribir:

$$W_{REV} = \sum m_i T_i - \sum m_e T_e$$

La disponibilidad asociada con un sistema se desarrolla de una manera similar, excepto por un factor. Cuando el volumen de un sistema aumenta, se ejecuta algún trabajo por el sistema en contra del medio circundante, y éste no es utilizable para realizar un trabajo.

Este análisis que se mostro anteriormente es solamente para verificar los trabajos que se obtuvieron en las turbinas, y así comprobar que el trabajo obtenido es el correcto.

A continuación se presenta el procedimiento para la obtención del trabajo a partir de las formulas que se plantearon anteriormente.

#### TURBINA 60/45

Tenemos los siguientes datos:

$$m_1 = 8.12 \text{ Ton/hr} = 8,120 \text{ Kg/hr}$$

$$m_2 = 8.12 \text{ Ton/hr} = 8,120 \text{ Kg/hr}$$

$$T_1 = 465 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 399 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 64 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_2 = 45 \text{ Kg/cm}^2$$

Las condiciones del medio ambiente serán las siguientes:

$$P_A = 1.0334 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_A = 291.15 \text{ }^\circ\text{K}$$

Por lo tanto:

$$h_A = 14.7 \text{ Kcal/Kg}$$

$$s_A = 0.05389 \text{ kcal/Kg-}^\circ\text{K}$$

La formula a utilizar es:

$$T_1 = (h_1 - h_A) - T_A (s_1 - s_A) \quad (1a)$$

Para el estado (1) tenemos que:

$$h_1 = 796.7 \text{ Kcal/Kg}$$

$$s_1 = 1.6129 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (1a) obtenemos  $\tau_1$ :

$$\tau_1 = (796.7 - 14.7) \text{ Kcal/Kg} - 291.15 \text{ } ^\circ\text{K} (1.6129 - 0.05388) \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\tau_1 = 782 \text{ Kcal/Kg} - 453.9086 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\tau_1 = 328.09132 \text{ Kcal/Kg}$$

Para el estado (2) tenemos que:

$$h_2 = 765.7222 \text{ Kcal/Kg}$$

$$s_2 = 1.6040 \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (1a) obtenemos  $\tau_2$ :

$$\tau_2 = (765.72 - 14.7) \text{ Kcal/Kg} - 291.15 \text{ } ^\circ\text{K} (1.6040 - 0.05388) \text{ Kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$\tau_2 = 751.0222 \text{ Kcal/Kg} - 451.3174 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\tau_2 = 299.7047 \text{ Kcal/Kg}$$

#### TRABAJO REVERSIBLE

$$\frac{W_{REV.}}{m_1} = \tau_1 - \frac{m_1}{m_2} \tau_2$$

Sustituyendo los valores que ya tenemos:

$$\frac{W_{REV.}}{m_1} = 328.09132 \text{ kcal/Kg} - \frac{8120 \text{ Kg/hr}}{8120 \text{ Kg/hr}} (299.7047 \text{ Kcal/Kg})$$

$$\frac{W_{REV}}{m_1} = 28.38662 \text{ Kcal/Kg}$$

$$W_{REV} = 28.38662 \text{ Kcal/Kg} ( 8120 \text{ Kg/hr} )$$

$$W_{REV} = 230,499.3544 \text{ kcal/hr}$$

$$W_{REV} = 359.3797 \text{ HP}$$

Por lo que se puede observar, el trabajo obtenido es similar al que se obtuvo en los cálculos para la obtención del trabajo en la turbina de vapor 60/45.

### TURBINA 60/19.5

Tenemos los siguientes datos:

$$m_1 = 22.8 \text{ Ton/hr} = 22,800 \text{ Kg/hr}$$

$$m_2 = 22.8 \text{ Ton/hr} = 22,800 \text{ Kg/hr}$$

$$T_1 = 465 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 280 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 64 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_2 = 19 \text{ Kg/cm}^2$$

Las condiciones del medio ambiente serán las siguientes:

$$P_A = 1.0334 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_A = 291.15 \text{ }^\circ\text{K}$$

Por lo tanto:

$$h_A = 14.7 \text{ Kcal/Kg}$$

$$s_A = 0.05389 \text{ Kcal/Kg-}^\circ\text{K}$$

La fórmula a utilizar es:

$$\tau_1 = (h_1 - h_A) - T_A(s_1 - s_A) \quad (1b)$$

Para el estado (1) tenemos que:

$$h_1 = 796.7 \text{ Kcal/Kg}$$

$$s_1 = 1.6129 \text{ kcal/Kg-}^\circ\text{K}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (1b) obtenemos  $\tau_1$ :

$$\tau_1 = (796.7 - 14.7) \text{ Kcal/Kg} - 291.15 \text{ }^\circ\text{K} (1.6129 - 0.05389) \text{ Kcal/Kg-}^\circ\text{K}$$

$$\tau_1 = 782 \text{ Kcal/Kg} - 453.4086 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\tau_1 = 328.09132 \text{ Kcal/Kg}$$

Para el estado (2) tenemos que:

$$h_2 = 706.7222 \text{ Kcal/Kg}$$

$$s_2 = 1.6060 \text{ kcal/Kg-}^\circ\text{K}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (1b) obtenemos  $\tau_2$ :

$$\tau_2 = (706.72 - 14.7) \text{ Kcal/Kg} - 291.15 \text{ }^\circ\text{K} (1.6060 - 0.05389) \text{ Kcal/Kg-}^\circ\text{K}$$

$$\tau_2 = 692.0222 \text{ Kcal/Kg} - 451.8968 \text{ Kcal/Kg}$$

$$\tau_2 = 240.1253 \text{ Kcal/Kg}$$

## TRABAJO REVERSIBLE

$$\frac{W_{REV.}}{m_1} = T_1 - \frac{m_1}{m_2} T_2$$

Sustituyendo los valores que ya tenemos:

$$\frac{W_{REV.}}{m_1} = 328.09132 \text{ Kcal/Kg} - \frac{22800 \text{ Kg/hr}}{22800 \text{ Kg/hr}} (240.1253 \text{ Kcal/Kg})$$

$$\frac{W_{REV}}{m_1} = 87.9660 \text{ Kcal/Kg}$$

$$W_{REV} = 87.9660 \text{ Kcal/Kg} ( 22800 \text{ Kg/hr} )$$

$$W_{REV} = 2,005,625.256 \text{ Kcal/hr}$$

$$W_{REV} = 3,127.0416 \text{ HP}$$

Por lo que se puede observar, el trabajo obtenido es similar al que se obtuvo en los cálculos para la obtención del trabajo en la turbina de vapor 60/19.5.

## TURBINA 19.5/4.5

Tenemos los siguientes datos:

$$m_1 = 12 \text{ Ton/hr} = 12,000 \text{ Kg/hr}$$

$$m_2 = 12 \text{ ton/hr} = 12,000 \text{ Kg/hr}$$

$$T_1 = 260 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_2 = 160 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_1 = 21 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_2 = 4.5 \text{ Kg/cm}^2$$

Las condiciones del medio ambiente serán las siguientes:

$$P_A = 1.0334 \text{ Kg/cm}^2$$

$$T_A = 291.15 \text{ }^\circ\text{K}$$

Por lo tanto:

$$h_A = 14.7 \text{ Kcal/Kg}$$

$$s_A = 0.05389 \text{ Kcal/Kg-}^\circ\text{K}$$

La fórmula a utilizar es:

$$T_1 = ( h_1 - h_A ) - T_A ( s_1 - s_A ) \quad (1c)$$

Para el estado (1) tenemos que:

$$h_1 = 698.81 \text{ kcal/Kg}$$

$$s_1 = 1.5702 \text{ kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (1c) obtenemos  $T_1$ :

$$T_1 = (698.81 - 14.7) \text{ kcal/Kg} - 291.15 \text{ } ^\circ\text{K} (1.5702 - 0.05388) \text{ kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 684.11 \text{ kcal/Kg} - 441.4765 \text{ kcal/Kg}$$

$$T_1 = 242.6334 \text{ kcal/Kg}$$

Para el estado (2) tenemos que:

$$h_2 = 661.83 \text{ kcal/Kg}$$

$$s_2 = 1.6549 \text{ kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (1c) obtenemos  $T_2$ :

$$T_2 = (661.83 - 14.7) \text{ kcal/Kg} - 291.15 \text{ } ^\circ\text{K} (1.6549 - 0.05388) \text{ kcal/Kg} \cdot ^\circ\text{K}$$

$$T_2 = 647.13 \text{ kcal/Kg} - 466.1369 \text{ kcal/Kg}$$

$$T_2 = 180.9930 \text{ kcal/Kg}$$

#### TRABAJO REVERSIBLE

$$\frac{W_{REV.}}{m_1} = T_1 - \frac{m_1}{m_2} T_2$$

Sustituyendo los valores que ya tenemos:

$$\frac{W_{REV.}}{m_1} = 242.6334 \text{ kcal/Kg} - \frac{12000 \text{ Kg/hr}}{12000 \text{ Kg/hr}} (180.9930 \text{ kcal/Kg})$$

$$\frac{W_{REV}}{m_1} = 61.6403 \text{ kcal/Kg}$$

$$W_{REV} = 61.6403 \text{ kcal/Kg} ( 12000 \text{ Kg/hr} )$$

$$W_{REV} = 739.684.476 \text{ kcal/hr}$$

$$W_{REV} = 1,153.2683 \text{ HP}$$

Obtenidos los trabajos, a continuacion se presenta una tabla donde se comparan los trabajos obtenidos por medio del balance de energia (la Ley de la Termodinamica) y por analisis de disponibilidad de trabajo, y así hacer un a comparacion de resultados y comprobar si los trabajos obtenidos son correctos.

## TURBINA

## CALCULO

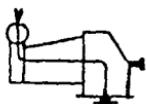
	TRABAJO BALANCE DE ENERGIA	TRABAJO A. DISPONIBILIDAD TRABAJO
60/45	391.8561 HP	359.3797 HP
60/19.5	2,998.5547 HP	3,127.0416 HP
19.5/4.5	691.2615 HP	1,153.2683 HP

El unico caso que resulta de excepcion es el de la expansion 19.5/4.5 donde la diferencia basica se encuentra en la diferencia de entropia ya que la expansion se establece con un cambio de temperatura moderado. Esto es porque los valores que se dan (de presion y temperatura) del medio circundante son muy variados, y por lo tanto, el resultado del trabajo el caso de la turbina antes mencionada difiere del calculado por balance de energia en 40 %. En este caso el trabajo obtenible seria el minimo a rescatar de la expansion

En resumen, como se puede observar los resultados obtenidos son similares y difieren por muy poco en sus cantidades, con lo que se puede concluir que los resultados obtenidos son correctos.



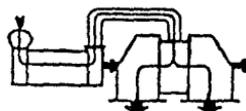




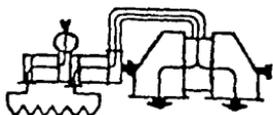
Carcasa Simple  
Flujo Simple



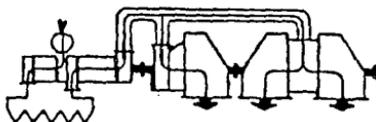
Carcasa Simple  
Flujos Opuestos



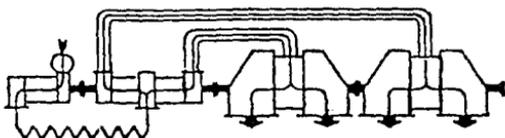
Carcasa Doble  
Flujo Doble



Carcasa Doble, Flujo  
Doble y Recalentamiento.

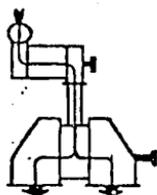


Carcasa Triple, Flujo  
Triple y Recalentamiento.

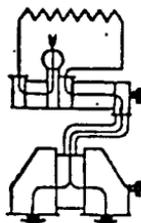


Carcasa Cuadruple, Flujo  
Cuadruple y Recalentamiento.

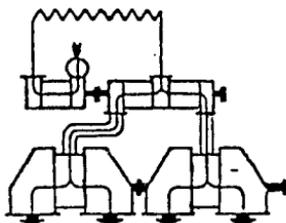
TANDEM COMPOUND  
Fig.3.1/1



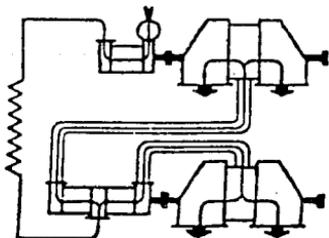
Carcasa Doble  
Flujo Doble.



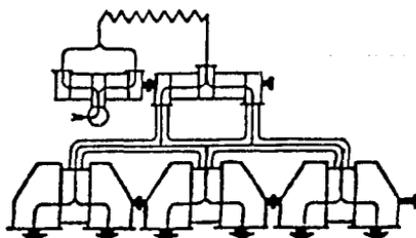
Carcasa Doble, Flujo  
Doble y Recalentamiento



Carcasa Cuadruple, Flujo  
Cuadruple y Recalentamiento.



Carcasa Cuadruple, Flujo  
Cuadruple y Recalentamiento.



Cinco Carcasas, Seis Flujos  
y Recalentamiento

- 1.- FLECHA DEL ROTOR
- 2.- MANGA DE SELLO DE LA FLECHA
- 3.- ANILLO DE LUBRICACION.
- 4.- CHUMACERA EXTREMO DE SALIDA.
- 5.- MANGA DE SELLO DE LA FLECHA.
- 6.- ENSAMBLE DE ANILLO DE CARBON.
- 7.- ANILLO ESPACIADOR.
- 8.- CAJA DE SELLO EXTENSO DE SALIDA.
- 9.- CUBIERTA DE LA CARCAZA.
- 10.- VALVULA CENTINELA.
- 11.- ENSAMBLES DE DISCOS DEL ROTOR.
- 12.- CAJA DE SELLO EXTREMO DE ENTRADA
- 13.- ANILLO ESPACIADOR.
- 14.- ENSAMBLE DE ANILLO DE CARBON.
- 15.- MANGA DE SELLO DE LA FLECHA.
- 16.- CHUMACERA EXTREMO DE ENTRADA.
- 17.- ANILLO DE LUBRICACION.
- 18.- BALERO DE SUJECION DEL ROTOR
- 19.- ENSAMBLE DE DISPARO POR-SOBREVELOCIDAD.
- 20.- COUPLE (MOTRIZ DEL GOBERNADOR T).
- 21.- GOBERNADOR T
- 22.- PALANCA DEL GOBERNADOR (GOBERNADOR T)
- 23.- VALVULA DE GOBIERNO Y DISPARO.
- 24.- CAJA DE CHUMACERA LADO DE ENTRADA.
- 25.- SOPORTE LADO DE ENTRADA.
- 26.- CARCAZA EXTREMO DE ENTRADA.
- 27.- ANILLO DE TOBERAS.
- 28.- ENSAMBLE DE PALANES ESTACIONARIOS
- 29.- CARCAZA EXTREMO DE SALIDA.
- 30.- PEDESTAL DE LA CHUMACERA, EXTENSO DE SALIDA.

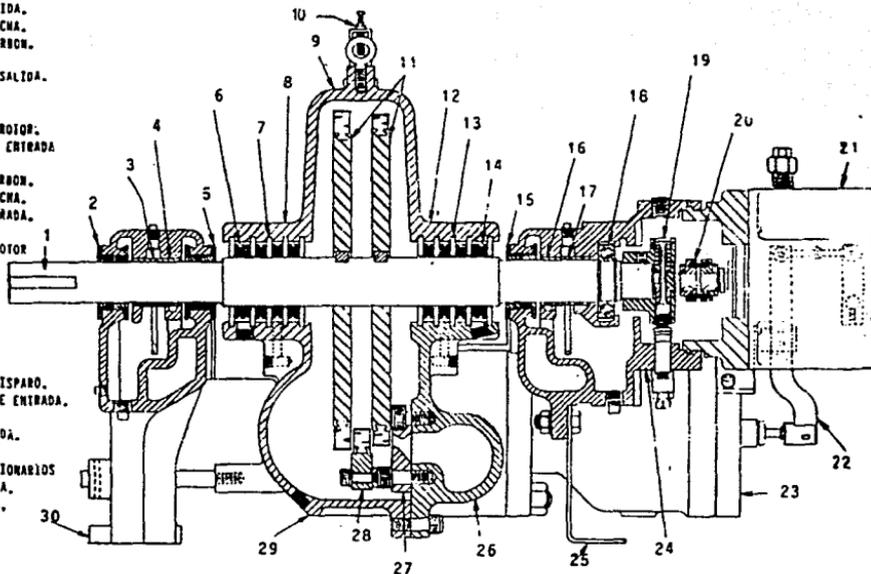


Fig.3.2/I Turbina de vapor de presión media y sus componentes.

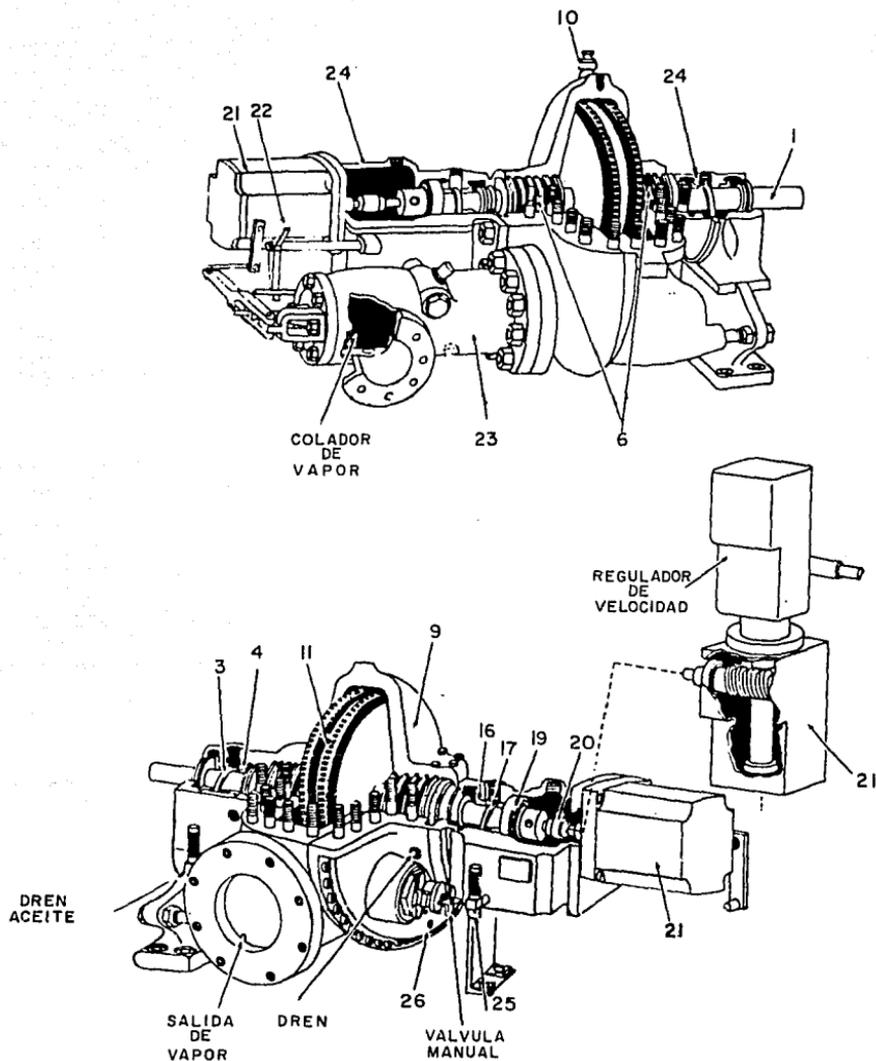


Fig.3.2/2 Turbina de presión media con diferentes posiciones para colocar el regulador de velocidad.



