

**UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE ACTUALIZACION
TECNOLOGICA DE LA PLANTA PUNTO FIJO DE CADAFE**

**Trabajo especial presentado por los bachilleres:
Cesar Augusto Quero Mora
Nerio Enrique Villalobos Garrido
para optar por el título de ingeniero mecánico.
Profesor guía
Prof. Julio Zambrano**

2000

DEDICATORIA

Primeramente a Dios,
A nuestros padres y hermanas,
Y a todos aquellos que de alguna forma
contribuyeron a nuestra formación
personal y profesional, sinceramente
Muchas Gracias.

-Ing. Fabian Flores (CADAFAE)
Ing. Carlos Lopez Luna (CADAFAE)
Ing. Nora Carrasquero (CADAFAE)
Ing. Sigfrido Chivico (CADAFAE)
Lic. Yadira (CADAFAE)
Lic. Olivares (Observatorio Cajigal)
Ing. Humberto Lastra (ELEOCCIDENTE, Coro)
Arq. Dávila (CORPOTULIPA)
T.E. Gerardo Rico (CORPOTULIPA)
Prof. Vicente Durán (Universidad Experimental Francisco de Miranda, Coro)
Ing. Joel Pestana
Ing. Uxmal Amezquita
T.S.U. Manuel (CADAFAE, Planta Punto Fijo)
Ing. Alejandro Chitty

Agradecimientos especiales para el Prof.: Julio Zambrano

Y a todos aquellos que de una u otra forma colaboraron en la realización del presente
trabajo de grado.

A todos ellos

MUCHAS GRACIAS

TRABAJO ESPECIAL

**ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE ACTUALIZACION
TECNOLOGICA DE LA PLANTA PUNTO FIJO DE
C.A.D.A.F.E.**

PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
POR LOS BACHILLERES:

QUERO M., César A.
VILLALOBOS G., Nerio E.

PARA OPTAR POR EL TITULO
DE INGENIERO MECANICO

Caracas, 2000

Dedicado primeramente a Dios,
A nuestros padres y hermanas,
Y a todos aquellos que de alguna forma
contribuyeron a nuestra formación
personal y profesional, sinceramente
Muchas Gracias.

AGRADECIMIENTOS

Este Trabajo no hubiera sido posible sin la colaboración desinteresada de muchas personas, entre ellas:

Ing. Fabián Flores (CADAFFE)

Ing. Carlos Lopez Luna (CADAFFE)

Lic. Yadira Peralta (CADAFFE)

Ing. Nelson Tremont (CADAFFE)

Tec. Julio Gonzalez (CADAFFE)

A todo el personal que labora en la Gerencia de Calidad de Gestión y Apoyo y en la Planta Punto Fijo de CADAFFE

A la familia Luque Villalobos

Agradecimientos especiales para:

Ing. Julio Zambrano (UCV)

Ing. Sergio Diaz (CADAFFE)

Ing. Felix Lucena (CADAFFE)

Ing. Nora Carrasco (CADAFFE)

Tec. Sigfrido Chivico (CADAFFE)

Dra. Carel Santiago

Y a todos aquellos que de una u otra forma colaboraron en la realización del presente trabajo de grado.

A todos ellos

MILLONES DE GRACIAS

INDICE GENERAL

Pág.

Resumen

Introducción

Capítulo 1. Presentación de la Planta Punto Fijo

1.1	Generalidades.	1
1.2	Ubicación Geográfica de la Planta.	1
1.3	Breve reseña histórica.	2
1.4	Estructura organizativa.	3
1.4.1	Equipos que conforman el Taller de mantenimiento mecánico.	5
1.4.2	Equipos que conforman el Taller de mantenimiento eléctrico y de instrumentación.	5

Capítulo 2. Marco Teórico

2.1	Generalidades.	6
2.2	Ciclos termodinámicos de potencia de aire estándar	6
2.2.1	Ciclo de Joule-Brayton	7
2.2.1.1	Ciclo reversible (CBT)	8
2.2.1.2	Ciclo irreversible (CBT)	9
2.2.2	Ciclo regenerativo (CBTX)	10
2.2.2.1	Ciclo regenerativo reversible (CBTX)	11
2.2.2.2	Ciclo regenerativo irreversible (CBTX)	12
2.2.3	Ciclo con recalentamiento (CBTBT)	12
2.2.4	Ciclo con enfriamiento intermedio en la compresión (CICBT)	14
2.3	Evaluaciones de rendimiento estimado en turbinas de combustión	15
2.3.1	Correcciones en sitio	16
2.3.2	Factor de corrección por altitud	18
2.3.3	Factor de corrección por temperatura	19
2.3.4	Consumo específico de calor (Heat rate)	19

2.3.5	Eficiencia térmica	20
2.3.6	Flujo de aire	20
2.3.7	Temperatura límite de escape	21
2.3.8	Rendimiento esperado según la temperatura de los gases de escape	21
2.4	Pruebas para determinar la potencia y el consumo específico de calor de una turbina a gas	22
2.4.1	Cálculo de la potencia de salida	23
2.4.2	Cálculo del consumo específico de calor	24

Capítulo 3. Descripción de la turbina

3.1	Generalidades	27
3.2	Principio de funcionamiento	27
3.3	Descripción de la turbina	28
3.3.1	Compartimento de control	30
3.3.2	Compartimento de potencia	31
3.3.2.1	Compartimento de auxiliares de la turbina	32
3.3.2.2	Compartimento de la turbina	34
3.3.3	Compartimento del generador	44
3.3.4	Compartimento de auxiliares del generador	46
3.4	Descripción de los sistemas	46
3.4.1	Sistema de arranque	47
3.4.1.1	Motor Diesel	47
3.4.1.2	Motor Eléctrico	48
3.4.2	Sistema de combustible	49
3.4.2.1	Sistema de combustible gaseoso	50
3.4.2.2	Sistema de combustible líquido	52
3.4.3	Sistema de lubricación	56
3.4.4	Sistema de agua de enfriamiento	60
3.4.5	Sistema de suministro hidráulico	63
3.4.6	Sistema de aire de atomización	65

3.4.7	Sistema de aire de enfriamiento y sello	67
3.4.8	Sistemas de control y protección	69
3.5	Tipos de mantenimiento que se realizan a las turbinas	70
3.5.1	Mantenimiento preventivo	70
3.5.2	Mantenimiento predictivo	74
3.5.3	Mantenimiento correctivo	76
3.6	Factores de operación que afectan el mantenimiento de las turbinas	77

Capítulo 4. Avances Tecnológicos

4.1	Generalidades	80
4.2	Definición de “High Tech”	80
4.3	Modificación con uso de Alta Tecnología para Turbinas MS-5001	81
4.3.1	Mejoras Tecnológicas en la Sección del Compresor	82
4.3.2	Mejoras Tecnológicas en el Sistema de Combustión	82
4.3.3	Mejoras Tecnológicas en el paso de Gases Calientes	84
4.3.4	Modificaciones para el Grupo de Cojinetes N° 2	86
4.3.5	Consideraciones Técnico-Económicas	87
4.4	Modificación con uso de Alta Tecnología en Turbinas a Gas MS-7001	89
4.4.1	Mejoras Tecnológicas en el Sistema del Compresor	90
4.4.2	Mejoras Tecnológicas en el Sistema de Combustión	91
4.4.3	Mejoras Tecnológicas en el paso de Gases Calientes	93
4.5	Consideraciones Técnico-Económicas	96
4.6	Sistema de Control para Turbinas a Gas SPEEDTRONIC Mark V	97
4.7	Modelos de nueva Producción	101

Capítulo 5. Evaluación Técnica

5.1	Generalidades	102
5.2	Metodología para la evaluación técnica de las unidades	102
5.2.1	Inspección visual de la Planta	102
5.2.2	Toma de datos	103

5.2.3	Cálculo del rendimiento estimado de las unidades	104
5.2.4	Cálculo del rendimiento actual de las unidades	104
5.2.5	Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación técnica	105
5.3	Evaluación técnica de las unidades	105
5.3.1	Inspección visual de la Planta	105
5.3.2	Toma de datos	111
5.3.3	Cálculo del rendimiento estimado de las unidades	112
5.3.3.1	Cálculo del rendimiento estimado para una unidad modelo MS 5001P	113
5.3.3.2	Cálculo del rendimiento estimado para una unidad modelo MS 7001B	116
5.3.4	Cálculo del rendimiento actual de las unidades	119
5.3.5	Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación técnica	124

Capítulo 6. Análisis de Fallas

6.1	Generalidades.	127
6.2	Fallas presentadas por las Unidades que conforman la Planta Punto Fijo en los dos últimos años (Marzo 1.998 – Marzo 2.000).	127
6.3	Diagnóstico de fallas.	157
6.3.1	Fallas Típicas.	157
6.3.2	Fallas Atípicas.	160
6.4	Análisis de las fallas.	163

Capítulo 7. Consideraciones Económicas

7.1	Generalidades	178
7.2	Posibilidad para la actualización tecnológica	178
7.3	Cálculo del valor actual neto	178
7.4	Rehabilitación de las unidades	179
7.5	Repotenciación de las unidades	180
7.6	Venta de las unidades existentes para adquirir nuevas turbinas a gas	181

7.7	Costo de producción del Kilovatio hora (Kwh) en la actualidad	181
7.8	Costo de producción del Kilovatio hora (Kwh) al repotenciar las Unidades	185
7.9	Costo de producción del Kilovatio hora (Kwh) con Unidades Nuevas	188
	Conclusiones	194
	Recomendaciones	197
	Bibliografía	199

INDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1.1: Equipos que conforman el taller de mantenimiento eléctrico y de instrumentación.	5
Tabla 3.1: Dimensiones y pesos de los compartimentos de la unidad MS 5000.	30
Tabla 3.2: Intervalos recomendados para realizar las categorías de mantenimiento preventivo en unidades MS 5000, operando con combustible Diesel.	73
Tabla 3.3: Intervalos recomendados para realizar las categorías de mantenimiento preventivo en unidades MS 5000, operando con combustible Gas Natural..	73
Tabla 3.4: Requerimientos estimados de horas hombre para el mantenimiento.	74
Tabla 4.1: Comparación de variables técnicas de unidades MS-5001 de distintas generaciones.	88
Tabla 4.2: Variación de los rendimientos en unidades MS-5001 con alta tecnología.	88
Tabla 4.3: Variación de los rendimientos en unidades MS-7001B con alta tecnología.	97
Tabla 5.1: Horas de operación desde el último mantenimiento.	108
Tabla 5.2: Datos obtenidos en las mediciones.	112
Tabla 5.3: Condiciones atmosféricas para el lugar de operación.	113
Tabla 5.4: Características en condiciones ISO para la unidad modelo MS 5001P.	113
Tabla 5.5: Características para el sitio de operación de la unidad modelo MS 5001P.	116
Tabla 5.6: Características en condiciones ISO para la unidad modelo MS 7001B.	116
Tabla 5.7: Características para el sitio de operación de la unidad modelo MS 7001B.	119
Tabla 5.8: Resultados del rendimiento esperado según la temperatura de escape.	121
Tabla 5.9: Valores de calibración de la válvula combustible.	122
Tabla 5.10: Poder calorífico bajo del combustible.	123
Tabla 5.11: Resultados de los cálculos de rendimiento actual de las unidades.	124
Tabla 5.12: Comparación entre la potencia esperada y obtenida.	125

Tabla 6.1: Fallas presentadas en las turbinas según los reportes diarios de los últimos dos años (marzo 1.998 – marzo 2.000).	128
Tabla 6.2: Diagnóstico de fallas típicas con acciones a tomar para unidades MS-5001P y MS-7001B.	157
Tabla 6.3: Horas de trabajo transcurridas desde el último mantenimiento para las unidades que conforman la Planta Punto Fijo al 30 / 04 / 2.000.	179
Tabla 7.1: Valor actual neto de las unidades que comprenden la Planta Punto Fijo.	181
Tabla 7.2: Estimación de la demanda de la Península de Paraguaná.	184
Tabla 7.3: Cuadro comparativo de las posibilidades de actualización tecnológica de la Planta Punto Fijo.	193

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1: Ubicación de la Planta.	1
Figura 1.2: Estructura Organizativa de la Planta Punto Fijo.	4
Figura 2.1: Esquema del ciclo simple CBT.	7
Figura 2.2: Diagrama ideal T – s del ciclo simple CBT.	8
Figura 2.3: Diagrama real T – s del ciclo simple CBT.	9
Figura 2.4: Esquema del ciclo regenerativo CBTX.	10
Figura 2.5: Diagrama T – s del ciclo regenerativo ideal.	11
Figura 2.6: Esquema del ciclo con recalentamiento CBTBT.	12
Figura 2.7: Diagrama T – s del ciclo con recalentamiento CBTBT.	13
Figura 2.8: Esquema del ciclo con enfriamiento intermedio en la compresión CICBT.	14
Figura 2.9: Diagrama T – s del ciclo con enfriamiento intermedio en la compresión CICBT.	15
Figura 2.10: Curva característica típica de una turbina a gas.	16
Figura 2.11: Factor de corrección por altitud.	17
Figura 2.12: Efecto de la temperatura de entrada al compresor sobre la potencia, consumo específico de calor, flujo de aire y temperatura de escape.	18
Figura 3.1: Esquema de funcionamiento y diagrama T- s.	28
Figura 3.2: Aspecto exterior de la turbina.	29
Figura 3.3: Esquema de la unidad.	29
Figura 3.4: Distribución del compartimento de control.	30
Figura 3.5: Compartimento de potencia turbina modelo MS-5000.	31
Figura 3.6: Distribución del compartimento de auxiliares de la turbina.	32

Figura 3.7: Secciones del compartimento de la turbina.	34
Figura 3.8: Sección de entrada de aire al compresor.	35
Figura 3.9: Carcasa del compresor.	36
Figura 3.10: Disposición general del sistema de combustión.	37
Figura 3.11: Flujo de gases en la cámara de combustión.	38
Figura 3.12: Rotor turbina modelo MS 7000.	39
Figura 3.13: Alabes de turbina modelo MS 7000.	40
Figura 3.14: Alabes de la primera etapa modelo MS 7000.	41
Figura 3.15: Segmento de la tobera.	42
Figura 3.16: Sistema de escape de una turbina modelo MS 7000.	42
Figura 3.17: Grupo de cojinetes N° 1 unidad modelo MS 7000.	43
Figura 3.18: Grupo de cojinetes N° 2 unidad modelo MS 7000.	44
Figura 3.19: Distribución del compartimento del generador.	44
Figura 3.20: Distribución del compartimento de los auxiliares del generador.	46
Figura 3.21: Sistema de arranque con motor eléctrico.	49
Figura 3.22: Sistema de combustible gaseoso.	51
Figura 3.23: Sistema de combustible líquido.	55
Figura 3.24: Sistema de lubricación.	59
Figura 3.25: Sistema de agua de enfriamiento.	62
Figura 3.26: Sistema de suministro hidráulico.	64
Figura 3.27: Sistema de aire de atomización.	66
Figura 3.28: Sistema de aire de enfriamiento y sello.	68
Figura 3.29: Zonas donde se realizan los diferentes mantenimientos.	72
Figura 4.1: Sección Compresor Turbina modelo MS-5001 de Alta Tecnología.	81
Figura 4.2: Reparación del cojinete N° 2.	87
Figura 4.3: Pieza de transición de la Turbina MS-7001B.	92
Figura 4.4: Gabinete del sistema de control SPEEDTRONIC Mark V.	98
Figura 5.1: Unidad N° 7 en labores de mantenimiento mayor.	106
Figura 5.2: Unidad N° 7, casa de filtros en mantenimiento mayor.	106
Figura 5.3: Unidad N° 14, luego de la explosión del plenum de escape.	107
Figura 5.4: Unidad N° 11, carcasa posterior del compresor y cestos combustores.	107

Figura 5.5: Unidad N° 9, sección de la turbina.	109
Figura 5.6: Unidad N° 12, sección de la turbina.	109
Figura 5.7: Unidad N° 12, fuga de lubricante a nivel del compartimento de accesorios.	110
Figura 5.8: Unidad N° 10, fuga de combustible a nivel del compartimento de accesorios.	110
Figura 5.9: Efecto de la temperatura de entrada al compresor sobre la potencia de salida, flujo de aire, consumo de combustible y temperatura de escape para turbinas modelo MS 5001P.	115
Figura 5.10: Efecto de la temperatura de entrada al compresor sobre la potencia de salida, flujo de aire, consumo específico de calor y temperatura de escape para turbinas modelo MS 7001B.	116
Figura 5.11: Curva característica de la turbina modelo MS 5001P para rendimiento esperado	120

Quero M., César A., y, Villalobos G., Nerio E.