### 3.2.2 Regulador de Velocidad Tipo Woodward.

Los reguladores Woodward, que se muestran en la Fig.3.2/3, son unidades reguladoras de velocidad de precisión, completamente autosuficientes.

Están unidos mecánicamente a la palanca del regulador para el control de la válvula de regulación. El regulador Woodward viene ajustado desde la fábrica, de acuerdo con las especificaciones del cliente, para unos límites de velocidad determinados. Los reguladores Woodward de tipo PG y UG pueden ser ajustados dentro de sus límites normales de velocidad manualmente, remotamente por medio de una señal de aire a un receptor neumático en el regulador. El regulador Woodward tipo TG-13 se fija manualmente a la velocidad deseada. Se acopla al eje de la turbina como se ve en la vista B de la Fig.3.2/3. Los reguladores tipo PG y UG son accionados por un tornillo sin fin como se ve en la vista A de la Fig.3.2/3 para las turbinas equipadas con regulador Woodward.

### 3.2.3 Válvula de Regulación.

El regulador de velocidad controla automáticamente a la válvula de regulación, que se muestra en la Fig.3.2/4, con el fin de admitir la cantidad de vapor adecuada para mantener la velocidad a la que se ajusta el regulador. Cuando la turbina está fuera de servicio la válvula permanece abierta. Pueden equiparse los reguladores de velocidad para parada de la turbina por cierre de la válvula y para arranque remoto automático.

### 3.2.4 Válvula de Emergencia.

La válvula de emergencia que se ve en la Fig.3.2/5, se cierra automáticamente para detener la turbina cuando se produce un exceso de velocidad, y manualmente al desengancharse la palanca de disparo. (ver Fig.3.2/5). Los siguientes son algunos de los sistemas opcionales para cerrar automáticamente esta válvula y para la turbina:

- \* Disparo por baja presión de aceite para las turbinas con lubricación forzada.
- \* Disparo por baja presión de aire utilizando el sistema neumático del cliente.
- \* Disparo por solenoide.
- \* Disparo por contrapresión excesiva.

### 3.2.5 Regulador de Disparo por Sobrevelocidad.

Un dispositivo regulador de disparo por sobrevelocidad, situado en un alojamiento en el extremo del eje del lado de entrada de vapor actúa para detener la turbina cuando ésta alcanza la velocidad prefijada de disparo. El mecanismo de disparo se fija en fábrica y no debe requerir ajuste ulterior. Sin embargo se puede aumentar o disminuir la velocidad de disparo dentro de un pequeño margen. (ver Fig.3.2/5).

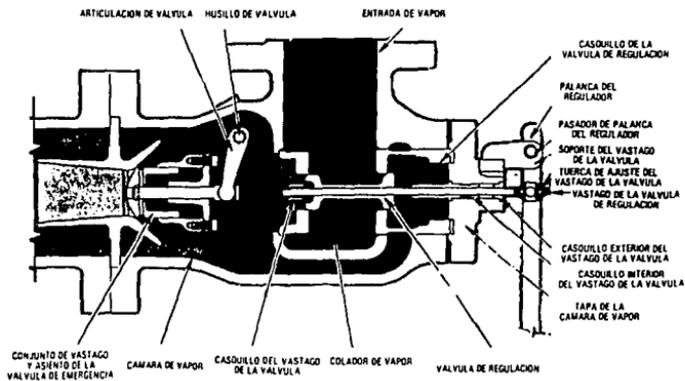


Fig. 3.2/4 Válvula de disparo de emergencia.

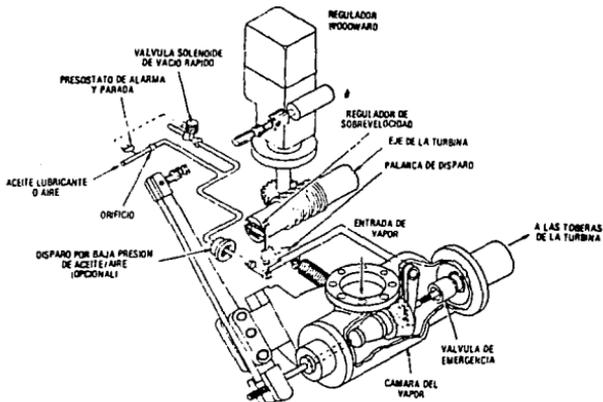


Fig. 3.2/5 Esquema típico del sistema de disparo.

### 3.2.6 Válvulas Manuales.

Las válvulas de accionamiento manual para control de las toberas permiten conseguir el máximo rendimiento a carga parcial o a carga nominal con presión de vapor reducida, o funcionamiento de sobrecarga. Las válvulas permiten ajustar el área de las toberas para aproximarlas al área ideal requerida por el flujo de vapor para una determinada condición de carga y así reducir la estrangulación.

El vapor, al salir de la válvula del regulador, llena la cámara de vapor que alimenta al anillo de toberas. En el tabique que separa esta cámara de vapor del anillo de las toberas hay aberturas o lumbreras a través de las que se alimenta el vapor a ciertas toberas o grupos de toberas. Para permitir ajustar el área de las toberas como antes se dijo, se pueden colocar válvulas en todas las aberturas en que sea práctico o necesario, con una excepción. Esta abertura queda bajo el control de la válvula de admisión controlada por el regulador. Se numeran las aberturas para las válvulas manuales comenzando con la que está situada en el punto más bajo de la entrada de vapor y siguiendo en el sentido de las manecillas del reloj. Así, si se suministra una válvula manual en la primera abertura, se le denomina válvula no.1, en la segunda no.2, etc. Para el mejor funcionamiento, deberá abrirse las válvulas en secuencia numérica y cerrarse en orden inverso.

Las válvulas manuales no pueden utilizarse como válvulas de estrangulación. Deben estar o totalmente abiertas o totalmente cerradas. En el asiento de una válvula que se mantenga a medio abrir pronto sufrirá daño debido a la erosión del vapor. Esta condición se conoce mejor como "rayado". Sin embargo al poner en marcha la turbina, no se deben apretar demasiado las válvulas al cerrarlas hasta ver alcanzado la temperatura de régimen y hasta que todas las piezas estén uniformemente calentadas. La razón para esto es que el material del vástago de la válvula está sujeto a mayor expansión térmica que la carcasa de la turbina, y si se aprieta cuando esta fría, puede quedar atascada en su posición de cerrado y será difícil abrirla después.

### 3.2.7 Cojinetes Principales.

Dos cojinetes principales soportan al rotor de la turbina y se les llama cojinetes del lado de vapor y el cojinete del lado de escape por su localización. Se rellenan los cojinetes con un metal blanco antifricción y son del tipo de manguito con resaltes en los extremos para mantenerlos en su posición axial. Un pasador de tope evita que giren con el eje. ( ver Fig.3.2/1 y Fig.3.2/2 ).

Los cojinetes se fabrican con límites muy precisos como programa de producción. Cuando las holguras de los cojinetes se ensanchan demasiado, deberán instalarse nuevos cojinetes. Se consideran excesivas las holguras cuando alcanzan aproximadamente 0.004" (0.101 mm) por encima de la holgura normal máxima. Los cojinetes están divididos horizontalmente para poder sacarlos y reemplazarlos fácilmente sin quitar el eje de su lugar. La siguiente tabulación indica los límites recomendados para temperaturas en cojinetes:

	Temp. Metal		Temp. Aceite	
	°C	°F	°C	°F
Temp. Max. Operación Normal	220	104	180	82
Alarma	230	110	185	85
Parada	240	116	195	90.5

### 3.2.8 Cojinete de Empuje.

El cojinete de empuje, de tipo de bolas o de zapatas, localizado en el extremo de la entrada de vapor del eje de la turbina, evita el movimiento axial del rotor de la turbina mas alla de los límites pre-determinados. El cojinete sale de fábrica perfectamente posicionado en su lugar con laminillas de calzo y no debería requerir de ajustes posteriores. Sin embargo, debe hacerse notar que estas laminillas depende la holgura adecuada en las toberas y la rueda de la turbina. En los sistemas de lubricación forzada, el cojinete funciona con un baño continuo de aceite. En las turbinas con anillos de lubricación, el cojinete de empuje de bolas recibe el suministro necesario de aceite del mismo anillo que proporciona aceite al cojinete principal. ( ver Fig.3.2/1 y Fig.3.2/2 ).

### 3.2.9 Anillos de Lubricación.

En las turbinas sin sistema de lubricación forzada, usarán un anillo de lubricación situado en una ranura en cada cojinete principal, proporciona lubricación a los cojinetes principales y al cojinete de empuje. Durante el funcionamiento, los anillos que giran libremente en el eje penetran en el depósito de aceite y lo llevan al eje, donde se distribuye a cada cojinete principal. El cojinete de empuje, que está localizado dentro de la cubierta del cojinete principal del lado de entrada de vapor recibe su aceite lubricante por esta misma acción. ( ver Fig.3.2/6 ).

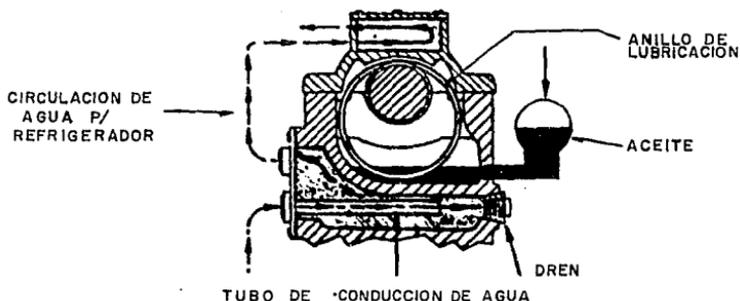


Fig.3.2/6 Sistema de Lubricación por anillos.

### 3.2.10 Sellos del Eje.

Se utilizan anillos de carbón, o de tipo laberinto en los extremos de la turbina, en la zona donde el eje pasa a través de la carcasa. En las turbinas de contrapresión, los sellos limitan y controlan el flujo de vapor a lo largo del eje. En las turbinas de condensación, los sellos controlan la fuga de vapor en el lado de entrada de vapor donde la presión dentro de la carcasa de la turbina es superior a la atmosférica, y la entrada de aire a la carcasa en el lado de escape en donde la presión de adentro de la carcasa de la turbina es inferior a la presión atmosférica.

Los anillos de carbón están individualmente separados en compartimientos formados por espaciadores de acero resistentes a la corrosión. Los anillos espaciadores se colocan en ranuras anulares a las cajas de sellos. Los anillos de carbón sellan al ser forzados contra los espaciadores y tienen una holgura muy ajustada a lo largo del eje. Los anillos están formados por tres segmentos y un tope en cada anillo para evitar que giren. Los extremos de los tres segmentos de cada anillo se mantienen en contacto entre sí por medio de muelles de sujeción cuyos extremos se fijan enganchándose entre sí. Un tope impide la rotación del conjunto. ( ver Fig.3.2/7 ).

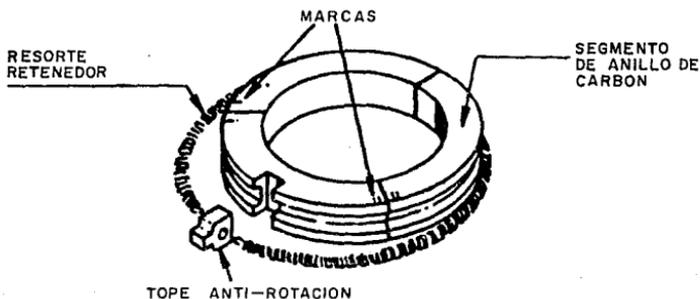


Fig.3.2/7 Anillo de carbón y componentes.

La manga de sello laberintico es un dispositivo de estrangulación de dientes múltiples montado concéntricamente con el eje. Los anillos de acero resistentes a la corrosión están formados por cuatro segmentos con los extremos numerados para facilitar su identificación cuando sean reemplazados. Los anillos se colocan en la caja de empaquetaduras y en los diafragmas por medio de resaltes mecanizados. ( ver Fig.3.2/1 ).

### 3.2.11 Sistema de Lubricación Forzada.

Para las turbinas con lubricación forzada se incluye un plano de la tubería de lubricación o esquema del sistema. Tal diagrama puede ser innecesario para las turbinas lubricadas por anillos y acopladas a un engranaje con lubricación forzada. La Fig.3.2/8 muestra un diagrama esquemático típico de este sistema. Todas las turbinas con engranaje integral tienen lubricación forzada. Las turbinas con lubricación forzada que no tienen una bomba auxiliar de aceite con arranque automático, tienen anillos de lubricación para asegurar la lubricación de los cojinetes principales durante el arranque y el funcionamiento a baja velocidad.

### 3.2.12 Componentes Típicos del Sistema de Lubricación Forzada.

#### 3.2.12.1 Bomba Principal de Aceite

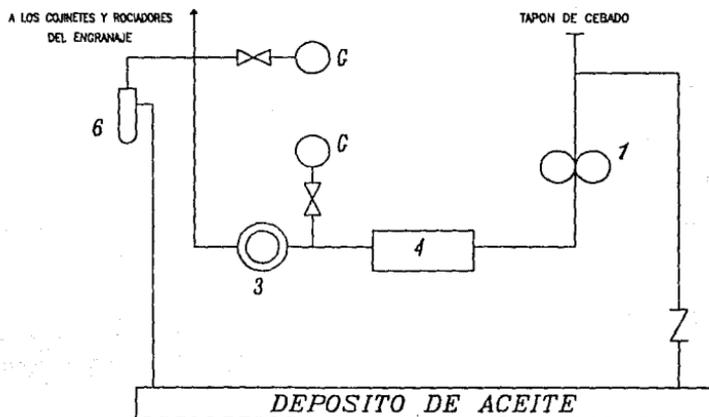
Normalmente la bomba es accionada a través de un engranaje por el eje de la turbina, el eje del reductor de velocidad o el eje del regulador. No se necesitan ajustes ni mantenimiento especial.

#### 3.2.12.2 Bomba Auxiliar de Aceite ( Accionada por Motor Eléctrico )

- (a) Calidad de aceite mineral adecuadamente refinado y altamente filtrado.
- (b) Máxima capacidad para mojar metal y para evitar la formación de óxido en las partes metálicas bañadas en aceite. Gran estabilidad para resistir la oxidación y resistencia a la corrosión, que pueden obtenerse por medio de inhibidores de la oxidación como el resultado de un proceso de refinación especial.
- (c) Ausencia de ácidos y alcalis.
- (d) La mejor capacidad posible para separarse rápidamente del agua.
- (e) Tendencia mínima para formar óxido o depósitos al agitarse en presencia de agua y aire a la temperatura real de función.
- (f) Tendencia mínima a producir emulsiones o espuma al agitarse con agua o aire.
- (g) Alto índice de viscosidad.

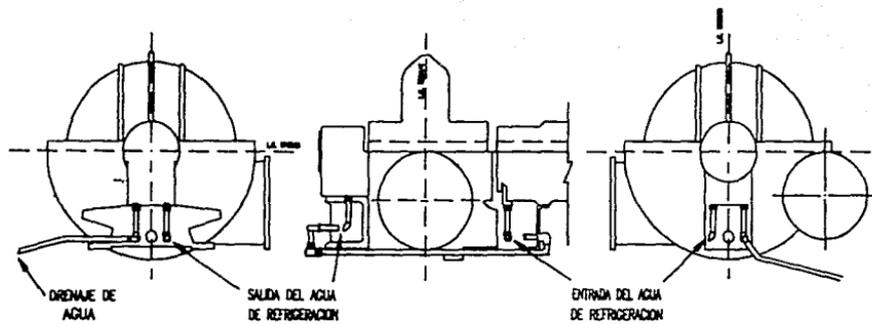
#### Requisitos de Viscosidad

	SSUa	SSU
	38 °C (100 °F)	99 °C (210 °F)
Sist. Lubricación Forzada	130 a 225	42 a 44
Sist. Lubricación por Anillos		
o Unidades con Engranaje Reductor	280 a 360	49 a 55



**Fig.3.2/8 Esquema típico de la turbina lubricada por anillos con engranaje lubricado a presión.**

1. Bomba Principal de Aceite.
2. Bomba Auxiliar de Aceite.
3. Filtro de Aceite.
4. Refrigerador de Aceite.
5. Válvula de Prueba (abrir la válvula para arrancar la bomba auxiliar de aceite).
6. Regulador de Presión de Retorno para mantener la Presión de Aceite en los Cojinetes.
7. Presóstato para el Arrancador de la Bomba Auxiliar de Aceite.
8. Válvula de Alivio de la Bomba Auxiliar de Aceite.



ESQUEMA TÍPICO DE TUBERÍA DE LAS CAJAS DE COJINETES  
 PARA TURBINAS CON LUBRICACIÓN POR ANILLOS

Fig.3.2/9

### 3.2.13 Agua de Refrigeración para las Turbinas Lubricadas por Anillos.

Se recomienda refrigerar por agua las cajas de cojinetes de todas las turbinas lubricadas por anillos. Ver también las instrucciones para la conexión de tubería de agua para las turbinas lubricadas por anillos. (ver fig.3.2/9)

### 3.2.14 Sistema de Evacuación de los Sellos.

En algunas turbinas de contra-presión elevada, se utiliza un sistema de evacuación de los sellos. La Fig.3.2/10 muestra un sistema típico, con eyectores de sellado conectados a la tubería de escape de ambas cajas de sellos. Los eyectores mantienen un vacío constante en las líneas de evacuación de fugas de vapor. Cuando los eyectores se envían separadamente de la turbina, las conexiones de la tubería de evacuación de fugas de la turbina se señalan en el plano de dimensiones generales. En algunos diseños, se coloca una conexión de drenaje vecina a la conexión de evacuación de fugas. Deberán colocarse tapones en estas conexiones de drenaje.

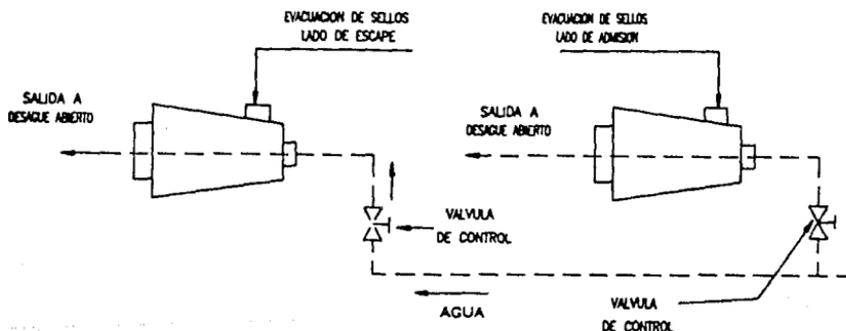


Fig.3.2/10 Sistema de eyectores de evacuación.

### 3.2.15 Control de Velocidad.

Los mandos remotos de velocidad del sistema se instalan generalmente en un tablero de control y consisten en dos tipos corrientes para mando de una sola turbina y mando de varias turbinas. Las Fig.3.2/11 y 3.2/12 muestran esquemáticamente ambos sistemas. Para mando de una sola turbina, se utiliza como controlador de velocidad un rele de

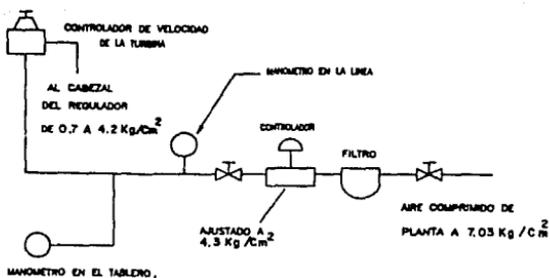


Fig.3.2/11 Mando remoto de velocidad para la turbina.

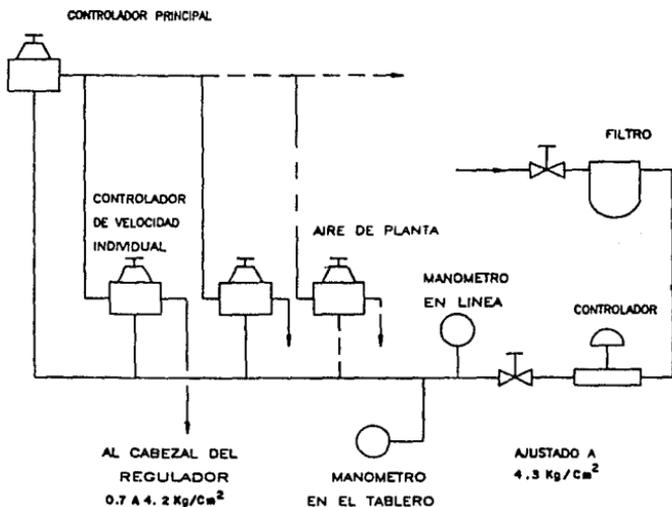


Fig.3.2/12 Mando remoto de velocidad para varias turbinas.

compensación accionado manualmente. El controlador recibe aire de planta regulado a una presión ligeramente superior a las 60 psig (4.2 kgs/cm<sup>2</sup>) y transmite una presión de salida al cabezal de control del regulador de velocidad entre 10 y 60 psig (0.7 y 4.2 kg/cm<sup>2</sup>), según sea necesario para mantener la velocidad requerida de la turbina.

En el sistema de mando de varias turbinas, un controlador principal, que es un rele de compensación accionado manualmente permite cambiar la velocidad de todas las turbinas del sistema simultáneamente. El controlador recibe el aire de planta regulado a una presión ligeramente superior a 60 psig (4.2 kg/cm<sup>2</sup> man.) y transmite una presión de salida a cada controlador individual del sistema. De cada controlador individual se transmite aire a presión al cabezal del regulador de velocidad de cada unidad, en la forma descrita en el párrafo anterior. Este sistema permite los siguientes tipos de control de velocidad desde el tablero de mando central.

- \* Aumento o disminución de la velocidad de cada turbina individualmente dentro de sus límites máximo y mínimo de velocidad.
- \* Aumento o disminución de la velocidad de todas las turbinas simultáneamente.

### 3.2.16 . Protección Contra Incendio.

Se deben tomar las precauciones posibles contra riesgo de incendio que pueda afectar al personal de operación y al equipo, y en especial, al sistema de lubricación. Como protección a la eventualidad de un incendio a los alrededores de la turbina, se debe disponer de los siguientes equipos en un sitio accesible, en la vecindad de la turbina.

1.- EQUIPO DE EXTINCION DE INCENDIOS DEL TIPO MAS ADECUADO PARA APAGAR INCENDIOS POR COMBUSTION DE ACEITE.

Ejemplo :

ANHIDRIDO DE CARBONO SECO PARA USOS MULTIPLES (NIEVE CARBONICA)

2.- FACILIDADES PARA VACIAR RAPIDAMENTE EL DEPOSITO DE ACEITE EN UN DEPOSITO DE RESIDUOS O ALMACENAMIENTO REMOTO.

3.- VALVULAS DE CIERRE EN LA TUBERIAS DE ADMISION DE VAPOR A LA TURBINA PRINCIPAL Y A LA TURBINA DE ACCIONAMIENTO DE LA BOMBA AUXILIAR DE ACEITE, EN CASO DE QUE EXISTA ESTA EN LA INSTALACION.

### 3.3 INSTALACION

Después de su montaje, las turbinas se ajustan para su funcionamiento y se prueban antes de despacharse. La lista que sigue sirve de comprobación de las medidas que deben complementarse antes de ponerse en marcha la turbina.

- \* Desembalaje e inspección.
- \* Eliminación de dispositivos de protección de transporte.
- \* Alineación de la turbina y de la máquina accionada.
- \* Conexión de las tuberías de admisión de vapor y de escape.
- \* Conexión de la tubería de agua.
- \* Preparación para el arranque inicial y puesta en marcha.

#### 3.3.1 Desembalaje e Inspección.

No se requieren instrucciones especiales para el desembalaje. Sin embargo, debe tenerse cuidado al aparejar la unidad para levantarla sin riesgo por medio de una eslinga bajo cada extremo de la carcasa. NO SE DEBERA LEVANTAR LA TURBINA DEL EJE NI DEL FERNO DE ANILLA DEL CONTROL DE LA TAPA DE LA CARCASA. Esta anilla deberá utilizarse para levantar la mitad superior de la carcasa de la turbina. Inspeccionar la unidad para comprobar que no ha sufrido deterioro.

#### 3.3.2 Limpieza.

Antes de arrancar la turbina por primera vez, o en caso de haberla tenido almacenada, es importante limpiar las cajas de los cojinetes, las zonas de los sellos del eje y las piezas del regulador. Para este propósito puede utilizarse disolventes.

#### 3.3.3 Cajas de Empaquetaduras

Cuando una turbina se despacha de fábrica completamente montada (es decir con el rotor, sellos del eje, parte superior de la carcasa instalados), no es necesario destapar la carcasa de la turbina, a menos que se sospeche de daño. En caso de las turbinas despachadas sin los anillos de sello instalados, o de las unidades que han estado almacenadas largo tiempo, limpiar la caja de los sellos e inspeccionar los anillo de sello. Cuando sea necesario colocar la mitad superior de la carcasa de la turbina.

#### 3.3.4 Cajas de Cojinetes

Cuando la turbina sale de la fábrica, se recubren todas las partes internas de las cubiertas de los cojinetes con compuestos de tipo grasoso. Por lo tanto deben retirarse los cojinetes, excepción del cojinete de empuje, y deben limpiarse completamente el eje y el interior de las cajas de cojinetes. Deben limpiarse los cojinetes y deben cubrirse la superficie de los mismos con aceite lubricante

antes de su instalación. Debera sacarse todo el compuesto anti-oxido de todas las piezas y conexiones internas en las cajas de cojinetes del lado de entrada de vapor, desarmandolas en caso necesario. Si no puede ponerse en marcha inmediatamente la turbina, todas las piezas deben empaparse de con aceite lubricante para protegerlas de la oxidación.

### 3.3.5 Reguladores

Los reguladores de velocidad se lavan con aceite despues de haberlos probado en la fábrica y se llenan de aceite limpio nuevamente. No sera necesario de limpiarlos internamente, sin embargo se recomienda que se saque el regulador y se vacie el aceite que contiene y luego se limpien las partes del eje de mando, incluidos los cojinetes. Una vez instalado el regulador deberá llenarse nuevamente con el aceite recomendado por el distribuidor.

### 3.3.6 Selección y Preparación de la Cimentación.

Es aconsejable instalar la turbina en un lugar que :

- \* No este sujeto a cambios de temperatura abruptos o elevados.
- \* Sea facilmente accesible para su observacion y cuidado.
- \* Este libre de suciedad, polvo, materias y objetos que caigan.

Deberan tomarse medidas para el anclaje rigido de la turbina y para la insercion de laminillas de suplemento en la base con el fin de facilitar la alineación. Ademas, su asentamiento debera tener la suficiente resitencia y rigidez para mantener la alineación fijada.

### 3.3.7 Alineación de la Turbina y de la Máquina Accionada.

De acuerdo con el criterio de diseño se requiere que la totalidad de la fuerza torsional sea transmitida por el ajuste de contracción en el eje del cubo del acoplamiento y no por chavetas, y que se mantenga el ajuste de contracción a todas las velocidades de funcionamiento. Se tiene presente este criterio cuando suministra el acoplamiento. Si el acoplamiento es escogido por el usuario de la turbina, el fabricante del acoplamiento debe estar informado acerca de este criterio de diseño. La instalación del acoplamiento debe hacerse con las recomendaciones del fabricante del acoplamiento para conseguir el ajuste adecuado. En los ejes ahusados debe existir un ajuste uniforme en la totalidad de la superficie de contacto. Se sugiere hacerse varios comprobaciones del contacto con azul de prusia.

El acoplamiento deberá alinearse correctamente para un funcionamiento satisfactorio. Los acoplamientos flexibles no compensan ninguna falta apreciable de alineación, y si esta existe pueden resultar desgaste rapido, ruido, vibración y averias. La alineación de los acoplamientos flexibles debera ser tan exacta como la que es necesaria para los acoplamientos rigidos. El procedimiento de alineación incluye lo siguiente:

\* Cálculo de los efectos de los cambios de calor en la posición final de la turbina y de la máquina accionada.

\* La alineación de la turbina y de la máquina accionada en su cimentación por medio del uso de indicadores de esfera y de acuerdo con las recomendaciones del fabricante del acoplamiento.

\* La verificación de la alineación final después, del vaciado de la lechada de cemento, de la instalación de la tubería y del arranque inicial. La turbina y la máquina accionada deberán estar a la temperatura de funcionamiento normal. Se debe hacer cualquier ajuste de alineación que sea necesario.

### 3.3.8 Cálculo del Efecto de los Cambios de Calor

Deben anticiparse tolerancias para compensar los cambios de temperatura de los soportes de la turbina, así como el de la máquina impulsada. La temperatura de los soportes es afectada por la temperatura del aceite de los cojinetes, el aislamiento, el agua de refrigeración, etc. El hierro fundido y el acero se dilatan o contraen aproximadamente 0.0001 mm y por grado Celcius de cambio de temperatura; una turbina con altura de 500 mm entre el centro del eje y la base de apoyo al alinearla a 25 °C se levantará aproximadamente 0.15 mm al llegar a los 55 °C. La verificación final de la alineación del acoplamiento deberá efectuarse con la unidad a la temperatura de funcionamiento. La alineación de la unidad de temperatura de funcionamiento deberá verificarse periódicamente, especialmente después de la puesta en marcha inicial.

### 3.3.9 Alineación de la Turbina y de la Máquina Accionada sobre la Cimentación

Las bancadas y las placas de apoyo no son rígidas y sufren ciertas deformaciones, por lo cual no debe depender de ellas para la alineación correcta. La bancada o placa de apoyo debe soportarse por bloques o tornillos de nivelación en cada perforación para perno de cimentación a fin de obtener una alineación correcta. Los bloques o tornillos de nivelación deberán ajustarse hasta que la unidad este correctamente alineada. En general deben seguirse las recomendaciones del fabricante del acoplamiento para su alineación. Para alinear correctamente las mitades del acoplamiento es preferible usar un indicador de esfera. Para conseguir la alineación correcta, el indicador deberá fijarse al eje o acoplamiento de una unidad y medir el desplazamiento exterior del eje o del borde del acoplamiento en la otra unidad. Debe verificarse la alineación angular, el indicador debe permanecer unido al eje o al acoplamiento de la otra unidad. Debe verificarse el juego longitudinal del eje de la unidad que se esta alineando no produce una lectura falsa en el indicador. Esto es particularmente importante cuando se usa el indicador para la alineación angular. Este procedimiento se basa en la suposición de que ambos ejes y dos mitades de los acoplamientos estan correctamente nivelados y de que la alineación esta efectuando

con los acoplamientos desconectados de modo que cada eje puede girar libremente.

Para compensar automáticamente acoplamientos que no estén a escuadra en la cara o en el borde, bastará tener ambas unidades del acoplamiento en las mismas posiciones relativas al tomar las medidas. Deben marcarse ambas mitades del acoplamiento. Estas deberán mantenerse juntas durante al efectuarse observaciones de la posición del indicador. Normalmente es mejor o levantar una de las unidades, según sea necesario. Luego debe procederse a mover una de las unidades lateralmente para obtener la alineación paralela o angular correcta.

Si la unidad no permanece alineada aunque fue alineada correctamente al instalarla, las siguientes pueden ser causas de tal defecto.

- \* Esfuerzos de las tuberías que producen distorsiones o movimientos en las máquinas debido a la dilatación térmica.

- \* Desgaste de los cojinetes.

- \* Deformación de la placa de apoyo debida al calor de la turbina o de alguna fuente de calor cercana a la turbina o debida a las laminillas de suplemento blandas o insuficientes.

- \* Cambios en la estructura de la base debidos a cargas desequilibradas. Cambios en la cimentación debido al fraguado del cemento o aplicación incorrecta de la lechada, que puede producir apoyo discontinuo.

Fuede que se requieran pequeños ajustes en la alineación cuando la unidad es nueva, pero si se necesitan ajuste externos o continuos, deberá determinarse y eliminarse la causa. La desalineación excesiva es peligrosa y debe corregirse si se desea conseguir el funcionamiento óptimo de la turbina.

### 3.3.10 Lechada de Cemento.

La lechada de cemento debe aplicarse con todos las tuberías de vapor desconectadas de las turbinas. Después que la unidad ha sido nivelada y sea comprobado la alineación del acoplamiento podrá aplicarse la lechada de cemento por cada dos partes de arena sin exceso de agua. Verifiquese que no hay bolsillos de aire en la lechada. Una vez que la lechada de cemento este completamente seca, se podrán conectar las tuberías de vapor, apretar los pernos de cimentación y se deberá verificar nuevamente la alineación.

### 3.3.11 Conexión de la Tubería de Vapor.

Las figuras 3.3/1 y 3.3/2 muestran conexiones típicas de tubería. La tubería de entrada de vapor debe ser de tamaño adecuado para que exista dicha presión en la turbina a plena carga y bajo condiciones de operación que requieren el flujo máximo de vapor.

Una vez que se haya instalado la tubería, y antes de conectarla a la turbina, debe limpiarse completamente con vapor vivo para eliminar

todas las materias extrañas que puedan haber quedado en la tubería. Dichas materias pueden tapar las válvulas y toberas y dañar los alabes de la turbina.

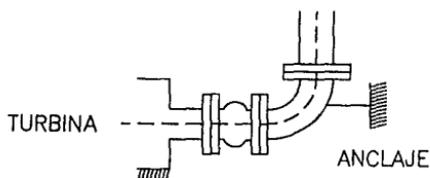


Fig. 3.3/1

Las tuberías de entrada y escape de vapor de la turbina pueden tener un efecto importante en la operación satisfactoria de la turbina y de la máquina impulsada. Debido a las estrechas holguras internas, no se aconsejan que queden tensiones excesivas que puedan causar distorsión en la carcasa de la turbina y sus apoyos y que puedan reducir las holguras internas a menos de límites seguros, o que puedan producir una desalineación excesiva de acoplamiento; la alineación del acoplamiento debe mantenerse a pequeñas, livianas y de alta velocidad son especialmente susceptibles a las distorsiones de la carcasa. Por estas razones, debe analizarse y tenderse correctamente la tubería de vapor para evitar la transmisión de fuerzas excesivas a las bridas de la turbina.

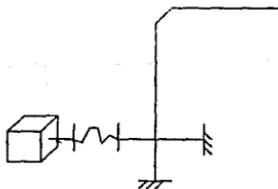


Fig. 3.3/2

Las tuberías pueden ejercer tensiones como resultado de tres causas básicas: el peso muerto, la dilatación térmica y el empuje debido a las juntas de expansión. Como la expansión térmica también causa

movimiento de las bridas de la turbina, esto debe considerarse como una causa de reacción de la tubería. Debido a la multiplicidad posibles ubicaciones de las bridas de entrada y escape del vapor, no se pueden indicar disposiciones de la tubería que amparen todos los casos. El propósito de esta descripción es cubrir algunos de los principios básicos de diseño de la tubería, en particular en lo que se refiere a turbinas, y que de acuerdo con la experiencia se ha demostrado que vale la pena mencionarlos. Los manuales publicados por los fabricantes y contratistas de tuberías mas importantes cubren ampliamente el diseño de tuberías y no es la intención de este capítulo duplicar esos esfuerzos.

La tubería conectada a las bridas de la turbina queda bajo la jurisdicción del código de calderas de la ASME, del código para las tuberías de presión de la ASA o de la American Bureau of Shipping. El código pertinente determina el tamaño y el tipo de tubería lo cual no se discute en este capítulo.

### 3.3.12 Tubería de Escape.

Las líneas de baja presión y el vacío son generalmente grandes y relativamente rígidas. Lo común es proporcionar juntas de expansión en estas líneas a fin de lograr flexibilidad. Si se utiliza correctamente una junta de expansión puede producir una reacción de la tubería mayor que la que se pretende eliminar. Las juntas de expansión causan un empuje axial igual a la superficie de la mayor corrugación multiplicada por la presión interna. La fuerza necesaria para comprimir o dilatar una junta de expansión puede ser bastante grande y cualquiera de estas fuerzas puede ser mayor que los límites de las bridas de escape. A fin de tener la menor reacción, es mejor no absorber la dilatación de la tubería por medio de la dilatación axial o compresión. Si se determina que se necesitan juntas de expansión, es preciso colocarlas correctamente.