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD DE ACTUALIZACIÓN TECNOLÓGICA DE LA PLANTA PUNTO FIJO DE C.A.D.A.F.E.

Tutor Académico: Prof. Ing. Julio Zambrano

Tutor Industrial: Ing. Carlos López Luna. Tesis: Caracas, U.C.V.

Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2000. 200 Pág.

Turbinas a Gas, factibilidad.

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó una evaluación técnico económica para despejar la disyuntiva acerca de la posibilidad de realizar la actualización tecnológica de las turbinas a gas de la Planta Punto Fijo, perteneciente a la Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (C.A.D.A.F.E.); o la venta de éstas unidades para adquirir nuevas máquinas que permitan generar a costos competitivos y bajo mantenimiento. Para la evaluación técnica se hizo un estudio detallado de la situación actual de las máquinas, mediante pruebas de rendimiento y la inspección visual de la Planta, también se presentó un análisis de las fallas ocurridas en los dos últimos años de operación de las unidades. Además se investigaron los avances tecnológicos que el fabricante de turbinas a gas General Electric ha desarrollado y las mejoras que éstos aportan a dichas unidades. El estudio económico incluye el cálculo del valor actual neto y la comparación entre los costos de las diferentes opciones como son: rehabilitar, repotenciar o vender las unidades existentes para adquirir nuevas. Entre las opciones consideradas, se concluyó basándose en el menor costo del kilovatio hora generado, de modo que los precios de generación de energía eléctrica sean competitivos.

INTRODUCCION

Venezuela es uno de los países con mayor grado de electrificación en América Latina, contando el país con un sofisticado sistema de transmisión con tensiones de 765 kV, 400 kV y 230 kV, que interconectan los principales centros de producción de energía eléctrica con todas las ciudades y grandes sectores industriales de la nación.

El crecimiento del sector se basaba fundamentalmente en fuertes inversiones públicas, las cuales, debido a la crisis económica por la cual atraviesa el país, han disminuido en gran escala, arrastrando al sector a un proceso de deterioro que conlleva a un servicio cada vez más costoso y de menor calidad. Esta ha sido una de las causas por las cuales se ha impulsado la creación de la ley del sector eléctrico, la cual busca promover la competencia donde esta sea posible y así poder garantizar los intereses de los usuarios en cuanto a seguridad, calidad y precio del servicio, permitiendo de esta manera una mayor participación de la empresa privada en la generación, transmisión y distribución de este servicio.

Conciente de esta situación, la Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (CADAFE), ha emprendido acciones para competir de manera efectiva al momento de prestar el servicio eléctrico, entre las cuales esta la Actualización Tecnológica del parque de generación Turbogás, al cual pertenece la planta Punto Fijo, lo cual motivó la realización de este trabajo.

En el capítulo uno de este trabajo se realiza una breve reseña histórica de la Planta, el cual incluye su estructura organizativa y un listado de los equipos que posee. El contenido del segundo capítulo es la descripción teórica de los principios de funcionamiento de una Turbina a Gas, así como las evaluaciones de rendimiento y pruebas que se le realizan a estos equipos.

En el capítulo número tres se describe detalladamente la Turbina a Gas en sí, desglosada por compartimentos y sistemas que la componen. El cuarto capítulo presenta una breve reseña de los avances tecnológicos realizados que el fabricante de Turbinas a Gas, General Electric tiene para los modelos en cuestión, así como las unidades próximas en salir al mercado.

El capítulo cinco refleja la evaluación técnica realizada a las unidades pertenecientes a la Planta, donde se incluye una inspección visual de esta y el cálculo del rendimiento esperado de las máquinas. Un estudio analítico de las fallas presentadas por las unidades en los dos últimos años de funcionamiento se encuentra en el capítulo seis, además del cálculo de los rendimientos reales de las mismas. Por último, en el capítulo siete, se tienen todas las consideraciones económicas necesarias para recomendar cuales trabajos se deben realizar para lograr con éxito la actualización tecnológica de la Planta.

Capítulo 1. Presentación de la Planta de Punto Fijo

1.1 Generalidades.

1.2 Ubicación Geográfica de la Planta.

1.3 Breve reseña histórica.

1.4 Estructura organizativa.

1.4.1 Equipos que conforman el Taller de mantenimiento mecánico.

1.4.2 Equipos que conforman el Taller de mantenimiento eléctrico y de instrumentación.

1.1 Generalidades.

En este capítulo, se realizará una presentación de la Planta, donde luego de dar su ubicación geográfica, se tiene la reseña histórica en la cual se comenta acerca de las máquinas que han operado en la misma y sus fechas de instalación y desincorporación; posteriormente se describe la estructura organizativa de la Planta, enumerando los empleados que laboran en la Planta, sus cargos y obligaciones y finalmente un listado de los equipos necesarios para realizar el mantenimiento de las unidades, según el taller al cual pertenezcan.

1.2 Ubicación Geográfica de la Planta.

La Planta Turbogas Punto fijo, está ubicada al oeste de la Península de Paraguaná, específicamente en la ciudad de Punto Fijo, Distrito Carirubana del Estado Falcón. (Fig. 1.1).

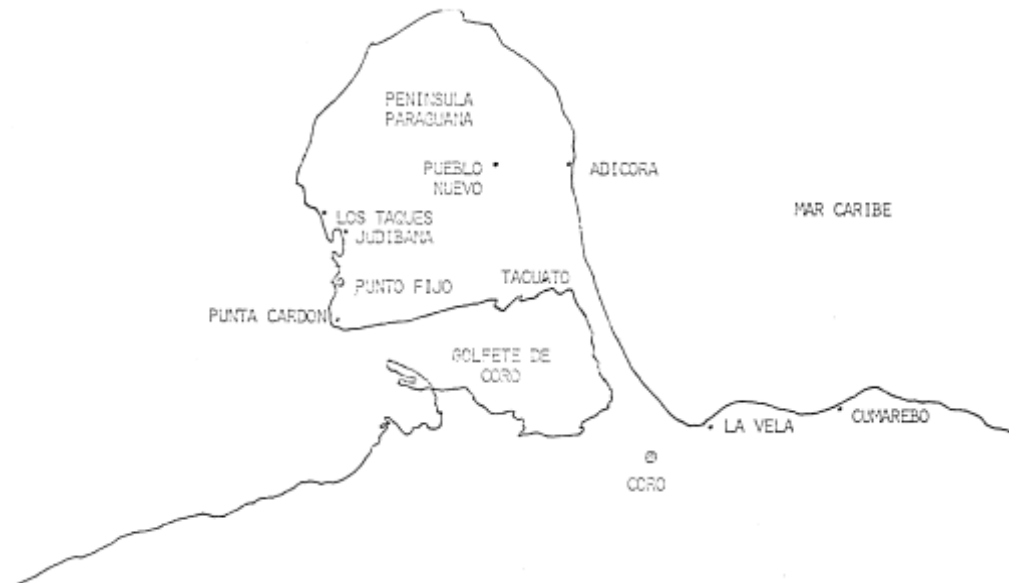


Fig. 1.1 Ubicación de la Planta

1.3 Breve reseña histórica

La Planta Turbogas Punto Fijo perteneciente a la Compañía Anónima de Administración y Fomento Eléctrico (C.A.D.A.F.E.) está adscrita a su división de generación central y fue fundada en el año de 1.953, con el objetivo de suministrar energía eléctrica a dicha ciudad, mediante el uso de dos motores Diesel marca Cooper Bessemer de 1.250 Kw. cada uno. Con el paso del tiempo se incrementó la demanda, siendo necesaria la ampliación de la Planta y en el año de 1.958 se adicionó un nuevo motor Diesel marca Mirrles de 1.890 Kw, para una capacidad instalada total de 4.390 Kw.