La Fig. 3.3/1 representa una junta de expansión en una tubería sometida a presión. El empuje axial de la junta de expansión tiende a separar la turbina del codo. Para evitar esto, el codo debe anclarse para suprimir su movimiento.

La turbina debe también absorber este empuje y, al hacerlo, se convierte en un ancla. Esta fuerza, al actuar sobre la carcasa de la turbina, puede exceder el límite permisible. En general, este método no se recomienda.

La figura 3.3/3 muestra la misma disposición que la figura 3.3/1, excepto que sean agregado tirantes a la junta de expansión. Los tirantes limitan la dilatación de las juntas y absorben el empuje axial creado por la presión interna, de modo que no se transmite a la brida de la turbina. Los tirantes eliminan la flexibilidad axial, pero la junta todavía es flexible con respecto a los esfuerzos cortantes; es decir las bridas pueden moverse en planos paralelos. La colocación de este tipo de junta en la tubería debe ser tal que el movimiento de la tubería produce en la junta esfuerzos de corte en lugar de tensión de compresión.

La figura 3.3/4 presenta una disposición frecuentemente utilizada, con tirantes como se indica. Esta disposición evita que los empujes

debidos a la presión interna se transmitan a la brida de escape y además conserva la flexibilidad axial de la junta. Puede utilizarse para servicios a presión o al vacío.

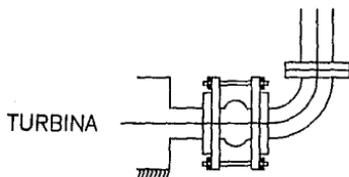


Fig. 3.3/3

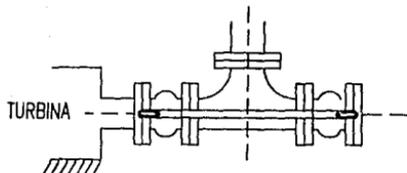


Fig. 3.3/4

La figura 3.3/5 muestra una disposición indicada para las turbinas a condensación y con escape hacia arriba. Esta disposición se recomienda y se utiliza frecuentemente. Debido al gran tamaño de la tubería de escape en las turbinas a condensación, la tubería de escape es relativamente rígida y debe utilizarse en algún punto una junta de expansión para absorber la dilatación térmica. Una junta de expansión sin restricción colocada sobre la brida de escape de la turbina producirá un esfuerzo a tensión hacia arriba sobre la brida, que en muchos casos es excesivo. La disposición indicada en la Fig. 3.3/5 proporciona la flexibilidad necesaria para absorber la dilatación térmica sin imponer tal esfuerzo a la turbina. La junta de expansión aguanta un deslice tangencial, lo cual es preferible. La dilatación vertical, que es relativamente pequeña, comprimirá una junta y expandirá la otra, lo que causa una reacción pequeña, que queda dentro de los límites de la brida de la turbina.

Para las líneas de escape más pequeñas y de alta presión, generalmente se prefiere depender de la elasticidad de la tubería misma más bien que de una junta de expansión. Únicamente después de que un análisis cuidadoso demuestra la necesidad de junta de expansión, deberá utilizarse esta.

Con el fin de impartir flexibilidad a la tubería, deberán evitarse los tramos cortos y directos. Al disponer de la tubería más de un plano, se puede utilizar la flexibilidad torsional para disminuir los esfuerzos efectivamente.

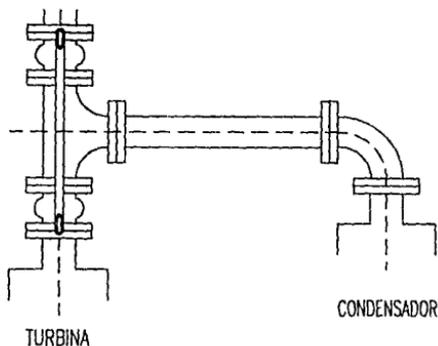


Fig.3.3/5

La figura 3.3/6 muestra un tramo corto conectado a un colector de escape. Si el colector puede moverse libremente en un plano horizontal, la dilatación térmica de la tubería de escape transmite un empuje muy pequeño a la brida de escape. Si el colector está fijo, la dilatación térmica ejerce un empuje contra la turbina o el colector y puede causar daño. Si la dilatación térmica hace que el colector se mueva axialmente, le transmitirá una fuerza y un momento de flexión a la brida de escape. No se recomienda la disposición indicada en la Fig.3.3/6 por ser difícil de evitar la transmisión de fuerzas excesivas a la brida de escape. La Fig.3.3/7 es una variante de la Fig.3.3/6 y merece las mismas observaciones.



Fig.3.3/6

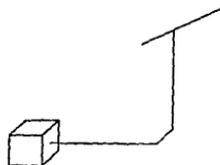


Fig.3.3/7

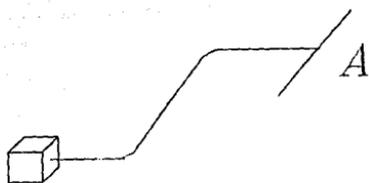


Fig. 3.3/8

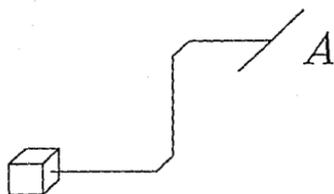


Fig. 3.3/9

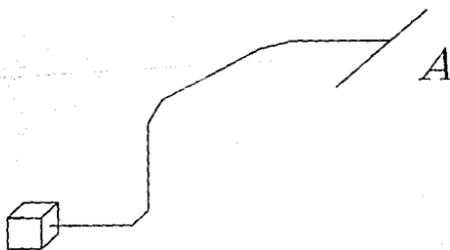


Fig. 3.3/10

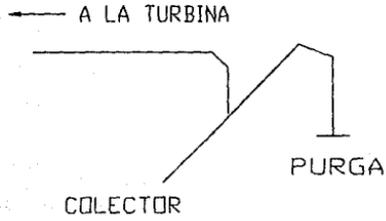


Fig.3.3/11

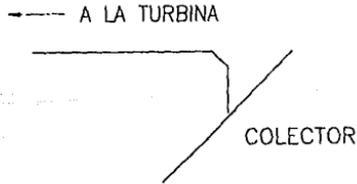


Fig.3.3/12

Las figuras 3.3/8, 3.3/9 y 3.3/10 muestran disposiciones de tubería en tres planos diferentes, con tramos prolongados para conseguir flexibilidad. La longitud de los tramos necesaria para producir tal flexibilidad depende del diámetro y del espesor de la tubería. En estos casos, se entiende que la turbina está fija y que el punto "A" de conexión al colector está también fijo. Si "A" está libre para moverse libremente y la dilatación térmica del colector lo mueve, podrá transmitir esfuerzos adicionales a la turbina. Para las instalaciones existentes de tuberías o para los sistemas nuevos, es necesario examinar el sistema completo e identificar los puntos fijos desde donde se puede medir las deflexiones y los movimientos. Deberán utilizarse guías, tirantes y topes para limitar los movimientos cuando sea necesario y para evitar que los movimientos excesivos de la tubería produzcan fuerzas y momentos de flexión que excedan los límites de las bridas.

### 3.3.13 Tubería de Admisión de Vapor.

Las fuerzas que actúan sobre la brida de entrada del vapor se deben generalmente a la dilatación térmica. Rara vez se utilizan juntas de expansión por las altas presiones que se presentan, por lo tanto, se aprovechan la flexibilidad de las tuberías como el único método para mantener los esfuerzos dentro de los límites especificados. La disposición especificada en las figuras 3.3/8, 3.3/9 y 3.3/10 se aplica a la tubería de entrada, como a la de escape con la condición de que la salida desde un colector debe ser por arriba.

La Fig. 3.3/11 muestra el método recomendado de derivación de tuberías desde un colector. Como cualquier línea de vapor, aun con vapor sobrecalentado, puede contener humedad o condensado en el fondo de la tubería debido a pérdidas por radiación, arrastre de agua desde la caldera o purgas deficientes, la salida de vapor asegura que el vapor salga seco y en condiciones normales.

Si la entrada de vapor se encuentra al extremo del colector del vapor, la toma de vapor deberá efectuarse como se muestra en la Fig. 3.3/12. Como cualquier acumulación de agua condensada en el colector será arrastrada hasta una purga o hasta el extremo del colector, la turbina al extremo del colector podría recibir mucha agua. El colector debe continuar más allá de la última toma de vapor, con una derivación vertical para recolección del condensado que debe ser purgado. El empleo de una derivación vertical amplia y aplicada con un purgador adecuado, constituye un separador muy efectivo que protege a la turbina contra la presencia de agua en cantidad, tal como la resultante del cebado de una caldera.

Deben evitarse los puntos bajos o bolsillos en que pueda acumularse el agua. Una tubería llena parcialmente de agua permite el paso de la cantidad de vapor requerida por la turbina hasta que la cantidad de agua presente constituya una restricción excesiva. En éste, momento el vapor empieza a arrastrar el agua como una ola que avanza en forma de una masa de agua que puede dañar seriamente la turbina y la tubería. Esto ocurre más frecuentemente en las tuberías de gran

diámetro, en las que la velocidad de vapor es demasiado baja para arrastrar toda la humedad.

Todo sistema nuevo de tuberías debe primero desconectarse de la turbina y soplarse a la atmósfera. Para soplar la tubería, abra la válvula de paso mas cercana a la caldera, de modo que el vapor se desplace a alta velocidad, por la tubería. El soplado y el enfriamiento alternativos tienden a soltar incrustaciones, trozos de soldadura y suciedad, que pueden soplar hacia afuera.

### 3.3.14 Soportes de Tubería.

En la discusión que precede, no sea tomado en cuenta el peso de la tubería. El peso muerto de la tubería debe soportarse enteramente por sus suspensores, soportes. Existen dos tipos básicos de soportes: rígidos y de resorte. Los soportes rígidos pueden usarse para restringir el movimiento de una tubería con el fin de eliminar la deflexión excesiva en cualquier punto. El soporte rígido no es satisfactorio cuando la dilatación hace que la tubería se aleje del soporte.

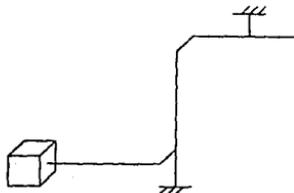


Fig.3.3/13

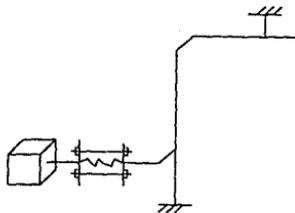


Fig3.3/14

En los dos tipos de soporte rígido de la Fig.3.3/13, un aumento en la elevación de la carcasa de la turbina producido por la temperatura elevaría el codo de la base de modo que la turbina tendría que soportar el peso de la tubería. La dilatación de un tramo vertical aliviará el colgador de su carga de modo que, de nuevo, la turbina tendría que soportar en peso de la tubería. Si se utiliza una junta de expansión con tirantes restrictivos, puede usarse un suspensor de tubería rígido o un codo de base con superficie de contacto deslizante o rodante como se muestra en la Fig.3.3/14.

Como el empuje de una junta de expansión es inferior al máximo empuje admisible por la brida de escape de la turbina y no se utilizan tirantes restrictivos, la tubería debe anclarse como se muestra en la Fig.3.3/2. Como esta condición se presenta raramente, es preferible utilizar otras disposiciones mejores, tales como las que se muestran en la Fig.3.3/14 y eliminar tantas reacciones de la tubería como sea posible, en lugar de mantenerse justamente dentro de los límites.

Los suspensores o soportes de resortes son más adecuados para soportar el peso muerto cuando se toma en cuenta la dilatación. El movimiento de la tubería cambia la tensión o compresión del resorte y la carga del suspensor levemente, pero no elimina la carga del suspensor. Los manuales publicados sobre el diseño de tuberías contienen información sobre el espaciamiento de los soportes para proporcionar un soporte adecuado. Además de esto, puede ser necesario agregar soportes adicionales o cambiar de lugar los soportes existentes si se producen vibraciones resonantes en la tubería.

No debe utilizarse un soporte de resorte para contrarrestar el empuje de una junta de expansión porque al eliminarse la presión de la tubería, el soporte de resorte ejercerá una fuerza igual al de la junta de expansión, pero en la dirección opuesta.

### 3.3.15 Conexión de Desagües.

La carcasa de la turbina tiene aberturas roscadas para desaguar la cámara de vapor y el cuerpo de la válvula del regulador. Cada desagüe debe llevarse por tubería separada hacia un desagüe abierto y debe instalarse en cada línea una válvula adecuada para la presión respectiva, se aconseja instalar las líneas con pendiente que las aleje de la turbina. Deben abrirse estas válvulas cada vez que se pare la turbina y cerrarse una vez que haya eliminado toda el agua acumulada, antes de arrancar nuevamente.

Todos los sellos del eje de la turbina de una etapa tienen un desagüe cerca de su extremo exterior. Se pueden dejar estas conexiones abiertas a la atmósfera o se les puede entubar a un desagüe abierto. Estas líneas no deben conectarse a ningún colector ni deben tener válvulas. Las líneas deben tener pendientes que las alejen de la turbina.

### 3.3.16 Conexión de la Tubería de Agua.

#### 3.3.16.1 Turbinas Lubricadas por Anillos

Las turbinas Lubricadas por anillos requieren que las cajas de los cojinetes estén refrigeradas por agua. Este requisito y el procedimiento para determinar el caudal de agua de refrigeración se describe bajo las consideraciones del aceite lubricante.

#### 3.3.16.2 Turbinas Lubricadas a Presión.

La tubería de salida de agua debe llegar a un drenaje de agua visible en un lugar que pueda ser observado por el operador. Debe instalarse un tubo vertical de no menos de 15 cm de altura en la línea de salida de agua junto al refrigerador para asegurar que éste permanezca siempre lleno de agua.

#### 3.3.17 Válvula de Alivio.

Debe colocarse una válvula de alivio con descarga a la atmósfera en la tubería de escape entre la turbina y la primera válvula de cierre de la tubería. La pequeña válvula de alivio colocada en la carcasa de la turbina es solamente una válvula centinela de advertencia.

#### 3.3.18 Arranque Inicial.

Una vez que se haya limpiado la turbina de todos los dispositivos de protección, se haya montado en su cimentación, alineado y conectado a la máquina impulsada y se hayan conectado todas las tuberías, la turbina está lista para su arranque inicial. Proceda de la siguiente manera:

- 1.- Efectuar una verificación final de alineamiento, verificar que la instalación de la tubería no ha afectado la alineación de la turbina.
- 2.- En las turbinas de regulador de velocidad, llenar el regulador con aceite recomendado en el boletín del proveedor del regulador.
- 3.- Llenar las cajas de los cojinetes o el depósito con aceite. Ver las recomendaciones relativas al aceite lubricante. En las turbinas lubricadas por anillos, llenar el aceite hasta que la mirilla se vea aproximadamente a tres cuadros de capacidad. Si la turbina tiene lubricación forzada sin bomba auxiliar de aceite, echar un litro de aceite en cada caja de cojinete, incluyendo el engranaje reductor de velocidad, si se suministra uno.
- 4.- Hacer funcionar la palanca de paro de emergencia para comprobar que funciona correctamente.

5.- Ajustar el regulador de velocidad a la velocidad mínima de regulación.

6.- Arrancar y operar la turbina de acuerdo con el procedimiento de arranque normal de la sección ya antes mencionada y verificar que:

\* El regulador de velocidad mantiene a la turbina dentro de los límites de velocidad especificados de la turbina.

\* Los anillos lubricantes hacen llegar el aceite a los cojinetes de la turbina (turbinas con cojinetes lubricados por anillos). Destapar el orificio de llenado de aceite de la parte superior de cada caja de cojinete para observar.

\* La presión de aceite es la indicada en datos de la turbina (turbinas con sistema de lubricación forzada). La bomba principal de aceite y otros componentes del sistema funcionan bien.

\* La válvula de disparo de emergencia funciona correctamente. Puede dispararse manualmente para detener la turbina.

\* Los dispositivos de paro automático funcionan correctamente al simularse fallas (para las turbinas así equipadas), tales como baja presión de aceite, baja presión de aire, etc.

\* El dispositivo de disparo por exceso de velocidad funciona correctamente.

7.- Parar la turbina.

8.- Verificar la alineación del acoplamiento mientras las máquinas están todavía calientes (no más de 10 minutos después de pararlas). Es aceptable una desalineación paralela máxima de 0.002" (0.05 mm). ( ver Fig.3.3/15 )

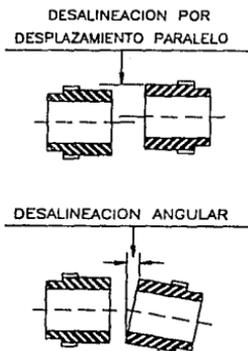


Fig.3.3/15 Desalineaciones del acoplamiento.

### 3.3.19 Almacenamiento.

Si se necesita almacenar la turbina antes de ponerla en marcha, debe actuarse inmediatamente para proteger sus partes contra el deterioro causado por la corrosión.

Se debe guardar la turbina en un lugar limpio, seco y sin cambios de temperatura bruscos o exagerados. Deberán protegerse con un buen compuesto comercial anti-óxido las partes externas del mecanismo del regulador, tales como el vástago de la válvula, bloques deslizantes, pasadores, palanca del regulador, etc. Levantar las cubiertas de los cojinetes y aplicar el compuesto a los cojinetes. Para una turbina con regulador de velocidad llenar a tope con aceite de acuerdo con el boletín respectivo.

Se deben cubrir las aberturas. Se aconseja inspeccionar ocasionalmente las partes las partes interiores y exteriores de la turbina para verificar que estén en buenas condiciones.

Las recomendaciones anteriores son para el almacenamiento por períodos relativamente breves.

### 3.4 CALCULO DE TUBERIAS PARA LA CONDUCCION DE VAPOR

En las plantas industriales en las cuales hay que transferir fluidos de un lugar a otro, se ha encontrado la aplicacion correcta de las tuberias es de suma importancia. Por tanto, el conocimiento de la forma de diseñar la tuberia es vital para el ingeniero de planta y su capacidad para efectuar modificaciones que mejoren la eficiencia de las operaciones y optimicen los costos.

#### 3.4.1 Consideraciones Fundamentales.

Una buena instalacion de tuberia consta de muchos elementos y tanto el diseñador como el instalador se deben esforzar por lograr un sistema libre de problemas y con facilidad para mantenimiento.

El primer paso es una instalacion adecuada. Una vez establecidos los diametros de la tuberias y la ubicacion del equipo y terminaciones se debe preparar un boceto muy exacto o un plano completo. Las tuberias se deben tender de modo que sus tramos sean de la minima longitud posible, pero deben tener flexibilidad adecuada para la dilatacion termica.

Las tuberias para vapores, como el vapor de agua y gases condensados, deben tener pendiente para el drenaje y previsiones para la expulsion de liquido o purga manual o automatica. Se puede necesitar una investigacion del terreno a fin de determinar las condiciones que existen en el sitio para el tendido de la tuberia. El material de las tuberias debe ser compatible con los fluidos. Se deben usar las presiones y temperaturas maximas de los fluidos a fin de determinar el espesor de la pared del tubo y accesorios. Los tubos y los soportes de acero al carbon desnudos se deben cubrir con una pintura de esmalte o epoxi para minimizar la corrosion atmosferica. Se debe pensar en la proteccion o revestimientos catodicos para las tuberias subterranas.

El metodo para la instalacion del sistema de tuberia se debe seleccionar sobre la base que sea facil de su mantenimiento, costo inicial, duracion útil y uso final. Los tubos de diametro pequeño y para bajas presiones se suelen instalar con uniones con uniones roscadas. Los fluidos peligrosos y flamables pueden requerir de conexiones soldadas para minimizar las fugas. Durante la fase de instalacion, se deben efectuar inspecciones periodicas de los materiales de los tubos, las uniones soldadas, material y forma de las conexiones, y accesorios, etc. Las calificaciones de soldadura, pruebas y procedimientos para soldar se pueden obtener en las publicaciones de American Welding Society (AWS) o American Society of Mechanical Engineers (ASME) con guias para la fabricacion.

Despues de la instalacion, se deben hacer pruebas de presion en los sistemas de tuberias, las cuales se efectuan con agua y estan limitadas a pruebas hidrostáticas con una presion de 1.5 veces la presion de diseño. Cuando se desea mayor sensibilidad para detectar fugas, se pueden emplear detectores de fuga de haluro (soplete) o espectómetro de masa de helio.

### 3.4.2 Determinación de la Caída de Presión y del Tamaño.

Antes de empezar los cálculos, se debe definir el sistema que se estudia. Se debe obtener o preparar la siguiente información:

- 1.- Un diagrama de flujo de la sección del proceso o de la planta.
- 2.- Propiedades físicas y mecánicas del sistema y de los fluidos.
- 3.- Requerimientos de bombeo o de entrada de energía a los fluidos.

### 3.4.3 Ecuación para el Movimiento o Flujo de Fluidos.

La ecuación básica para el movimiento de fluidos derivar con base en la termodinámica y en la interacción de las diversas formas de energía.

Para una libra (ó 1 Kg) de un fluido incompresible que circula entre dos puntos en un tubo circular, horizontal en condiciones isotérmicas estables y con circulación turbulenta y cuando no se efectúa ningún trabajo en el sistema, la expresión es con las conocidas ecuaciones de Fanning o Darcy:

$$F = \left( \frac{2fL}{D} \right) \frac{V^2}{g_c} = \left( \frac{2fL}{D} \right) \frac{G^2}{g_c P^2} \quad (1)$$

$$p = \left( \frac{2fL}{D} \right) \frac{V^2 p}{g_c} = \left( \frac{2fL}{D} \right) \frac{G^2}{g_c P^2}$$

en donde:

- F = pérdida por fricción, ft·lb/ft de fluido en circulación (N·m/kg).
- V = velocidad lineal promedio, ft/s (m/s).
- L = Longitud del tubo, ft (0.305 m).
- f = factor de fricción sin dimensiones.
- $g_c$  = factor, 32.17 ft·lb/(s<sup>2</sup>)(lbf)·[kg/(m)(s<sup>2</sup>)(N)]
- D = diámetro del tubo, ft (m).
- G = VP = velocidad de masa, lb/(s)(ft<sup>2</sup>) (sección transversal) [kg/(s)(m<sup>2</sup>)].
- P = densidad del fluido, lb/ft<sup>3</sup> (kg/m<sup>3</sup>).
- p = presión absoluta, lb/ft<sup>2</sup> (Pa).

Se puede utilizar la ecuación (1) para encontrar los valores de caída de presión o pérdida de carga, el tamaño de la tubería y el volumen (gasto) de circulación del líquido. Dada las incógnitas cualesquiera, se puede encontrar el tercero. Se ha demostrado que el factor f de fricción depende del número de Reynolds,  $N = DVP/u$ , en donde u = viscosidad del fluido, lb/ft(h) [kg/(m)(h)]. Una correlación establecida por Moody, en la cual, relaciona el factor de fricción aspereza del tubo, y N se presenta en la

fig.3.4/1, en donde  $E/D$  es la relación o razón entre la aspereza de la superficie y el diámetro del tubo y no tiene dimensiones. Generalaux a creado una útil tabla para resolver la ecuación (1) y aparece en la fig.3.4/2. Crane Company ha establecido monogramas y métodos convenientes para el cálculo de parámetros de la circulación de fluidos, tanto para líquidos como para gases. La ecuación (1) de Fanning también se pueden utilizar para los parámetros desconocidos para gases, siempre y cuando la caída total de presión en el sistema no exceda de 10% de la presión absoluta interna.

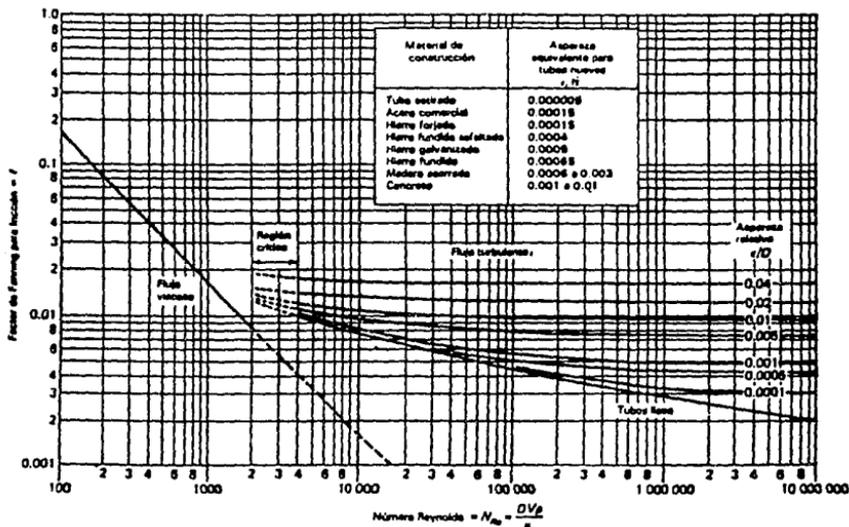


Fig.3.4/1 Factores de Fanning para fricción en tubos rectos y largos.

### 3.4.4 Pérdidas Diversas por Fricción.

Las pérdidas por fricción debidas a dilatación, contracción y pérdidas súbitas en las válvulas y accesorios se pueden incluir en la ecuación (1). La carga de fricción  $F$  se puede dividir en una suma de términos que abarcan las diferentes pérdidas.

En las ecuaciones que aparecen mas adelante, se utiliza el método de carga de velocidad para evaluar los efectos de la fricción.

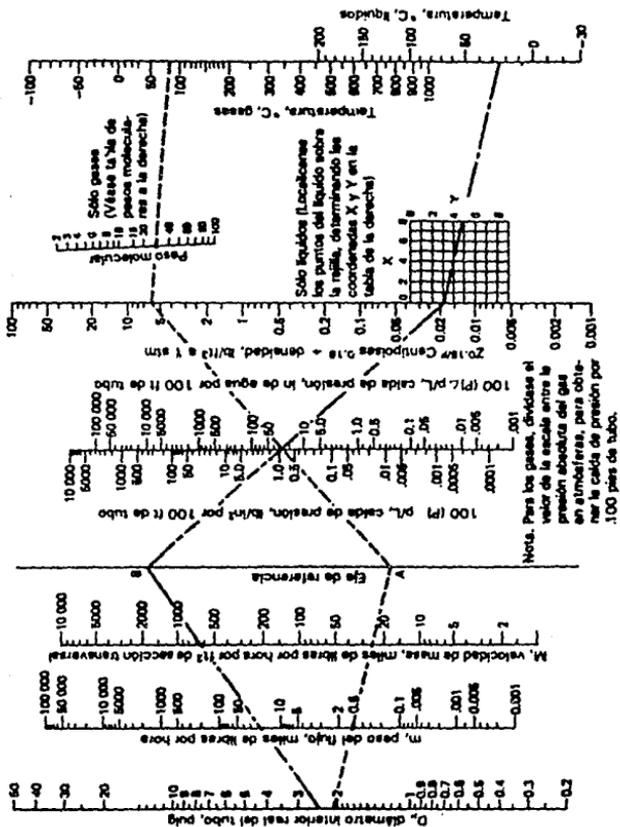


Fig.3.4/2 Gráfica de flujo en tubos para flujo turbulento.

Tipo de accesorio o válvula	Pérdida adicional por fricción, núm. equivalente de cargas de velocidad, $K_f$
Codo de 45°, estándar <sup>a,c,e,f</sup>	0.35
Codo de 45°, radio largo <sup>b</sup>	0.2
Codo de 90°, estándar <sup>a,c,d,e,f</sup>	0.76
Radio largo <sup>a,c,e</sup>	0.46
Cuadrado o angular <sup>e</sup>	1.3
Codo de 180° de curva estrecha <sup>a,c</sup>	1.5
T <sub>1</sub> , estándar, en el tendido, ramal cerrado <sup>d</sup>	0.4
Usada como codo, tramo de entrada <sup>d</sup>	1.0
Usada como codo, ramal de entrada <sup>d</sup>	1.0
Flujo en ramal <sup>d,f</sup>	1.0 <sup>e</sup>
Acoplamiento (copias) <sup>a,c</sup>	0.04
Unión <sup>e</sup>	0.04
Válvula de compuertas <sup>a,c,f</sup> abierta	0.17
1/4 de apertura <sup>e</sup>	0.9
1/2 de apertura <sup>e</sup>	4.5
3/4 de apertura <sup>e</sup>	24.0
Válvula de diafragma, <sup>a</sup> abierta	2.3
1/4 de apertura <sup>e</sup>	2.6
1/2 de apertura <sup>e</sup>	4.3
3/4 de apertura <sup>e</sup>	21.0
Válvula de globo, <sup>a,f</sup> asiento cónico, abierta	6.0
1/4 de apertura <sup>e</sup>	9.5
Asiento de composición, abierto	6.0
1/4 de apertura <sup>e</sup>	8.5
Disco de macho, abierto	9.0
1/4 de apertura <sup>e</sup>	13.0
1/2 de apertura <sup>e</sup>	36.0
3/4 de apertura <sup>e</sup>	112.0
Válvula de ángulo <sup>a,c</sup> abierta	2.0
Válvula en Y o de purga <sup>a,f</sup> abierta	3.0
Llave de machos <sup>e</sup> 0 = 5°	0.05
= 10°	0.29
= 20°	1.55
= 40°	17.3
= 60°	206.0
Válvula de mariposa <sup>e</sup> 0 = 5°	0.34
= 10°	0.52
= 20°	1.54
= 40°	10.8
= 60°	118.0
Válvula de retención <sup>a,c,f</sup> de bisagra	2.0 <sup>e</sup>
Disco	10.0 <sup>e</sup>
Bola (esfera)	70.0 <sup>e</sup>
Válvula de pedal <sup>e</sup>	15.0
Medidor de agua <sup>a</sup> disco	7.0 <sup>e</sup>
Pistón	15.0 <sup>e</sup>
Rotatorio (disco en forma de estrella)	10.0 <sup>e</sup>
Rueda de turbinas	6.0 <sup>e</sup>

<sup>a</sup>"Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe," Tech. Paper 410, Crane Co., 1968.

<sup>b</sup>Freeman, *Experiments upon the Flow of Water in Pipes and Pipe Fittings*, American Society of Mechanical Engineers, Nueva York, 1941.

<sup>c</sup>Gibson, *Hydraulics and Its Applications*, 5a. ed., Constable, London, 1952, p. 350.

<sup>d</sup>Glaesche y Redgett, *Heating/Piping/Air Conditioning*, 491:443-447 (1933).

Tabla 3.4/3 Pérdidas adicionales por fricción para flujo turbulento en accesorios y válvulas.

Pérdida por la Fricción por la Expansión Súbita de la Sección Transversal.

$$F_e = \frac{K_e (V_1 - V_2)^2}{2g_c} \quad (2a)$$

y

$$K_e = 1 - \frac{S_1}{S_2} \quad (2b)$$

Pérdida por Fricción por la Contracción Súbita de la Sección Transversal.

$$F_c = K_c \frac{V_2^2}{2g_c} \quad (3a)$$

$$K_c = 0.4 \left( 1 - \frac{S_1}{S_2} \right) \quad (3b)$$

Pérdida por Fricción en Válvulas y Accesorios.

$$F_f = K_f \frac{V_1^2}{2g_c} \quad (4)$$

en donde :

- $F_e, F_c$  = pérdida por fricción, ft-lbf/lb [(m)(N)/kg]  
 $V_1, V_2$  = velocidad volumétrica promedio para los puntos de corriente arriba y corriente abajo, ft/s (m/s).  
 $S_1, S_2$  = factor de válvulas y accesorios componentes, sin dimensiones (vease tabla 3.4/3).

### 3.4.5 Factores Económicos.

Aunque las ecuaciones presentadas antes permiten la determinación del diámetro de los tubos, la selección de un tamaño particular de tubo dependerá de un equilibrio entre el costo de los materiales, consumo de energía y mantenimiento. Por tanto, al seleccionar los tamaños de los tubos se debe tener en cuenta el costo total del sistema. Un método para ello es el creado por Peters y Timmerhaus para establecer los tamaños óptimos de los tubos.

### 3.4.6 Esfuerzos en los Tubos.

Para determinar la capacidad de retención de presión y la resistencia mecánica de los tubos y componentes se requiere un amplio conocimiento de la resistencia de materiales. Todos los materiales estándar para los tubos de uso general en la actualidad se han creado con esa base teórica y sean probado en servicio para determinar que tienen el rendimiento previsto. Además, todos los sistemas de tuberías y sus componentes para repuesto se especifican de acuerdo con alguno de los códigos aplicables. En muchos lugares se exige el cumplimiento respecto a códigos para la construcción como los publicados por American National Standards Institute (ANSI) a fin de obtener licencias para la construcción.

### 3.4.7 Esfuerzo Circunferencial.

La expresión utilizada para determinar el espesor de pared de los tubos con base en la presión interna y sin tener en cuenta los efectos de las cargas externas, dilatación térmica o tolerancia para corrosión es la siguiente:

$$t = \frac{pD}{2S}$$

en donde:

- t = espesor de la pared, in (m).
- D = diámetro del tubo, in (m).
- S = esfuerzo tangencial, lb/in<sup>2</sup> (Pa).
- p = presión interna, lb/in<sup>2</sup> (Pa).

Por lo general, el diámetro y la presión interna del tubo se determinan con los requisitos de circulación o gasto y es necesario encontrar el espesor de la pared del tubo. El esfuerzo tangencial S permisible es función del material seleccionado para el tubo y las temperaturas a las cuales estará expuesto el material, es decir, la temperatura del contenido del tubo.

Algunos códigos para tuberías de presión exigen una determinación más rigurosa del espesor de pared con el empleo de factores empíricos para las tolerancias de fabricación y las gamas de esfuerzos térmicos finitos permisibles, según aparece en ANSI B31.1, "Power Piping Code" la ecuación es:

$$t = \frac{PD}{2(S_m + P_y)} + A$$

en donde:

- t = espesor de pared requerido, in (m).
- P = presión interna, lb/in<sup>2</sup> (Pa).
- D = diámetro exterior del tubo, in (m).
- S = esfuerzo permisible del material, lb/in<sup>2</sup> (Pa) que depende de la temperatura.

- A = espesor adicional, in (m) para compensar corrosión, rosca, etc.  
 y = coeficiente de temperatura.

### 3.4.8 Esfuerzos Combinados.

En los sistemas con planos múltiples, a menudo es necesario examinar los esfuerzos torcionales resultantes de la dilatación térmica. Cuando se combinan esos esfuerzos con los de flexión, se puede desarrollar un esfuerzo resultante en la fibra de mayor intensidad. A menudo los códigos para tubería requieren que el esfuerzo combinado calculado quede dentro de una gama de esfuerzos permisibles para condiciones de frío y de calor. Los esfuerzos combinados se pueden calcular con la fórmula:

$$S = 0.5 [ ( S_L + S_C ) + \sqrt{4S_* + ( S_L - S_C )^2} ]$$

en donde:

- S = esfuerzo de flexión total.  
 S<sub>L</sub> = esfuerzo combinado máximo  
 S<sub>C</sub> = esfuerzo tangencial.  
 S<sub>\*</sub> = esfuerzo torsional o cortante.

### 3.4.9 Esfuerzos de Flexión.

Los esfuerzos de flexión se producen en los sistemas de tuberías por las cargas resultantes de dilatación térmica o el peso del tubo. En sistemas de tuberías por alta temperatura se requiere efectuar un análisis detallado de los esfuerzos máximos de flexión ocasionados por dilatación térmica. A menudo es necesario cambiar la configuración geométrica de la tubería e instalar soportes con colgadores de resorte de diseño especial, a fin de mantener los esfuerzos dentro de lo permisible. El esfuerzo de flexión por efecto del peso de la tubería se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$S = \frac{WL^2}{SM}$$

en donde:

- S = esfuerzo de flexión lb/in<sup>2</sup> (Pa).  
 W = peso, lb/in (kg/g).  
 L = distancia entre soportes, in (m).  
 SM = módulo de sección del tubo, in<sup>3</sup> (m<sup>3</sup>).

Para un tubo de seccion circular, el modulo de seccion se determina con:

$$SM = \frac{D_o^4 - D_i^4}{32 D_o}$$

en donde:

$D_o$  = diámetro exterior, in (m).

$D_i$  = diámetro interior, in (m).

En la tabla 3.4/4 aparecen las capacidades recomendadas para presion y temperatura para tubo de acero al carbón ASTM A-53 grado A.

### 3.4.10 Flexión de los Tubos.

También se debe tener en cuenta la flexion de los tubos entre los soportes, que suele ser el factor determinante del espacio entre los soportes. Las flexiones en las tuberias horizontales se deben mantener entre 0.1 y 0.5 in (2.5 y 12.5 mm) en su punto medio. Se deben proveer soportes adicionales en lugares de carga concentrada como válvula, bridas o cambios de direccion. Se puede emplear la ecuacion siguiente para determinar la flexion en la mitad de un tramo de tuberia horizontal con extremos libres:

$$\Delta = \frac{5WL^4}{384 EI}$$

en donde:

$\Delta$  = flexion, in (m).

$W$  = peso, lb/in (kg/m)

$L$  = longitud del tramo, in (m).