A mediados del año siguiente se comenzó la instalación de dos turbina a gas marca Clark de 6 Mw. que entran en servicio en Abril del año 1.961. Para esta época, los motores Cooper Bessemer habían sido trasladados hacia la Planta Yaritagua. Posteriormente en el año de 1.963 se instala la unidad N° 3, esta vez de marca Brown Boverí con una capacidad nominal de 6,85 Mw., permitiendo esto el traslado de la unidad Diesel Mirrles hacia la ciudad de Guanare; luego entre 1.967 y 1.968 son incorporadas dos unidades marca Fiat de 7,1 Mw. cada uno para una capacidad instalada de la Planta a la fecha de 33,05 Mw. Con este parque de generación la Planta estuvo en funcionamiento hasta la incorporación de la unidad N° 6 en Noviembre de 1.971, la cual es marca Westinghouse con capacidad nominal de 15 Mw.

A partir del año 1.975 se inicia una etapa de renovación en el parque de generación de la Planta con la incorporación de unidades de última tecnología para la época, como lo fue la unidad N° 7 MS-5000, marca Hitachi construida bajo licencia de la General Electric, que fue puesta en funcionamiento en 1.978 con una capacidad nominal de 20 Mw.

En 1.979 entran en funcionamiento dos nuevas unidades MS-5000 (N° 8 y 9) y casi diez años después en 1.988, se incorporan las unidades 10 y 11, provenientes de la Planta San Lorenzo y la N° 12 de la Planta Las Morochas, ambas ubicadas en el Estado Zulia, todas estas unidades marca Hitachi pertenecientes a la serie 5000 de 20 Mw. de capacidad nominal cada uno.

Para 1.989 son desincorporadas las unidades desde la N° 1 hasta la N° 6, y se pone en funcionamiento la unidad N° 13 proveniente de la Planta Yaritagua en el Estado Yaracuy marca General Electric MS-5000 y finalmente el 19 de Septiembre de 1.998 entra en funcionamiento la unidad MS-7001P (N° 14) la cual fue trasladada desde la Planta La Cabrera en el Estado Aragua con una capacidad nominal de 50 MW., para esta fecha la capacidad instalada de la Planta Punto Fijo es de 190 Mw.

Esta Planta opera continuamente hoy en día con un aporte promedio del 65% de la demanda de la Península de Paraguaná, aunque, debe suplir el 100% cuando el sistema de interconexión está fuera de servicio. Este sistema esta conectado a la Planta a través de una línea de transmisión de 115 Kv. que une a las subestaciones Isiro, Punto Fijo II y la Planta (Punto Fijo I).

1.4 Estructura organizativa

Para el cabal funcionamiento de una Central Energética, es tan o más importante que sus características técnicas, el recurso humano que labora en la misma ya que permite la utilización de la instalación con mayor eficiencia.

La estructura organizativa de la Planta consta de una Superintendencia encargada de la coordinación general de los distintos grupos de trabajo de la Central, la administración de los recursos, la planificación y ejecución de las actividades a desarrollar. Los grupos de trabajo, cinco en total, tienen sus funciones claramente definidas que al engranar permiten obtener el mejor desempeño de la Planta. La oficina de personal es la encargada de dar asistencia directa al superintendente en sus obligaciones; operaciones es el grupo encargado de todo lo que concierne al funcionamiento de las unidades que conforman la Planta, es decir, arranques, mediciones diarias, implementación de medidas para mantener la central en funcionamiento y el establecimiento de las pautas necesarias para la realización de las paradas de las unidades.

El mantenimiento de la Planta es realizado por dos grupos de trabajo independientes, el de mantenimiento mecánico, el cual es el encargado de garantizar el óptimo funcionamiento de las unidades y de las instalaciones en general en lo que al aspecto metal-mecánico se refiere y el de mantenimiento eléctrico y de instrumentación, encargado de la realización del mismo a los equipos eléctricos, neumáticos, hidráulicos y electrónicos de la Planta a todo nivel. La Planta cuenta además, con un almacén donde su personal se ocupa de la guardia, custodia y distribución de las herramientas, repuestos, aceites, uniformes y demás enseres necesarios en la central.

El número de personas que laboran en esta Planta es de cuarenta y están distribuidos según el organigrama de la Fig. 1.2.

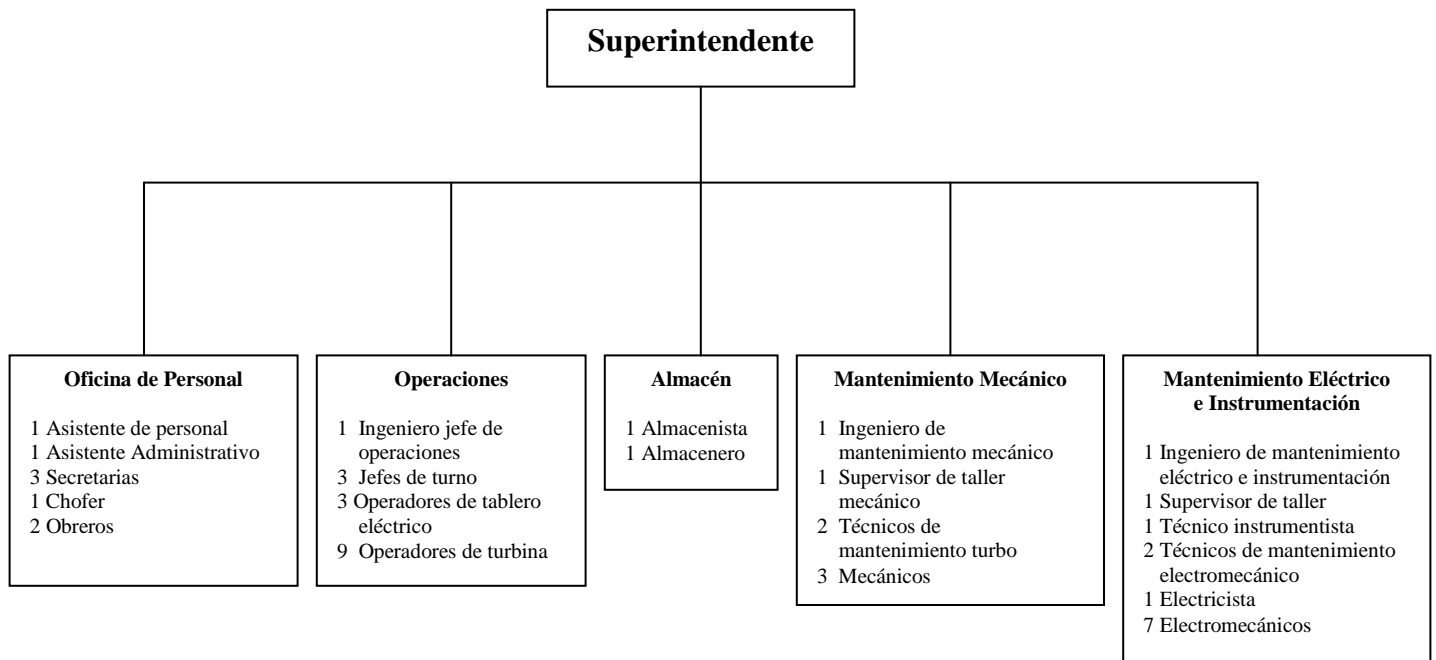


Fig. 1.2 Estructura Organizativa de la Planta Punto Fijo

1.4.1 Equipos que conforman el Taller de mantenimiento mecánico.

Este taller fue creado al instalar las primeras unidades turbogas, con la finalidad de contar con herramientas y personal capaz de solucionar fallas típicas de estas unidades. Muchos de estos equipos no cuentan con las placas de especificaciones técnicas. Esta constituido por dos tornos de 2.000 mm de bancada, una fresadora universal Gamuchega, un taladro radial marca Voest, una sierra eléctrica industrial, una prensa mecánica de 25 toneladas, una máquina de soldadura eléctrica marca Lincoln, un equipo de soldadura autógena, un compresor de aire Atlas de 15 Kg / cm², un equipo para limpieza con chorro de arena, un equipo de lavado con agua a presión y una gran variedad de herramientas manuales.

1.4.2 Equipos que conforman el Taller de mantenimiento eléctrico y de instrumentación.

Este taller se fue organizando de acuerdo a las necesidades de la Planta, y se ha ido dotando de equipos modernos a medida que han sido requeridos, además de un completo juego de herramientas de mano. En la tabla 1.1 se aprecia de forma esquemática, los equipos pertenecientes al taller.

EQUIPO	MARCA	MODELO
Multi amperímetro	Multi Amp electronic Corp	JR-2
Probador de tubos elect.	Stark	12-22 Amp.
Calibrador Neumático	Wallace-Tiernan	65120
Potenciómetro Digital	Doric	407
Vibrómetro	Philips	PR-9252
Potenciómetro	Rubicon Instruments	2720
Amperímetro	Amprobe	RS-1007
Multímetro	Iskra	Unimer 4

Tabla 1.1. Equipos que conforman el taller de mantenimiento eléctrico y de instrumentación

Capítulo 2. Marco Teórico

- 2.1 Generalidades
- 2.2 Ciclos termodinámicos de potencia de aire estándar
 - 2.2.1 Ciclo de Joule-Brayton
 - 2.2.1.1 Ciclo reversible (CBT)
 - 2.2.1.2 Ciclo irreversible (CBT)
 - 2.2.2 Ciclo regenerativo (CBTX)
 - 2.2.2.1 Ciclo regenerativo reversible (CBTX)
 - 2.2.2.2 Ciclo regenerativo irreversible (CBTX)
 - 2.2.3 Ciclo con recalentamiento (CBTBT)
 - 2.2.4 Ciclo con enfriamiento intermedio en la compresión (CICBT)
- 2.3 Evaluaciones de rendimiento estimado en turbinas de combustión
 - 2.3.1 Correcciones en sitio
 - 2.3.2 Factor de corrección por altitud
 - 2.3.3 Factor de corrección por temperatura
 - 2.3.4 Consumo específico de combustible
 - 2.3.5 Rata de calor
 - 2.3.6 Eficiencia térmica
 - 2.3.7 Flujo de aire
 - 2.3.8 Temperatura límite de escape
 - 2.3.9 Rendimiento esperado según la temperatura de los gases de escape
- 2.4 Pruebas para determinar la potencia y la tasa de calor de una turbina a gas
 - 2.4.1 Cálculo de la potencia de salida
 - 2.4.2 Cálculo de la tasa de calor

2.1 Generalidades

En este capítulo se exponen los fundamentos termodinámicos para entender los procesos de conversión de energía que se llevan a cabo dentro de la turbina a gas, planteando las ecuaciones para obtener su rendimiento térmico. Además, se explican los procedimientos para la evaluación del rendimiento estimado de las turbinas, mediante el uso de sus curvas características, así como el procedimiento para realizar las pruebas técnicas para obtener la potencia de salida en el sitio y el consumo específico de calor. Finalmente se tratan los principios básicos bajo los cuales se realizan las consideraciones económicas de este estudio de factibilidad.

2.2 Ciclo termodinámico de potencia de aire estándar

En los ciclos reales de potencia a gas el fluido de trabajo es principalmente aire, más los productos de combustión tales como dióxido de carbono y vapor de agua. Como el gas predominantemente es el aire, es conveniente examinar los ciclos de potencia a gas en términos de un ciclo idealizado de aire estándar que se basa en las aproximaciones siguientes:

1. Durante todo el ciclo el fluido de trabajo es aire, el cual se comporta como un gas ideal.
2. El proceso de combustión se sustituye por la adición de calor desde una fuente externa.
3. Se emplea un proceso de rechazo de calor hacia los alrededores que sirve para regresar el fluido a su estado inicial.

Al aplicar las restricciones del ciclo estándar de aire a diversos procesos, se acostumbra a veces imponer restricciones adicionales sobre los valores de las propiedades del aire. En el ciclo estándar de aire se supone que las capacidades térmicas específicas son c_p y c_v y la relación de capacidades térmicas específicas k tienen valores constantes, y éstos se miden a temperatura ambiente.

2.2.1 Ciclo de Joule – Brayton (CBT)

El ciclo de potencia simple para una turbina a gas (CBT) está formado por un compresor (C), una cámara de combustión (B) y una turbina (T). Al compresor entra un flujo estable de aire atmosférico donde se comprime a una presión de varias atmósferas. El aire comprimido se entrega al quemador donde se inyecta combustible continuamente y donde la combustión ocurre a una presión substancialmente constante causando un aumento de temperatura. Los gases calientes producto de la combustión entran luego a la turbina donde se expanden hasta la presión atmosférica al mismo tiempo que hacen trabajo sobre el rotor de la turbina. La potencia de la turbina no solo es suficiente para accionar el compresor sino que además entrega potencia neta a la maquina que acciona (generador).

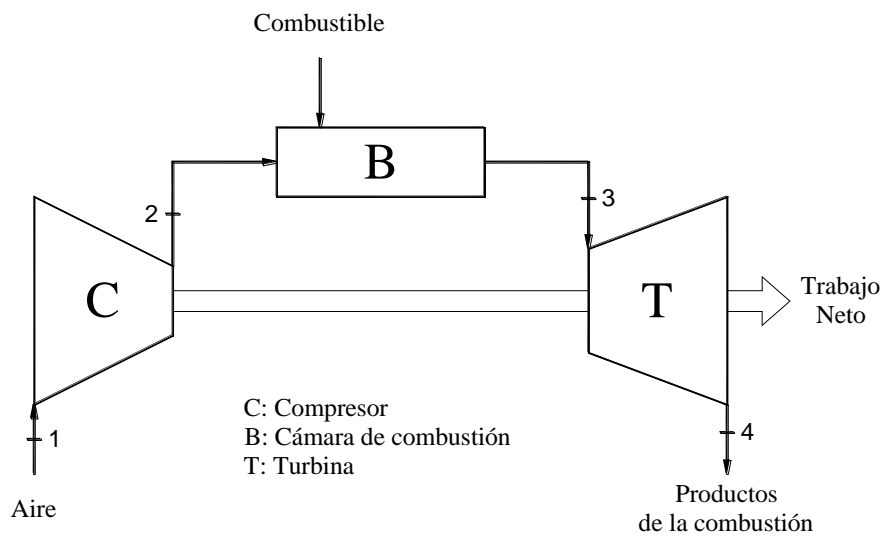


Fig. 2.1 Esquema del ciclo simple CBT

2.2.1.1 Ciclo reversible (CBT)_r

El ciclo reversible se refiere al formado por procesos ideales, donde no hay fricción. La transmisión de calor a fuentes o receptores externos no se logra necesariamente con una diferencia de temperatura infinitesimal. En la figura 1.2 se observa que la compresión se realiza isentrópicamente de 1-2, el suministro de calor es a presión constante de 2-3, la expansión es isentrópica a lo largo de 3-4 y la expulsión de calor a presión constante de 4-1. El área 12341 es igual al trabajo neto.

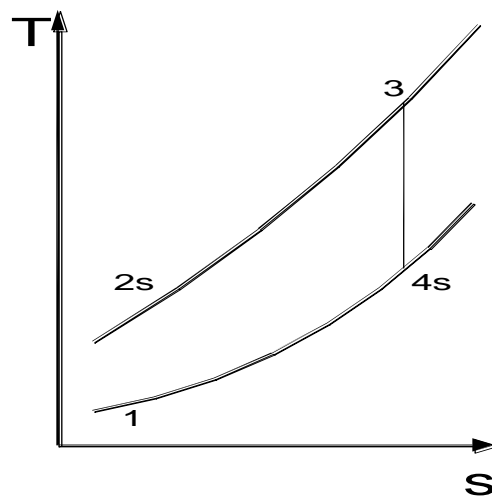


Fig. 2.2 Diagrama ideal T – s del ciclo simple CBT

La eficiencia térmica del ciclo reversible viene dada:

$$\eta_{t,(CBT)_r} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{c_p (T_{4s} - T_1)}{c_p (T_3 - T_{2s})} = 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{(k-1)}{k}}} \quad (\text{Ec. 2.1})$$

donde:

c_p : calor específico a presión constante

T_i : Temperatura en el punto i según figura 1.2

r_p : Relación de presión

k : Relación de los calores específicos

2.2.1.2 Ciclo irreversible (CBT)_i

En las turbinas a gas reales los procesos no son reversibles. La irreversibilidad está presente como resultado de la fricción y turbulencia en los procesos de compresión y expansión así como en los conductos por donde fluye el aire y los gases producto de la combustión. El cálculo del comportamiento termodinámico de una turbina a gas depende del conocimiento de la magnitud de los rendimientos e irreversibilidades. Estas se calculan por la experiencia guiada por el conocimiento detallado de los procesos en los varios componentes. Los procesos se muestran en el diagrama siguiente:

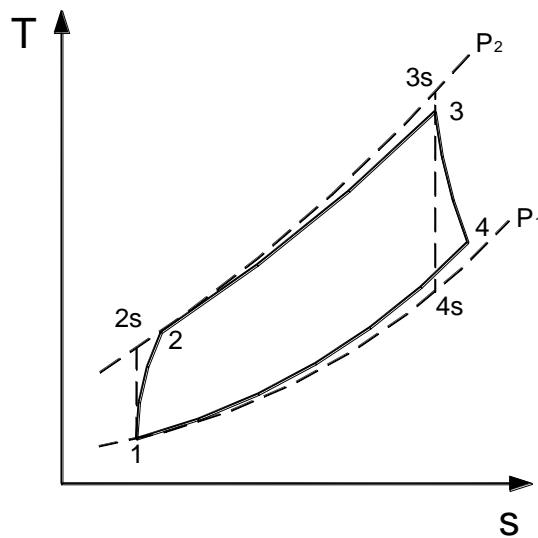


Fig. 2.3 Diagrama real T – s del ciclo simple CBT

La compresión ocurre de 1-2 con un rendimiento definido como:

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{Ec. 2.2})$$

La expansión ocurre de 3-4 con un rendimiento definido como:

$$\eta_T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{Ec. 2.3})$$

donde:

h_i : Entalpía en el punto i según figura 1.3

2.2.2 Ciclo regenerativo (CBTX)

El ciclo de potencia simple de la turbina a gas se puede modificar de varias maneras importantes para aumentar su eficiencia total. Una de estas formas se basa en el concepto de regeneración. Los gases que salen de la turbina se hallan a una temperatura relativamente alta. En muchos casos la temperatura de salida de la turbina es mayor que la temperatura de salida del compresor. Es posible, entonces, reducir la cantidad de combustible inyectada en el quemador, si se calienta el aire que sale del compresor con energía tomada de los gases expulsados de la turbina. El intercambio de calor entre las dos corrientes se lleva a cabo en un intercambiador de calor llamado usualmente *regenerador*.

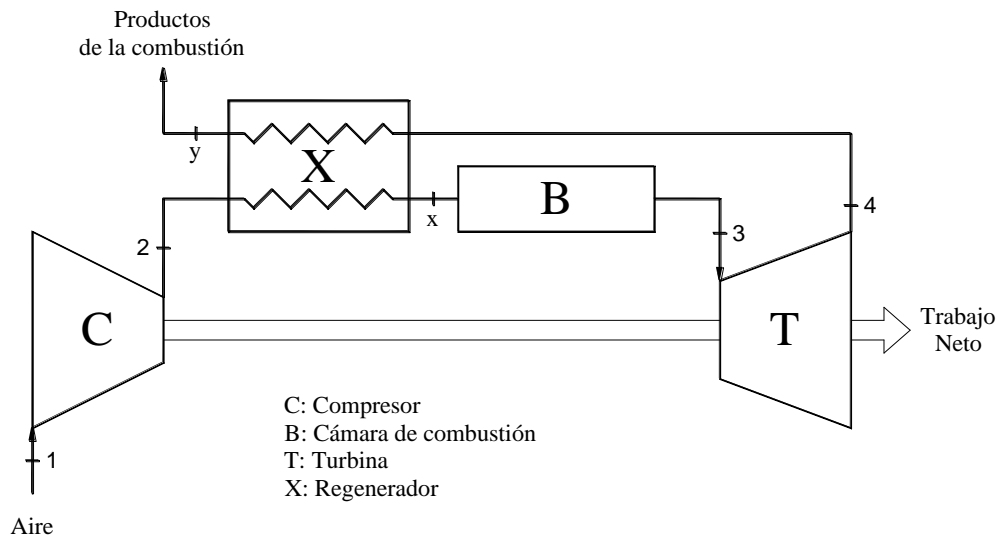


Fig. 2.4 Esquema del ciclo regenerativo CBTX

2.2.2.1 Ciclo regenerativo reversible (CBTX)_r

En la situación ideal se supone que el flujo a través del regenerador ocurre a presión constante. Si se supone un intercambiador de calor reversible internamente, el flujo de calor desde la corriente que viene de la turbina debe ser igual al calor que recibe la corriente de salida del compresor, por lo que sería posible calentar la corriente de salida del compresor hasta la temperatura de la corriente de salida de la turbina, entonces la eficiencia térmica para una regeneración ideal se reduce a:

$$\eta_{t, (CBTX)_r} = 1 - \frac{T_1}{T_3} r_p^{\frac{(k-1)}{k}} \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Así, la eficiencia térmica del ciclo de una turbina a gas de tipo regenerativo es función no sólo de la relación de presiones, sino también del cociente de la temperatura mínima entre la temperatura máxima que ocurren en el ciclo. A continuación se muestra el diagrama T – s para el ciclo regenerativo ideal.

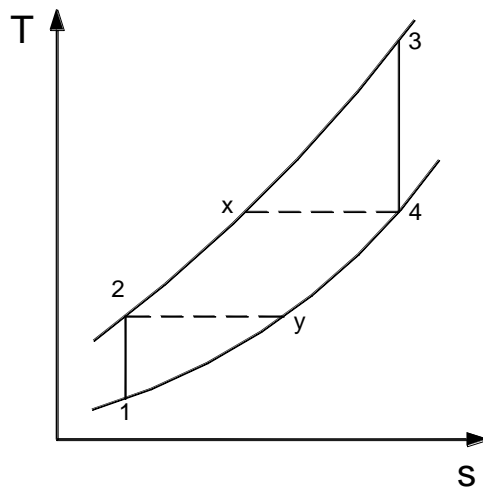


Fig. 2.5 Diagrama T – s del ciclo regenerativo ideal

2.2.2.2 Ciclo regenerativo irreversible (CBTX)_i

En la práctica no es posible calentar la corriente de salida del compresor hasta la temperatura de la corriente de salida de la turbina, ya que ésto exige una gran superficie para la transferencia de calor puesto que la diferencia de temperatura entre las dos corrientes se aproxima a cero. Como una medida de la tendencia a ésta condición límite, se define la *efectividad de regenerador* como:

$$\eta_{t,x} = \frac{\text{transferencia real de calor}}{\text{máxima transferencia de calor posible}} = \frac{h_x - h_2}{h_4 - h_2} = \frac{T_x - T_2}{T_4 - T_2} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

2.2.3 Ciclo con recalentamiento (CBTBT)

La potencia que puede producir una turbina de combustión está limitada por la temperatura de trabajo máxima permisible por el material de la turbina. En vista de ésta limitación, la potencia puede mejorarse dividiendo la turbina en dos o más etapas, y recalentando el fluido de trabajo hasta la temperatura límite entre las etapas.