$E$  = módulo de elasticidad.

$I$  = momento de inercia.

Cuando no se hacen los calculos, se puede utilizar la tabla 3.4/5 para determinar los tramos recomendados. Las recomendaciones se basan en una flexion de 0.1 in (2.54 mm) y esfuerzos de flexion y cortante combinados de 1,500 lb/in<sup>2</sup> (105.48 kg/cm<sup>2</sup>) cuando se usa tubo de cedula 40.

Tabla 3.4/4 Especificaciones de presión y temperatura para tubo de acero al carbón sin costura, ASTM A 53 Grado A.

Medida del tubo, in	Cálculo de tubo	Espesor de pared, in	Temperatura y esfuerzo	
			hasta 800°F Esfuerzo 18 000 lb/in <sup>2</sup>	740°F Esfuerzo 10 700 lb/in <sup>2</sup>
			Presión de trabajo, lb/in <sup>2</sup>	
½	40	0.109	882	787
	80	0.147	1947	1736
1	40	0.133	960	856
	80	0.179	1777	1685
2	40	0.154	724	646
	80	0.218	1329	1185
3	40	0.216	876	780
	80	0.220	1422	1218
4	40	0.237	1146	1022
	80	0.337	1660	1481
6	40	0.280	914	815
	80	0.432	1435	1279
8	20	0.250	622	555
	40	0.322	806	718
	80	0.600	1270	1133
10	20	0.250	497	443
	40	0.365	729	650
	80	0.594	1208	1077
12	20	0.250	418	373
	40	0.406	683	609
	80	0.888	1178	1050

Tabla 3.4/5 Tramos recomendados de tubería.

Medida de tubo, in	1	2	3	4	6	8	12	16	20	24
Para agua, ft	7	10	12	14	17	19	23	27	30	32
Para vapor, ft	9	13	15	7	21	24	30	35	39	42

Nota: Se deja al lector la conversión de las unidades de las cantidades de la tabla 3.4/4 y 3.4/5 a sistema internacional.

### 3.5 INSTRUCCIONES PARA LA OPERACION

En esta seccion incluye los procedimientos de operacion de una turbina normalizada de una etapa. Las consideraciones para la operacion y verificacion de equipo especial se encuentran al final del procedimiento de arranque.

#### 3.5.1 Procedimiento de Arranque.

1.- Verificar las instrucciones de arranque y de operacion de la maquina accionada.

2.- Verificar el nivel de aceite en el deposito. Llenar en caso necesario con el aceite especificado.

3.- Verificar el aceite del regulador de velocidad (en las turbinas asi equipadas). Llenar, en caso necesario, con el aceite especificado.

4.- Arrancar la bomba auxiliar de aceite.

5.- Rearmar la palanca de disparo de emergencia. En las turbinas equipadas con paro por baja presion de aceite, hay que asegurarse que el gatillo esta enganchado con el vástago del fuelle de paro.

6.- Abrir todas las lineas de drenaje de la cámara de vapor y de la carcasa y dejarlas abiertas hasta que haya salido toda el agua.

7.- Turbinas de contrapresion - Abrir lentamente la válvula de paso en la tubería de escape para admitir vapor del colector de escape a la carcasa a fin de calentarla. No se debe aplicar una presión total de la tubería de escape a la carcasa mientras ésta este fría. Si la válvula de paso tiene una línea de derivación utilizar dicha línea para regular mejor el vapor. Una vez que la carcasa haya alcanzado la temperatura de saturación del vapor en la línea de escape, o este muy cerca de dicha temperatura y cuando no aparezca más agua de condensación por las líneas de desagüe, abrir completamente la válvula de paso de la línea de escape.

8.- Turbinas a condensación - Poner en operación el sistema de condensación.

9.- Ajustar el cambiador de velocidad del regulador de velocidad mínima de funcionamiento.

10.- Abrir lentamente, la válvula de paso en la línea de alimentación de vapor de la turbina (pero no completamente), de modo que la entrada rápida de vapor inicie la rotación del rotor. Continúe abriendo la válvula hasta que el regulador empiece a regular la velocidad de la turbina.

10a.- Abrir poco a poco la válvula de paso en la tubería de alimentación de vapor a la turbina. Tirar manualmente de la palanca del regulador para abrir la válvula de regulación. Abrir lentamente la válvula de paso de la tubería de entrada para permitir que el vapor entre a la cámara de vapor de modo que el empuje repentino de chorro de vapor inicie la rotación del rotor. Manténgase la palanca del regulador en tensión manualmente hasta que el regulador empiece a regular la velocidad de la turbina.

10b.- Si se observa vibración, hay que disminuir la velocidad de la turbina aproximadamente 500 rpm y dejar que la turbina opere a esa velocidad durante 15 minutos.

11.- Verificar que los cojinetes estén adecuadamente lubricados. En los sistemas con anillos, quitar el tapón de llenado y comprobar visualmente. En los sistemas de lubricación forzada, observar el manómetro.

12.- Cerrar todas las líneas de desagüe cuando empiece a salir vapor de ellas en vez de condensado.

13.- Una vez que se haya comprobado que el regulador está regulando la velocidad de la turbina, abrir totalmente la válvula de paso y luego cerrarla como un cuarto de vuelta para evitar que la válvula se atasque en la posición abierta. Mientras la turbina se está calentando, observar lo siguiente (si hay problemas parar inmediatamente) :

\* Excesiva vibración y ruidos inusitados. Temperatura de los cojinetes ( si están equipados con detectores de temperatura).

\* Temperatura de aceite a la salida del refrigerador (sistema de lubricación forzada con refrigerador de aceite). Regular el caudal de agua del refrigerador para mantener la temperatura a la salida del mismo a 49 °C (120 °F).

\* Temperatura de la cubierta de los cojinetes. En las turbinas con lubricación por anillos, abrir completamente la válvula de regulación de agua de la caja de los cojinetes.

14.- Accionar manualmente la válvula de parada de emergencia para verificar su funcionamiento. Volver a la velocidad mínima del regulador sin permitir que la máquina se pare del todo abriendo nuevamente la válvula de parada de emergencia.

15.- Ajustar la turbina a su velocidad normal de funcionamiento. En las turbinas a condensación, asegurarse que el nivel de vacío está cerca de la condición nominal de escape.

### 3.5.2 Prueba de Paro por Exceso de Velocidad.

Se recomienda que el dispositivo de paro por exceso de velocidad se pruebe haciéndose funcionar la turbina realmente en sobrevelocidad. La prueba debe efectuarse con la máquina impulsada desconectada, si ésta no puede soportar el exceso de velocidad, o si la carga de trabajo no permite el funcionamiento a la sobrevelocidad a la que la turbina debe detenerse automáticamente. Durante la prueba, efectuar mediciones con un tacómetro confiable. Proceder de la manera siguiente:

1.- Alcanzar la velocidad nominal de acuerdo al Procedimiento de Arranque. Aumentar la velocidad al nivel máximo de cambiador de velocidad del regulador.

Un programa de mantenimiento preventivo es esencial para el funcionamiento óptimo y continuo, así como para una larga vida de servicio de la turbina. Debido a que los requisitos de cambio de aceite difieren para diferentes ambientes y servicios. No se dan recomendaciones específicas en este capítulo. Se aconseja iniciar un programa de análisis de aceites, siguiendo las recomendaciones de los proveedores de lubricantes.

Las turbinas de servicio intermitente (servicio auxiliar) deben hacerse funcionar a intervalos para disminuir los problemas asociados con equipo parado y para asegurar que la turbina funcionará cuando se necesite. Se indican a continuación requisitos y programas de mantenimiento. Debido a que las condiciones específicas del servicio y del ambiente afectan la fiabilidad del equipo, estos programas deberán ajustarse en cuanto a frecuencia y contenido para satisfacer todas las necesidades específicas.

### 3.5.3 Diariamente

1.- Inspeccionar visualmente la turbina para verificar que no hay daños externos.

2.- Verificar el nivel de aceite:

- (\*) En el depósito (lubricación forzada).
- (\*) Hasta la línea de nivel en la caja de los cojinetes (lubricación por anillos).
- (\*) En el regulador de velocidad.

3.- Verificar los niveles de vibración. Cada operador debe establecer cierto número de puntos a comprobar y acostumbrarse a percibir los niveles normales de vibración de sus máquinas.

### 3.5.4 Semanalmente

1.- Verificar el funcionamiento de la bomba auxiliar de aceite (en las turbinas así equipadas).

2.- Verificar el funcionamiento de todos los dispositivos de paro por baja de presión y aceite.

3.- Extraer muestras de aceite del sistema y efectuar un analisis. Determinar la necesidad de cambiar el aceite,. Si el sistema esta equipado con un elemento de filtro de aceite, cambiar el elemento al cambiar el aceite.

4.- Lubricar las articulaciones de la palanca del regulador.

### 3.5.5 Mensualmente

Verificar el paro por exceso de velocidad.

### 3.5.6 Anualmente

Detener la turbina y efectuar la siguiente tareas:

1.- Sacar y limpiar el colador de vapor. Reemplazarlo cada tres años.

2.- Para turbinas con regulador de velocidad; vaciar el aceite, enjuagar y limpiar. Llenar nuevamente con aceite limpio.

3.- Levantar la mitad superior de la carcasa de la turbina y ejecutar las siguientes tareas:

(\*) Limpiar los contaminantes y materias extrañas de las ruedas, álabes y toberas.

(\*) Verificar el desgaste de los anillos carbón. Sacar los anillos, limpiarlos y volverlos a montar.

(\*) Verificar el juego de cojinete de empuje.

4.- Sacar la válvula centinela y verificar su funcionamiento normal con aire comprimido.

5.- En las turbinas con lubricacion a presión, vaciar el agua y quitar las materias extrañas del deposito de aceite.

### 3.5.7 Dispositivos de Protección y Limpieza del Vapor.

EL CIERRE RÁPIDO DE LAS VÁLVULAS DE PASO DE VAPOR DE LA TUBERÍA ES ESENCIAL PARA PROTEGERLA DE LA SOBREVOLUCIDAD Y DE OTROS POSIBLES DAÑOS MECÁNICOS. Tales válvulas (válvulas de regulación, de emergencia, de disparo, y estrangulación, etc.) se deben de cerrar en fracciones de segundo, y su acción no puede ser impedida por depositos en las válvulas, asientos, vástagos, articulaciones, etc. Estos depositos se pueden formar rapidamente, como resultado de tratamiento inadecuado del agua y/o de arrastre de impurezas en el vapor, o por contaminaciones ambientales.

Las estrechas holguras de diseño en el extremo de las válvulas de vapor controladas por el regulador, y en los vástagos de las válvulas de disparo de emergencia o de disparo y estrangulación son necesarias para reducir al mínimo las fugas de vapor de la turbina. Las holguras de vástagos que se utilizan se basan en muchos años de experiencia práctica e impiden su agarrotamiento en condiciones normales de temperatura y limpieza del vapor. SIN EMBARGO, EL GRADO DE TOLERANCIA DE CONTAMINACIONES DEL VAPOR EN LA VALVULA DE REGULACION Y EN LOS COMPONENTES DE LA VALVULA DE DISPARO ES LIMITADO, Y SE DEBEN IMPEDIR LOS DEPOSITOS.

La limpieza del vapor a su entrada a la turbina del vapor es esencial para el funcionamiento confiable de la turbina. El control de la limpieza del vapor es responsabilidad del usuario de la turbina y del operador del sistema. Se recomienda encarecidamente la cooperación con los fabricantes de calderas y con los especialistas de tratamiento de agua para mantener la limpieza y pureza del vapor. La operación de la caldera debe impedir el arrastre de compuestos de caldera en la corriente del vapor que causen depositos en las válvulas de la turbina.

## **4 EVALUACION ECONOMICA**

### **4.1 CONSIDERACIONES TEORICAS**

#### **4.1.1 Relación Beneficio-Costo**

En esta Evaluación Económica se utilizará un método para seleccionar alternativas más comunmente empleadas por empresas para analizar la conveniencia de proyectos, este método es el llamado Relación Beneficio-Costo. Como su nombre lo sugiere el método de Beneficio-Costo se basa en la razón de los beneficios a los costos asociados a un proyecto particular. Por lo tanto el primer paso es un análisis con este método, es determinar que elementos constituyen beneficios y cuales otros constituyen costos.

En general, los beneficios son ventajas en términos de dinero, que recibe el propietario. Por otra parte el proyecto bajo consideración comprende desventajas para el propietario estas se conocen como Desbeneficios. Finalmente los Costos son los gastos que prevén para la construcción, mantenimiento, operación, etc.

#### **4.1.2 Tasa de Retorno**

Quando se pide prestado dinero, la tasa de interés se aplica al saldo insoluto de tal manera que el monto total del crédito y los intereses quedan cancelados exactamente con el último pago. Si alguien presta dinero para un proyecto o invierte en él, existe un saldo no recuperado en cada periodo de tiempo. La tasa de interés es el retorno sobre el saldo no recuperado, de tal manera que el crédito y los intereses se recuperan exactamente con el último ingreso; la Tasa de Retorno se define de la siguiente forma:

Es la tasa de interés pagada sobre los saldos insolutos de dinero tomado en préstamo o la tasa de interés ganada sobre el saldo recuperado de una inversión (préstamo), de tal manera, que el pago o ingreso final, lleva el saldo a cero, considerando el interés (ganado o adecuado).

#### **4.1.3 Periodo de Recuperación de la Inversión**

Comunmente los periodos de recuperación de la inversión se utilizan para evaluar las inversiones proyectadas. El periodo de recuperación consiste en el número de años requeridos para recobrar la inversión inicial. Con frecuencia las empresas establecen un periodo de recuperación máximo de modo que se descartan los proyectos con recuperaciones que requieren más tiempo; otros proyectos serán aceptados y evaluados aún más empleando alguna técnica de presupuestación de capital más elaborada.

#### 4.2 PRECIO DE TURBINAS

Para el análisis económico de las turbinas se pidieron cotizaciones de turbogeneradores (turbina y generador eléctrico incluido) con las características de la turbina ya antes mencionada en el capítulo 3.

Las cotizaciones se hicieron para dos tipos de turbogeneradores, uno es para una capacidad de 400 kW y el otro es para 700 kW. Como se puede observar el valor de la potencia en kW que resulto en el balance de energía (capítulo 2) difiere mucho con el de las cotizaciones. Esto es porque el objetivo principal es hacer ciertos arreglos con los turbogeneradores de tal forma que produzcan los kW que realmente salieron en los balances de energía. Y porque si se pidieran turbogeneradores con potencias a las que resultaron en el balance de energía, cambiaría demasiado las características de la turbina con respecto a la referida en el capítulo 3. Los arreglos de turbogeneradores se harán de la siguiente forma:

Para la turbina de 60/45 que tiene una potencia de 391.8561 HP (292.2070 kW), se le adaptará un turbogenerador con capacidad de 400 kW. (ver fig.4.2/1)

Para la turbina de 60/19.7 que tiene una potencia de 2,998.5547 HP (2,236.02 kW), se le adaptarán 4 turbogeneradores con capacidad de 700 kW. (ver fig.4.2/1)

Y para la turbina de 19.7/4.5 que tiene una potencia de 691.26 HP (515.47 kW), se le adaptará un turbogenerador con capacidad de 700 kW. (ver fig.4.2/1)

Se observa que la capacidad en cada turbogenerador esta sobrada, hay un excedente promedio de 142.7 kW de más. Esto es porque si la planta generadora de vapor quiere aumentar su producción de vapor, los turbogeneradores estarán listos también para aumentar su capacidad en kW.

A continuación se presentan las dos cotizaciones de los turbogeneradores sde 400 kW y 700 kW, estas muestran las características de velocidad de turbina y para el generador eléctrico, y las condiciones de vapor que se requieren para obtener un óptimo funcionamiento en este equipo.

#### 4.3 OTROS COSTOS : MANTENIMIENTO Y OPERACION

Es importante mencionar que los costos por mantenimiento y operación de éste equipo NO SE INCLUYEN, porque se considera que estos puntos son llevados acabo por la empresa y que ésta cubre los gastos. Para lo que es el mantenimiento, operación, servicio, etc. del equipo todo esto se reduce a un costo muy pequeño, ya que al adquirir un turbogenerador también se esta adquiriendo toda la asesoría y la capacitación que el fabricante le debe de proporcionar para que el equipo no tenga ningún problema y tenga el mejor desempeño en las tareas que se le asignen.

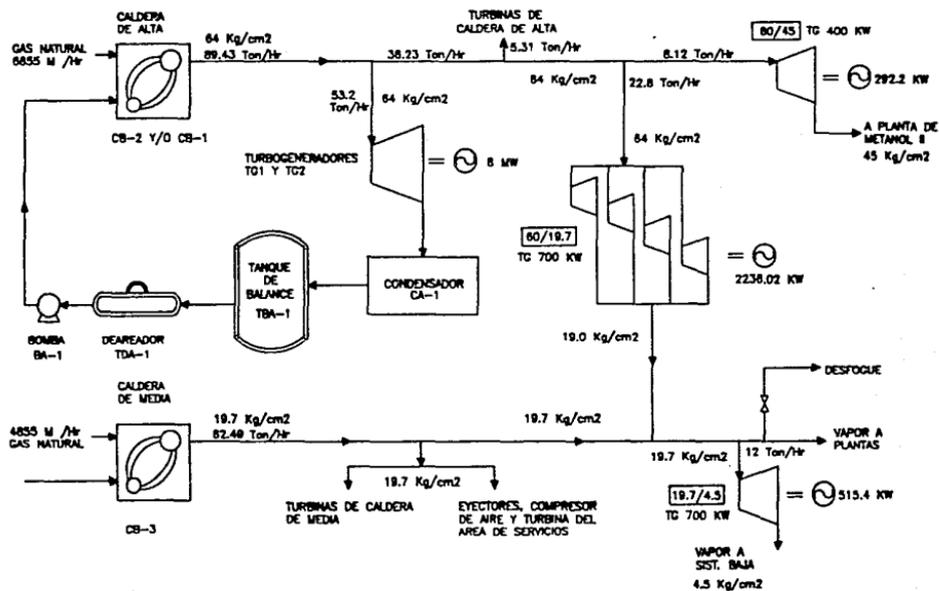


Fig.4.2/I

DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SIST. GENERADOR DE VAPOR CON TURBOGENERADORES DE 400 Y 700 KW

## Geared Turbine Generator Quotation

 Proposal No.  
TM 91-05-26-D  
 Item No.