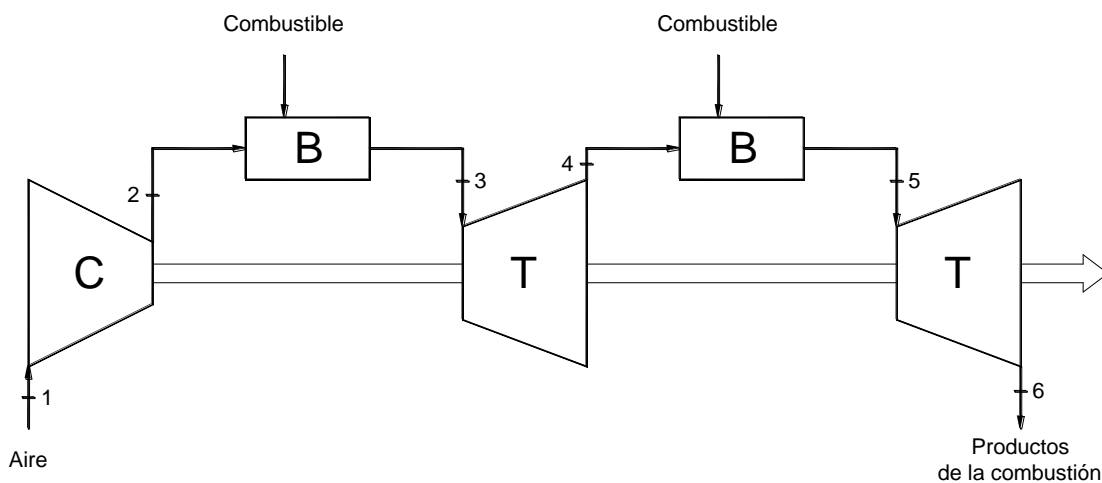


Fig. 2.6 Esquema del ciclo con recalentamiento CBTBT

A continuación se muestra el diagrama T-s del ciclo con recalentamiento donde se puede observar como se aumenta el trabajo de la turbina sin cambiar el trabajo del compresor o la temperatura máxima, pero se aumenta la cantidad de calor suministrado al ciclo.

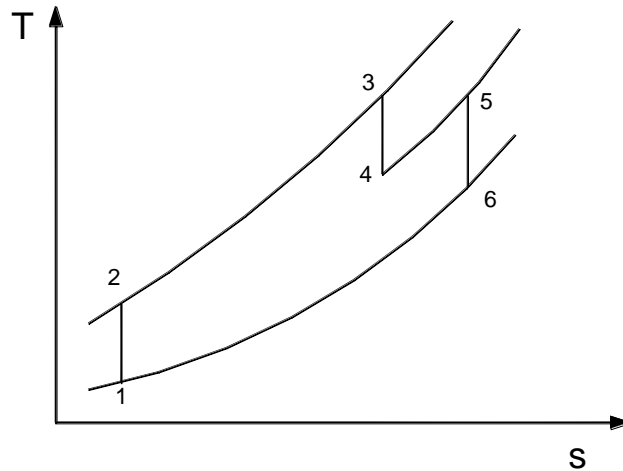


Fig. 2.7 Diagrama T – s del ciclo con recalentamiento CBTBT

El rendimiento de este ciclo viene dado por:

$$\eta_{t,CBTBT} = \frac{\text{Trabajo de la turbina} - \text{Trabajo del compresor}}{\text{Calor suministrado}} =$$

$$\eta_{t,CBTBT} = \frac{c_p (T_3 - T_4) + c_p (T_5 - T_6) - c_p (T_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2) + c_p (T_5 - T_4)} \quad (\text{Ec. 2.6})$$

2.2.4 Ciclo con enfriamiento intermedio en la compresión (CICBT)

Cualquier disminución que se haga sobre el trabajo entregado al compresor, se traducirá en una mejora del trabajo neto entregado por la turbina. Para cualquier relación de compresión, la potencia requerida por unidad de masa del fluido de trabajo ha de ser comprimido, es directamente proporcional a la temperatura de entrada. Entonces, si la compresión es llevada a cabo en dos o más etapas con enfriamiento entre las etapas, el trabajo de compresión se reducirá apreciablemente.

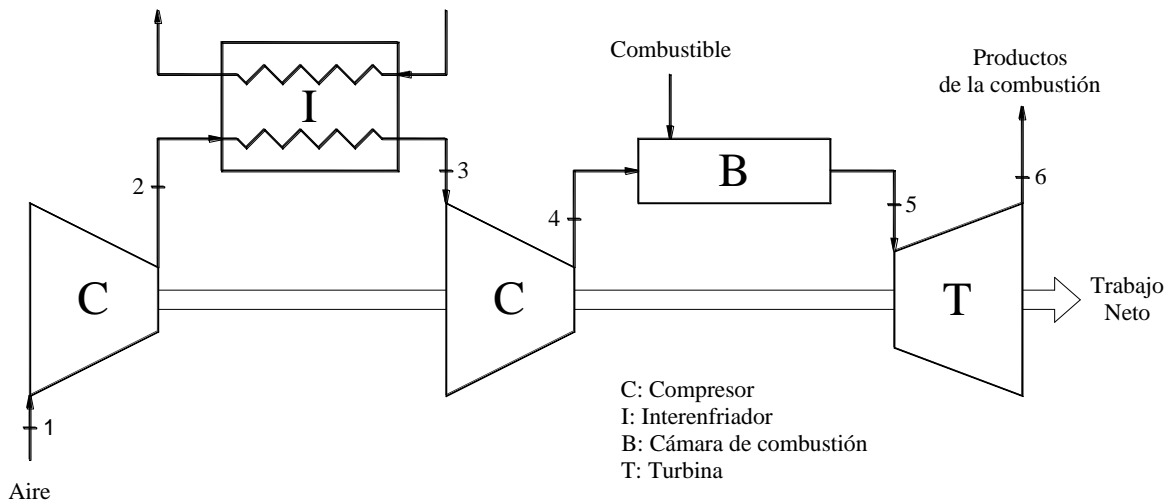
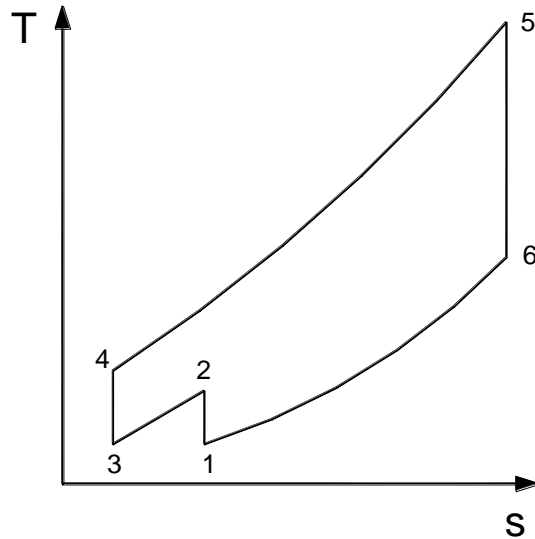


Fig. 2.8 Esquema del ciclo con enfriamiento intermedio en la compresión CICBT

El diagrama T-s se muestra a continuación, se puede observar que la temperatura T_4 es menor a la temperatura que se alcanzaría si no hubiese enfriamiento intermedio. Como consecuencia de esta baja temperatura, un ciclo de turbina de combustión con enfriamiento intermedio es útil solo si al mismo tiempo se emplea un regenerador, porque de otra manera, deberá suministrarse una considerable cantidad de calor al ciclo.



**Fig. 2.9 Diagrama T – s del ciclo con enfriamiento intermedio en la compresión
CICBT**

2.3 Evaluación del rendimiento estimado para turbinas a gas

Una vez tomada la decisión de instalar una unidad turbogeneradora, es necesario evaluar el rendimiento que tendrá la máquina, lo cual no es otra cosa que la relación que existe entre la energía generada y la energía suministrada. Para ésto, el fabricante recolecta información acerca del comportamiento del modelo en particular, realizando ensayos y tomando notas de la experiencia en operación, que permiten obtener una serie de gráficos conocidos como curvas características, los cuales reflejan resultados estimados o aproximados.

Una curva característica típica (ver fig. 2.10) siempre es incluida en los manuales de servicio de las unidades al momento de la compra, ya que es necesaria, debido a que el rendimiento de la turbina a gas es afectado por la temperatura ambiente y la presión atmosférica. Los datos suministrados por el fabricante son obtenidos al evaluar la unidad a una temperatura ambiente de 15° C (59° F) y a nivel del mar, que es equivalente a 101.3 kPa (14.7 psia), según lo establecido en las normas ISO (International Standards Organization).