To:

Date: JUNE-6-91Subject: ESTIMATED BUDGET PRICE OF 400 KW TURBO-GENERATOR

Copies to: \_\_\_\_\_

Reference: YOUR LETTER DATED JUNE 4-91ONE Turbodyne 400 KW turbine generator units, each consisting of:

- (1) Turbodyne Type SD3, 400 KW, 4500 RPM, ~~condensing~~/non-condensing, single stage/ ~~single stage~~, steam turbine.
- (1) Turbodyne Type D, or equal, double-helical, single reduction gear for a generator speed of 1800 RPM.
- (1) Turbodyne-EM Type DII or equal, synchronous generator for 400 KW at 8 power factor, 500 KVA, 3 phase, 60 hertz, 480 volts, with a brushless exciter.
- (2) Flexible couplings with coupling guards
- (1) Soleplate/~~structural~~ steel baseplate under the complete unit.
- (1) Set of options and accessories per sheet 2 attached.

Performance based on inlet steam conditions of 295 Psig, 610 °FTT and exhausting to 80 pressure (Psig)/vacuum (In. HGA) will be:

KW Load	* <u>400</u>	<u>300</u>	<u>200</u>	<u>100</u>	Mark the guarantee point with *
Lbs/KW/HR	* <u>60.7</u>	<u>64.23</u>	<u>78.02</u>	<u>116.9</u>	

Uncontrolled extraction flow NONE Lbs/HR, pres. \_\_\_\_\_ Psig, @ \_\_\_\_\_ KW

Reference performance curve NONE attached.

Net price is \$ 160,000.00 each/total for ONE turbine generator units,  
 F.O.B. Mellsville, New York, USA  
 Shipment to be 40 weeks/~~months~~ after receipt of the purchase order complete with all  
 manufacturing information and authorization to proceed.

The following are best approximate values for unit offered:

Weight \_\_\_\_\_ Lbs. Dimensions L \_\_\_\_\_ M \_\_\_\_\_ H \_\_\_\_\_  
 Steam inlet size 4"-600-R.F., Exhaust size 8"-150-R.F.  
 Size of single uncontrolled extraction opening NONE

Attached form ST-302 is part of this proposal.

By:

STW-63-1

Sheet 1

Fig.4.2/2 Cotización de turbogenerador de 400 KW.

## Geared Turbine Generator Quotation

 Proposal No.  
 TM-91-05-26-C  
 Item No.

To:

Date: JUNE-6-91Subject: ESTIMATED BUDGET PRICE OF 700 KW TURBO-GENERATOR

Copies to:

Reference: YOUR LETTER DATED JUNE-4-91ONE Turbodyne 700 KW turbine generator units, each consisting of:

- (1) Turbodyne Type 505MS, 700 KW, 4500 RPM, ~~condensing~~/non-condensing, single stage/ ~~with steam~~ steam turbine.
- (1) Turbodyne Type F, or equal, double-helical, single reduction gear for a generator speed of 1800 RPM.
- (1) Turbodyne-EM Type D11 or equal, synchronous generator for 700 KW at .8 power factor, 875 KVA, 3 phase, 60 hertz, 480 volts, with a brushless exciter.
- (2) Flexible couplings with coupling guards
- (1) ~~baseplate~~/structural steel baseplate under the complete unit.
- (1) Set of options and accessories per sheet 2 attached.

 Performance based on inlet steam conditions of 868 Psig, 780 °FTT and exhausting to 295 pressure (Psig)/vacuum (In. HGA) will be:

KW Load	* <u>700</u>	<u>525</u>	<u>350</u>	<u>175</u>	Mark the guarantee point with *
Lbs./KW/HR	* <u>61.24</u>	<u>70.52</u>	<u>76.50</u>	<u>117.61</u>	

Uncontrolled extraction flow NONE Lbs/HR, pres. --- Psig, @ --- KW

Reference performance curve NONE attached.
 Net price is \$ 300,000 each/total for ONE turbine generator units,  
 F.O.B. Wellsville, New York, USA

 Shipment to be 50 weeks/~~months~~ after receipt of the purchase order complete with all manufacturing information and authorization to proceed.

The following are best approximate values for unit offered:

 Weight --- Lbs. Dimensions L --- W --- H ---  
 Steam inlet size 4" 200-RF, Exhaust size 8" 300-RF  
 Size of single uncontrolled extraction opening NONE

Attached form ST-302 is part of this proposal.

By:

STW-63-1

Sheet 1

Fig.4.2/3 Cotización de turbogenerador de 700 KW.

En general, la turbina que es la máquina que se describe en este trabajo tiene todo un calendario para dar servicio y mantenimiento que fue descrito en el capítulo 3 y siguiendo las indicaciones al pie de la letra, se tendrá el mínimo de fallas y complicaciones que pueden provocar dificultades en el cálculo de recuperación de la inversión y echar abajo todo un proyecto económico.

#### 4.4 CUANTIFICACION DE AHORROS

El objetivo de esta sección es ver que ganancias se pueden empezar a tener por parte de la empresa que es la que adquiere los equipos. Primeramente se tiene la potencia en HP's que se pasa a kilowatts. Haciendo un a simple operación de multiplicar los kilowatts por 24 hr/día por 365 días/año por 0.95 (Factor de Utilización que es el tiempo en porcentaje de utilidad de la máquina por un año, esto es, la máquina se utilizará un 95% de un año, el 5% restante es el que se utiliza para el mantenimiento de la misma) para obtener los kW-hr/año. Luego entonces obteniendo el precio por kilowatt-hora proporcionado por la Comisión Federal de Electricidad (CFE) que es de 125 \$/kW-hr.

Así tenemos finalmente las ganancias anuales en cada caso de turbina como se presenta a continuación. Esto nos da una idea muy real de lo que puede ser el proyecto, si en verdad se tendrán ganancias y si se podrá cubrir el costo de la inversión en el menor tiempo posible.

##### 4.4.1 CALCULO DE CUANTIFICACION DE AHORROS

###### TURBINA 60/45

Tenemos que la potencia es de 391.8561 HP = 292.2070 KW.  
Los ahorros serán:

$$292.2070 \text{ KW (24 hr/día) (365 día/año) (0.95) = 2'431,746.654 KWh/año}$$

Sabemos que el costo del KWh es \$ 125.0 pesos, hacemos:

$$2'431,746.654 \text{ KWh/año (125 \$/KWh) = 303,968,331.8 \$/año}$$

###### TURBINA 60/19.7

Tenemos que la potencia es de 2,998.5547 HP = 2,236.022 KW.  
Los ahorros serán:

$$2,236.022 \text{ KW (24 hr/día) (365 día/año) (0.95) = 18'608,177.08 KWh/año}$$

Sabemos que el costo del KWh es \$ 125.0 pesos, hacemos:

$$18'608,177.08 \text{ KWh/año (125 \$/KWh) = 2,326'022,135.0 \$/año}$$

**TURBINA 19.7/4.5**

Tenemos que la potencia es de 691.2615 HP = 515.4737 KW.  
Los ahorros serán:

$515.4737 \text{ KW} (24 \text{ hr/día}) (365 \text{ día/año}) (0.95) = 4'289,772.0 \text{ KWh/año}$

Sabemos que el costo del KWh es \$ 125.0 pesos, hacemos:

$4'289,772.0 \text{ KWh/año} (125 \text{ \$/KWh}) = 536'221,517.0 \text{ \$/año}$

Los ahorros anuales para cada turbina serán:

TURBINA 60/45     - \$ 303'968,331.80 pesos.  
                              \$        99,336.056 dolares.

TURBINA 60/19.7    \$ 2,326'022,135.0 pesos.  
                              \$        760,137.95 dolares.

TURBINA 19.7/4.5    \$ 536'221,517.0 pesos.  
                              \$        175,235.7899 dolares.

Desde éste momento las cantidades de dinero que se manejen en esta evaluación económica restante se harán en dolares. El precio del dolar que se tomara sera de \$ 3,060.0 pesos.

El costo de la instalación (mano de obra) de la tubería de entrada y salida de vapor a cada turbina, que consiste en el armado de tubería de alta presión preparando biceles con pulidora y disco abrasivo de devaste, para aplicar los cuatro pasos de soldadura que son: Fondo, Paso Caliente, Relleno y Vista, es de:

\$ 8,170.00 dolares

El costo de la tubería hacia cada turbina (este costo incluye tornillería en la tubería bridada, con sus respectivos empaques), es de:

\$ 16,921.00 dolares

Enseguida se muestra la lista de materiales de la tubería, esta lista se hizo de acuerdo a arreglos sugeridos por el proveedor de turbinas, para que la tubería se aproveche al máximo y tenga el mínimo de fallas durante su funcionamiento. ( ver fig.4.4.1)

DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD
Tubería 8" (203.2 mm) diam., C-120	10	mts.
Tubería 4" (101.6 mm) diam., C-120	10	mts.
Tubería 3" (76.2 mm) diam., C-80	15	mts.
Tubería 1" (25.4 mm) diam., C-80	1	mts.
Codo 90°, 8" (203.2 mm) diam. C-120, soldable.	5	pza.
Codo 90°, 4" (101.6 mm) diam. C-120, soldable.	2	pza.
Codo 90°, 4" (101.6 mm) diam. C-120, bridado.	2	pza.

Codo 90°, 3" (76.2 mm) diam. C-80, bridado.	5	pza.
Codo 90°, 1" (25.4 mm) diam. C-40, roscado.	6	pza.
Tee 4" (101.6 mm) diam., C-120, bridado.	1	pza.
Valvula Compuerta 8" (203.2 mm) diam.	1	pza.
Valvula Compuerta 4" (101.6 mm) diam.	2	pza.
Brida tipo S.O.R.F. 8" (203.2 mm) diam.	6	pza.
Brida tipo S.O.R.F. 4" (101.6 mm) diam.	6	pza.
Brida tipo S.O.R.F. 3" (76.2 mm) diam.	4	pza.

**TUBERIA:** Acero de Aleacion ASTM, 1.25% Cromo, 0.5% Molibdeno, ASTM-A-335 Gr. P11, sin costura.

**ACCESORIOS:** Acero de Aleacion ASTM-A234 Gr. WP11.

**VALV. COMPUERTA:** Clase 1500 ANSI, extremos bridados cuerpo de acero fundido ASTM-A-217 Gr.WCS, 1.25% Cromo, 0.5% Molibdeno o similar a Walworth 5265 WEUT, Asientos renovables, empaques para servicio de vapor (455°C a 649°C), interiores de 13% Cromo ANSI-410, Bonete bridado, vástago ascendente, asientos de estilita.

**EMPAQUES:** Junta anillo para bridas clase 1500 ANSI, cara para junta de anillo de acero inoxidable tipo 304L, de forma octagonal standard ANSI B16.20, dureza maxima 160 Grados Brinell.

El costo del aislamiento térmico para cada la tubería de entrada y de salida de vapor, y la turbina, consistente en medias cañas y colchonetas de lana mineral de perlita de silicato de sodio, tela de gallieno, cemento monolítico y acabado impermeabilizante tipo HI Mastinc; es de:

\$ 3,268.0 dólares

La instalación del aislamiento térmico para cada tubería de llegada y salida y la turbina (mano de obra), es de:

\$ 1,633.0 dólares

El costo de por cada turbogenerador (turbina, generador, y caja reductora de velocidad), es de:

Turbogenerador de 400 KW	\$ 160,000.00	dólares
Turbogenerador de 700 KW	\$ 300,000.00	dólares

En la fig.4.4/1 y 4.4/2 se muestran las cotizaciones de los dos turbogeneradores y sus características.

El costo por el flete de los turbogeneradores es de \$ 185,628.0 y de \$ 305,730.0 dólares para el de 400 KW y 700 KW respectivamente. Estos costos incluyen derechos aduanales, embalaje y manejo del equipo. El flete de los equipos es desde Wellsville, Nueva York a México D.F.

Citado lo anterior, la inversión para cada turbogenerador es la siguiente:

Turbogenerador de 400 KW es de \$ 375,620.0 dolares  
 Turbogenerador de 700 KW es de \$ 635,722.0 dolares

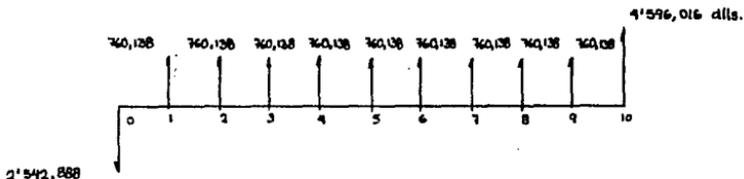
Teniendo las inversiones y las ganancias o ahorros, podemos armar nuestros diagramas de flujo de caja:

#### TURBOGENERADOR 60/45



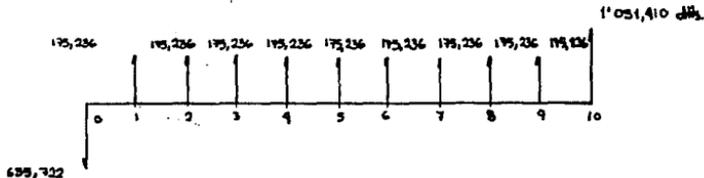
( 1 Turbogenerador 400 KW )

#### TURBOGENERADOR 60/19.7



( 4 Turbogeneradores 700 KW )

#### TURBOGENERADOR 19.7/4.5



( 1 Turbogenerador de 700 KW )

Se hace notar que para identificar cada caso de sustitución será de la misma notación que se a venido haciendo, ésto es:

Válv. Reduct. Presión 60/45 = Turbina 60/45 = Turbogenerador 60/45  
 Válv. Reduct. Presión 60/19.7 = Turbina 60/19.7 = Turbogenerador 60/19.7.  
 Válv. Reduct. Presión 19.7/4.5 = Turbina 19.7/4.5 = Turbogenerador 19.7/4.5.

A groso modo se puede decir que para el caso del turbogenerador 60/45 la inversión se recuperará en 4 años. La ganancia que se tiene en el año 10 es la suma de las ganancias o ahorros obtenidos apartir del año 5 al 10. (\$ 596,016.0 dolares)

De igual manera ocurre en el turbogenerador 60/19.7, la inversión se recupera en 3.5 años, teniendo una ganancia en el año 10 de dolares.

Para el turbogenerador 19.7/4.5 la recuperación de la inversión llega al cuarto año, teniendo una ganancia de \$ 1'051,410.0 dolares en el año 10.

Los datos anteriormente mencionados son aproximados pero nos dan una idea de el proyecto en consideración es económicamente atractivo. A continuación se demostrará con mayor exactitud los cálculos económicos del proyecto.

#### 4.5 Cálculo de la Tasa de Retorno, Método del Valor Presente.

En los cálculos de la tasa de retorno el objetivo es hallar la tasa de interés a la cual la suma presente y la suma futura son equivalentes; en otras palabras, la base fundamental del método de la Tasa de Retorno es una ecuación de la tasa de retorno, una expresión que simplemente iguala una suma presente de dinero, con el valor presente de sumas futuras.

El procedimiento general utilizado para hacer un cálculo de la tasa interna de retorno por el método del valor presente, es el siguiente:

- 1) Se dibuja el diagrama de flujo de caja.
- 2) Se establece la ecuación de la tasa de retorno.
- 3) Se seleccionan los valores de  $i^*$  por ensayo y error, hasta lograr el balance de la ecuación.

Enseguida se presentan los tres casos de turbogeneradores para el cálculo de la tasa interna de retorno :

Para el punto no.1 que se refiere a los diagramas de flujo, los podemos ver en la sección 4.4.1 Cuantificación de Ahorros.

El planteamiento de la ecuación será la siguiente:

**TURBOGENERADOR 60/45**

Se invierten \$ 375,620.0 dólares, del cual se espera que produzca \$ 99,336.0 dólares anuales durante 10 años y \$ 596,016.0 dólares al final de los 10 años ¿ Cual será la tasa interna de retorno ?

$$375,620 = 99,336 (P/A, i^*, 10) + 596,016 (P/F, i^*, 10)$$

Que también se puede plantear de la siguiente manera:

$$0 = - 375,620 + 99,336 (P/A, i^*, 10) + 596,016 (P/F, i^*, 10)$$

donde:  $(P/A, i^*, 10) = \frac{(1+i^*)^{10} - 1}{i^* (1+i^*)^{10}}$

$$(P/F, i^*, 10) = \frac{1}{(1+i^*)^{10}}$$

Por ensayo y error hacemos cumplir cualquiera de las dos ecuaciones anteriores, obteniendo que la tasa de retorno es:

$$i^* = 28 \%$$

Este mismo procedimiento se hace para los dos turbogeneradores restantes.

**TURBOGENERADOR 60/19.7**

Se invierten \$ 2'542,888.0 dólares, del cual se espera que produzca \$ 760,138.0 dólares anuales durante 10 años y \$ 4'560,827.0 dólares al final de los 10 años ¿ Cual será la tasa interna de retorno ? Nuestra ecuación es:

$$0 = - 2'542,888 + 760,138 (P/A, i^*, 10) + 4'560,827 (P/F, i^*, 10)$$

Por ensayo y error hacemos cumplir cualquiera de las dos ecuaciones anteriores, obteniendo que la tasa de retorno es:

$$i^* = 31.6 \%$$

**TURBOGENERADOR 19.7/4.5**

Se invierten \$ 635,722.0 dólares, del cual se espera que produzca \$ 175,235.0 dólares anuales durante 10 años y \$ 1'051,410.0 dólares al final de los 10 años ¿ Cual será la tasa interna de retorno ? Nuestra ecuación es:

$$0 = - 635,722 + 175,235 (P/A, i^*, 10) + 1'051,410 (P/F, i^*, 10)$$

Por ensayo y error hacemos cumplir cualquiera de las dos ecuaciones anteriores, obteniendo que la tasa de retorno es:

$$i^* = 29.2 \%$$

**Nota:** Recuerde que la tasa interna obtenida por este método es simplemente estimativo, de la tasa interna real de retorno, ya que el valor del dinero en el tiempo se ha depreciado.

#### 4.6 Cálculo del Periodo de Recuperación

Fundamentalmente, el cálculo de recuperación se utiliza para determinar el número de años que deben conservarse y utilizarse un activo a fin de recuperar su costo inicial con un retorno dado, conocidos los flujos de caja anuales. Para calcular el periodo de recuperación, a una tasa de retorno dada, se utiliza el siguiente modelo a fin de determinar el valor de  $n$  años.

En nuestro caso, los flujos de caja son los mismos cada año, el problema se resuelve directamente con la siguiente fórmula:

$$n = \frac{P}{FC}$$

donde:

- P = Inversión inicial del capital.
- n = Número de años para recuperación de la inversión.
- FC = Flujo de caja anuales.

Enseguida se muestra el procedimiento que se llevo a cabo para los tres casos de turbogeneradores.

##### TURBOGENERADOR 60/45

$$n = \frac{375,620}{99,336} = 3.78$$

$n = 3.78$  años para la recuperación de la inversión.

##### TURBOGENERADOR 60/19.7

$$n = \frac{2'542,888}{760,138} = 3.34$$

$n = 3.34$  años para la recuperación de la inversión.

##### TURBOGENERADOR 19.7/4.5

$$n = \frac{375,620}{175,235} = 3.78$$

$n = 3.78$  años para la recuperación de la inversión.

Se observa que los resultados son semejantes a los que se obtuvieron en la cuantificación de ahorros (4.4.1); para dar un margen de seguridad al proyecto se aumentará poco la cantidad de años quedando como en los años del cálculo de cuantificación de ahorros:

TURBOGENERADOR 60/45	4 años.
TURBOGENERADOR 60/19.7	5.3 años.
TURBOGENERADOR 19.7/4.5	4 años.

#### 4.7 Cálculo de la Relación Beneficio-Costo

Antes calcular una relación beneficio-costo, todos los beneficios, desbeneficios y costos que se utilizarán en el cálculo deben convertirse a una unidad monetaria común (dolares, pesos, etc.). Debe decirse en que situaciones de la vida real, es necesario muchas veces emitir juicios que están sujetos a interpolaciones particulares, especialmente para determinar si un elemento de un flujo de caja es un desbeneficio o costo. Sin embargo la regla general, es que cuando se sigue un procedimiento correcto de una relación beneficio-costo mayor o igual a 1.0, esto indica que el proyecto bajo consideración es económicamente ventajoso. La relación Beneficio-Costo puede calcularse como:

$$B/C = \frac{\text{(Beneficios)} - \text{(Desbeneficios)}}{\text{Costos}}$$

En nuestro caso, como anteriormente se menciona nuestros desbeneficios serán la Operación y el Mantenimiento como se menciona con anterioridad, que se consideran nulos en este trabajo debido a que en la planta donde se realizará este proyecto están muy familiarizados con estos equipos de vapor, por lo que estos "desbeneficios" tienden a cero en la relación beneficio-costo, como se presenta a continuación:

$$B/C = \frac{\text{(Beneficios)}}{\text{Costos}}$$

En éste caso del proyecto, solamente se tomarán las ganancias o ahorros de los primeros 5 años para cada caso. Esto es:

TURBOGENERADOR 60/45

$$B/C = \frac{496,680}{370,719} = 1.33$$

**TURBOGENERADOR 60/19.7**

$$B/C = \frac{3'800,690}{2'523,283} = 1.50$$

**TURBOGENERADOR 19.7/4.5**

$$B/C = \frac{876,180}{630,821} = 1.38$$

Como se puede observar, en los tres casos la relación beneficio-costos tiene resultados arriba de la unidad, y esto solo quiere decir que los proyectos bajo consideración son **económicamente ventajosos.**

## 5 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el escenario energético de corto plazo, se espera en México un desarrollo moderado, se impulsarán nuevos campos para la obtención de energía (Geotermia y Energía Nuclear). Pero también estos desarrollos han sido frenados por la falta de inversión de capital.

El papel que desempeñará México en el futuro no es fácil, conforme al crecimiento de la población, crece también la demanda de energía, por lo cual, las inversiones para futuros desarrollos tecnológicos tienen que ser muy efectivas y constantes.

Se espera que México tenga un papel preponderante en la próxima década, cuando países con reservas de petróleo declinantes empiecen a resentir la escasez de éste producto.

Para esto México tiene que plantear y organizar de manera inteligente y eficaz su sector energético. Por un lado tiene que cubrir la demanda interna que se le exige, y por el otro lado también buscar exportar.

La demanda interna que tiene que ser cubierta, debe ser racionalizada de tal manera que no frene otros proyectos para el desarrollo del país. Este se puede lograr con programas de ahorro y uso eficiente de la energía tanto para el sector industrial, como para el sector urbano.

Concientizarnos sobre éste acontecimiento es primordial para el desarrollo del país. La velocidad con que se de éste proceso, será determinante para marcar un cambio y crear condiciones propicias para la estabilidad duradera de los precios del petróleo, que en nuestros días es nuestro principal producto de exportación.

A lo anterior resulta fundamental agregar otro factor, que ya es importante, y lo será más en el futuro, en la determinación del comportamiento energético nacional y que se refiere a la cuestión ambiental. En mayor o menor medida, el cuidado del ambiente constituye una preocupación creciente de la sociedad, lo que implicará regulaciones cada vez más estrictas para las actividades de exploración y explotación, así como para limitar las emisiones de gases y otros componentes tóxicos y para elevar la calidad de los combustibles, en particular las gasolinas.

En este contexto, resulta muy adecuada la sustitución de válvulas reductoras de presión por turbinas de vapor de presión media porque representan una medida de racionalización a la vez que permiten ampliar la capacidad de generación eléctrica privada en el país.

La instalación de las turbinas de vapor de presión media se hace para que trabajen con las mismas condiciones de operación que las de las válvulas reductoras y para obtener el máximo trabajo en turbinas de un solo paso, de carcasa simple al igual que su flujo (Tandem Compound) sin recalentamiento o extracción. Estas turbinas son pequeñas y de fácil manejo, pueden trabajar a distintos rangos de

velocidad, dando así distintos rangos de trabajo, de acuerdo con lo que se quiera para la máquina que va estar acoplada a ella.

A nivel nacional, éste tipo de sustitución es idónea para la conservación y aprovechamiento de energía, los excedentes de vapor y las caídas de presión pueden ser aprovechadas en cualquier planta industrial donde exista una planta generadora de vapor y un sistema con necesidades de interconexión de cabezales de distribución con diferente presión. Además, aun cuando la sustitución para generar energía eléctrica resulta adecuada con las nuevas tarifas, se podría buscar la sustitución de motores eléctricos en otros equipos como : bombas, compresores, ventiladores, etc.

En éste sentido, se puede concluir que el trabajo disponible en forma de presión en el vapor, se puede utilizar para obtener beneficios de dos formas:

- Produciendo energía eléctrica para su venta, aprovechamiento en otras secciones donde se requiera de su uso o para favorecer una facturación eléctrica menor en horarios pico.

- Aprovechando el trabajo en el eje, sustituyendo un motor por una turbina en otras máquinas.

Adicional a lo antes mencionado una planta de vapor tiene beneficios como el ahorro de agua y combustibles para las calderas y motores de combustión interna. Por supuesto, también está asociado el hecho de que la disminución del uso de combustibles o su uso más eficiente disminuye la contaminación por gases.

Las principales ventajas de las turbinas de vapor que se proponen es que se emplean para accionar diferentes tipos de aparatos, por ejemplo, generadores eléctricos, bombas, compresores, etc. Cuando en su diseño se considera una operación con velocidad variable, ésta turbina cubre un amplio intervalo de velocidades de operación, esta característica constituye una ventaja en muchas aplicaciones.

Si se comparan con las máquinas reciprocantes, las turbinas de vapor requieren menos espacio, cimentaciones más ligeras y menos atención; tienen un consumo de aceite de lubricación más bajo. No requieren de lubricación interna, el vapor de escape sale libre de aceite; no tienen masas reciprocantes ni, en consecuencia, sus correspondientes vibraciones; tienen un par de torsión uniforme; con excepción de los rodamientos, no tienen partes sujetas a fricción; tienen gran capacidad de carga, alta seguridad, bajos costos de mantenimiento, excelente regulación.

Tienen capacidad para operar a temperaturas de vapor mayores y para obtener la expansión a presión de escape menores que las máquinas reciprocantes.

En las máquinas de poca potencia, su eficiencia es equivalente a la de las máquinas de vapor, y en las grandes capacidades es mucho mejor.

La capacidad de las turbinas de vapor sencillas es bastante más elevada que la de cualquier otro tipo de máquinas impulsoras.

En las unidades pequeñas, el costo entre ambos tipos de máquinas es similar, que para las unidades más grandes el costo de las turbinas es inferior al costo de las reciprocantes y pueden construirse en capacidades nunca alcanzadas por éstas.

En la evaluación económica, las conclusiones son favorables a la sustitución.

El periodo de recuperación es muy ventajoso ya que las ganancias que se tienen cada año en cada caso de sustitución son muy favorables y la recuperación de la inversión es muy rápida. Esta recuperación puede ser muy atractiva siempre y cuando los turbogeneradores adquiridos, tuberías y demás accesorios tengan su debido mantenimiento y se eviten lo más posible las fallas y errores en el diseño, cimentación, alineación, etc. del equipo; esto llevará a que la recuperación de capital sea en el tiempo estimado.

La recuperación de capital puede hacerse en un tiempo menor al que se ha estimado en el presente trabajo, esto es, los turbogeneradores adquiridos pueden aumentar su capacidad en 142.7 KW más, si se decidiera en la planta aumentar su producción de vapor, teniendo entonces un tiempo de recuperación más corto.

Esto se demostró en los diagramas de flujo de caja del capítulo 4 que fueron elaborados con una producción moderada pero que permite aumentar la capacidad de los turbogeneradores y por lo tanto los beneficios económicos de las medidas. Para este efecto se tiene un ambiente favorable ya que los cambios en la legislación permiten enviar excedentes a la red eléctrica nacional.

Trabajando los turbogeneradores a su capacidad establecida se puede apreciar que se tienen mayores ganancias al término de 10 años y por consiguiente la inversión se recupera en un menor tiempo, y nuestro periodo de recuperación del capital se disminuiría a:

TURBOGENERADOR 60/45	2.8 años
TURBOGENERADOR 60/19.7	2.7 años
TURBOGENERADOR 19.7/4.5	2.7 años

Es importante hacer notar que todos los resultados de la evaluación económica son muy buenos, su relación beneficio-costos, la tasa interna de retorno, y cálculo del periodo de recuperación se realizaron con precios de turbinas de vapor importadas, más su flete, lo cual hace que su costo de inversión se eleve considerablemente. Aún así el proyecto en consideración es muy atractivo.

Ya en México se construyen turbinas del tipo que se sugieren en éste trabajo (INDUSTRIAS DEL HIERRO), por lo que si un proyecto como el que se propuso se realiza con turbinas de vapor de manufactura nacional, es natural que el costo de inversión se reduce, al igual

que el periodo de recuperación y las ganancias al término del año 10 serán mayores que con las turbinas de vapor importadas.

Un aspecto importante a resaltar es que en esta planta las válvulas de operación se encontraban operando de manera continua. En el caso en el que se tuvieran válvulas con un porcentaje bajo de tiempo en su utilización, sería difícil encontrar un beneficio económico tan amplio e incluso, se podría llegar a tener nula rentabilidad.

La solución propuesta en este trabajo puede ser aplicable a otras industrias que cuenten con una planta de vapor, en este tipo de plantas siempre hay excedentes de vapor, por lo cual, hay muchas fugas o desfuegos para regular el flujo o la presión del vapor.

No es necesario que la planta de vapor tenga válvulas reductoras de presión para seguir la misma propuesta de sustitución del presente trabajo, simplemente se tienen que localizar los puntos donde se hallan desfuegos innecesarios, analizar las condiciones de operación del vapor (presión, temperatura, entalpías) para ver si se pueden adaptar o acondicionar a las de una máquina de vapor.

Si estas condiciones no son propicias para la máquina de vapor, el vapor que se desperdicia puede ser utilizado para ser enviado a una zona o sección donde se requiera calefacción (sección de baños) o procesos de calentamiento de algún producto o sustancia.

Si las condiciones son propicias para la máquina de vapor, con el trabajo cedido por ésta se le puede acoplar un compresor para enviar aire a donde se requiera de su uso, un ventilador (es) para una torre de enfriamiento o de alguna caldera, o en su defecto un generador eléctrico.

Todo esto es con el fin de minimizar al máximo el uso ineficiente y disminuir así el consumo de combustibles para las calderas

Con un menor consumo de combustibles habrá una mejor racionalización de energéticos para asegurar la disponibilidad de energía que exige el proceso de desarrollo del país, con eficiencia y oportunidad. Este reto tiene dos caminos por un lado crecer y consolidar en términos de la oferta y por el otro racionalizar la demanda que es lo que se plantea en este trabajo. Es decir, conjuntar de manera óptima los esfuerzos de productividad, eficiencia y ahorro de recursos con una recapitalización selectiva.

**GLOSARIO**

**Atemperación:** Acto de disminuir la temperatura de una sustancia, generalmente se aplica al caso de controlar la temperatura del vapor posterior a una expansión.

**BTU:** Siglas del British Thermal Unit, Unidad calorífica; una kilocaloría vale 39683 BTU.

**Calor:** Según la teoría molecular y cinética, el calor es la consecuencia de los movimientos incesantes de las moléculas, las cuales, en el seno de la materia, se entrec chocan constantemente. Cuando mayor es la energía cinética de las moléculas, mayor es también la violencia del choque entre ellas y el calor desprendido.

**Carbón Coquizable:** Combustible sólido que se elabora destilando parcialmente la hulla para eliminar la mayor parte de sus materias volátiles.

**Capacidad Instalada:** Dicese de la capacidad de producción que tiene un conjunto de maquinaria o equipo de acuerdo a sus condiciones reales o de diseño.

**Capacidad Nominal:** Capacidad de producción establecida en el diseño de un equipo, maquinaria o planta.

**Combustibles Fósiles:** Son aquellos cuyo origen natural fue la fosilización de materia orgánica. Destacan entre ellos el petróleo y sus derivados, todos los tipos de carbón y los esquistos bituminosos.

**Condensado:** La que proviene de la condensación de vapor de agua.

**DDB:** Dodecibenceno

**Diagrama de Sankey:** Representación gráfica de la primera ley de la termodinámica cuyo fundamento básico es mostrar de manera visual (ancho) los flujos de energía hacia o desde un equipo o planta sujeto a análisis energético.

**Economizador:** Son precalentadores del agua de alimentación que aprovecha el calor aportado por los gases de salida.

**Energía Comercial:** Dicese a toda forma de energía que tiene perfectamente definido un sistema de precios, oferta y demanda a nivel de una región.

**Energía Cinética:** Energía que tiene la capacidad de realizar un trabajo que posee un cuerpo de masa  $m$  y con velocidad  $v$ ; esto es,  $E.C. = 1/2 mv^2$ .

**Energía Primaria:** Energía que no ha sido sometida a ningún proceso de conversión.

**Energía Potencial:** La energía que un cuerpo posee en virtud de su posición en campo de fuerzas, por ejemplo, se eleva una masa  $m$  a una determinada altura  $h$  en el campo de gravedad de la tierra, adquiere una energía potencial,  $W = mhg$ . ( $g$  = aceleración de la gravedad)

**Energía Secundaria:** Energía procedente de la conversión de una energía primaria o de otras energías secundarias.

**Entalpía:** Función termodinámica de estado que equivale a contenido de calor a presión constante; es la suma de la energía interna y del producto de la presión por el volumen.

**Escenario Macroeconómico:** Conjunto de variables económicas globales establecidas como condición para ocurrencia de determinados fenómenos económicos.

**GWh:** Giga Watts-hora = 1 GWh =  $1 \times 10^9$

**Hidrocarburo:** Carburo de hidrogeno, las combinaciones de el hidrogeno son muy numerosas, variadas e importantes. Ciertos hidrocarburos son gaseosos como el metano; otros son líquidos, como el benceno, y otros sólidos como el naftaleno.

**MMBD:** Millones de Barriles diarios.

**MBD:** Miles de Barriles Diarios.

**MW:** Mega-Watts-hora ; 1 MW =  $1 \times 10^6$

**Planta Hidroeléctrica:** Edificación industrial que tiene como beneficio la producción de energía eléctrica mediante el aprovechamiento de la fuerza del agua.

**Precalentador de Aire:** Equipo de intercambio de calor quem tiene la finalidad de recuperar energía térmica de gases de combustión para cederla al aire de entrada al quemador.

**PIB:** Producto Interno Bruto.

**Producto Mundial Bruto:** Conjunto de bienes y servicios producidos en un periodo determinado a nivel de todo el planeta.

**Quad:** 1 quad =  $1 \times 10^{15}$  BTU

- Reservas Potenciales:** Son aquellas que bajo las técnicas de exploración petroleras tienen posibilidad de existir en base a su cercanía o similitud con áreas probadas de existencia de hidrocarburos.
- Reservas Probadas:** Son aquellas que en base a la exploración de yacimientos se puede certificar su existencia en base a la ubicación de estos.
- Sector Energético:** Clasificación que agrupa en nuestro país a las actividades y consumos de las empresas relacionadas con la oferta y/o la comercialización de cualquier forma de energía comercial.
- Sobrecalentador:** Parte de un generador de vapor que tiene como función agregar calor sensible al vapor producido en la caldera.
- Solenoides:** Arrollamiento cilíndrico de un hilo conductor muy largo en relación con su diámetro en cuyo interior aparece un campo magnético.
- TMAC:** Tasa Media Anual de Crecimiento.
- Tobera:** Conducto apropiadamente perfilado para que el fluido que por él circula aumente su velocidad (con pérdida de presión) o su presión (reduciendo entonces su velocidad).
- Trabajo:** Magnitud igual al producto de una fuerza por la distancia recorrida por el punto en que se ha aplicado la misma.
- TWh:** Tera Watts hora ;  $1 \text{ TWh} = 1 \times 10^{12}$
- Vapor:** Gas que resulta de la vaporización de un líquido o de la sublimación de un sólido.
- Vapor Sobrecalentado:** Es aquel cuya temperatura es superior a la temperatura de saturación que corresponde a la presión a la que se encuentra.
- Viscosidad:** Propiedad de los fluidos en los cuales el roce de unas moléculas con otras, opone una resistencia al movimiento uniforme de su masa.

**BIBLIOGRAFIA****" BALANCES NACIONALES DE ENERGIA DE 1965 A 1987 "**

Secretaria de Energia, Minas e Industria Paraestatal.

**" ALTERNATIVAS ENERGETICAS "**

Antonio Alonso Concheiro.  
Luis Rodriguez Viqueira.

**" PROGRAMA NACIONAL DE MODERNIZACION ENERGETICA 1990-1994 "**

Secretaria de Energia, Minas e Industria Paraestatal.

**" MANUALES DE TURBINAS DE VAPOR (Turbinas de Baja Capacidad) "**

Cia. Elliot, General Electric, y Siemens.

**" MANUAL DEL INGENIERO MECANICO "**

F. Marks

**" MECANICA DE FLUIDOS "**

Frank M. White.

**" TERMODINAMICA PARA INGENIEROS "**

Richard E. Balzhiser.  
Michael R. Samuels.

**" INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA CLASICA Y ESTADISTICA "**

Richard E. Sonntag.  
Gordon J. Van Wylene.

**" TURBINAS DE VAPOR "**

Claudio Mataix.

**" TRANSPORTE DE VAPOR "**

Instituto para la diversificación y ahorro de la energía.  
Ministerio de Industria y Energía.  
Secretaría General de la Energía y Recursos Minerales.