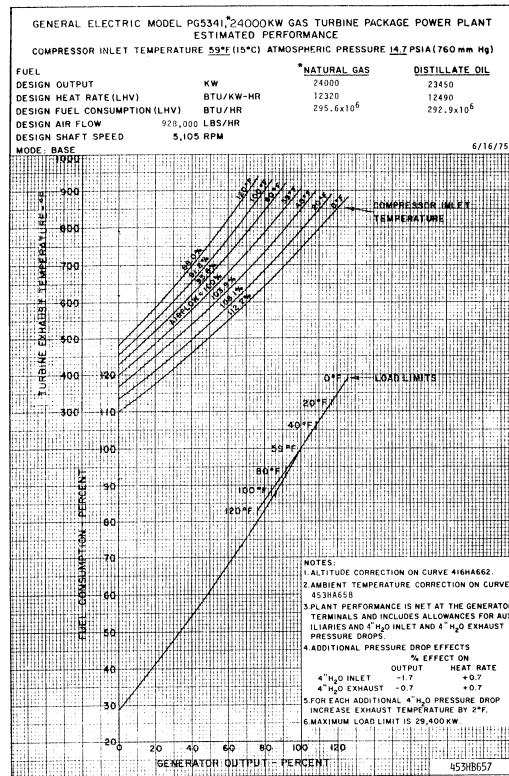


Fig. 2.10 Curva característica típica de una turbina a gas

Estas curvas vienen dadas en porcentaje de los valores nominales de potencia de salida y consumo específico de calor, entre las curvas características que suministra el fabricante, se incluye una para obtener el factor de corrección por altitud y otra para calcular el efecto de la temperatura de entrada al compresor sobre la potencia de salida, el consumo específico de calor, el flujo de aire y el consumo de combustible. Las referencias de diseño están tabuladas para gas natural y aceite combustible.

2.3.1 Correcciones del sitio

Como pocas turbinas funcionan bajo condiciones ISO, es necesario hacer correcciones para el lugar de funcionamiento. El incremento de la presión atmosférica es directamente proporcional a la potencia de salida, debido a que la turbina es una máquina de volumen constante y una presión de entrada más alta se traduce en una mayor cantidad de masa de aire que entrará en el compresor. El consumo específico de calor no es afectada

por la presión atmosférica. La figura 2.11 muestra una curva típica para obtener el factor de corrección por altitud.

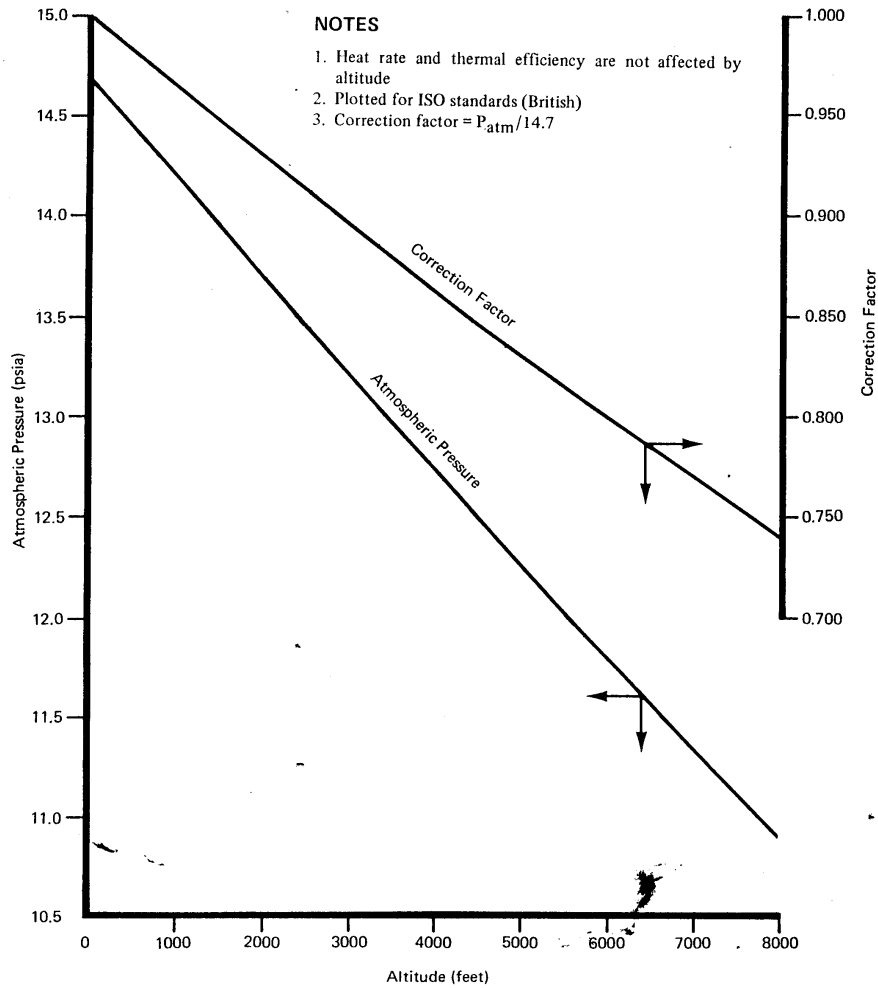


Fig. 2.11 Factor de corrección por altitud

La potencia de salida, el consumo específico de calor y el flujo de aire varían en función de la temperatura de entrada del aire al compresor, como se muestra en la figura 2.12. La potencia de salida y el flujo de aire se incrementa cuando la temperatura ambiente disminuye. Esto se debe al aumento de la densidad del aire a medida que disminuye la temperatura. La tasa de calor se mantiene esencialmente constante a temperaturas inferiores a 15° C (59° F), pero se incrementa ligeramente a temperaturas superiores a ésta.

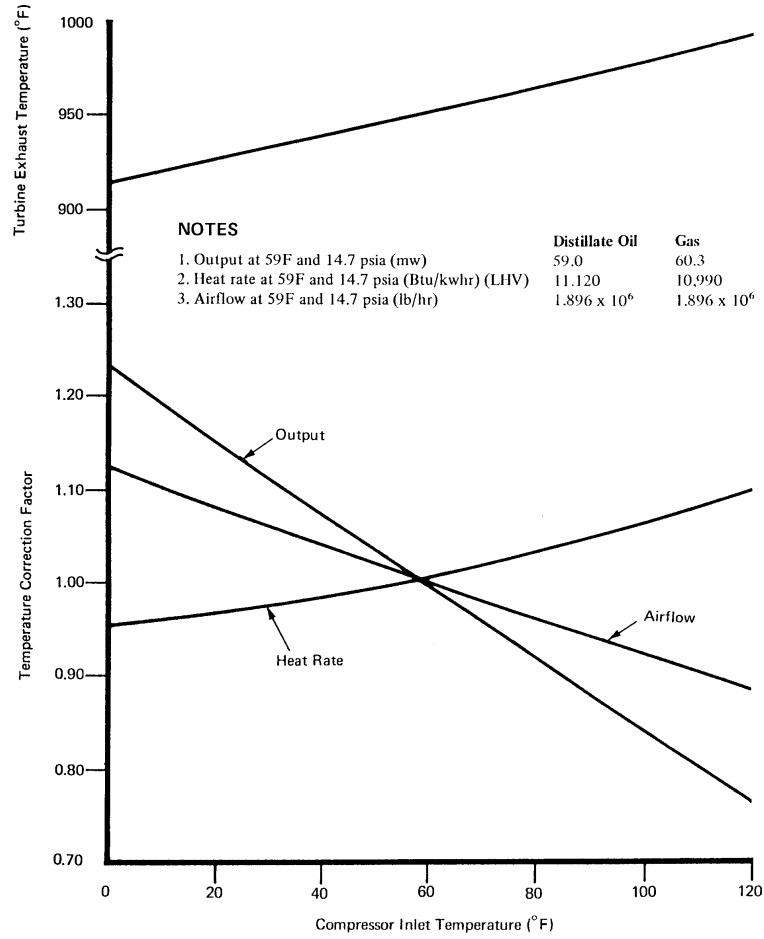


Fig 2.12 Efecto de la temperatura de entrada al compresor sobre la potencia, consumo específico de calor, flujo de aire y temperatura de escape

2.3.2 Factor de corrección por altitud:

El factor de corrección por altitud puede ser determinado con ayuda de la figura 2.10, entrando al gráfico con el valor de la altitud del sitio de trabajo de la unidad, para así obtener la presión barométrica. Con la presión barométrica, en el mismo gráfico, se obtiene el factor de corrección. El factor de corrección por altitud, viene dado por la relación de la presión barométrica del sitio y la presión barométrica de diseño, como lo muestra la ecuación 2.7

$$FCA = \frac{P_{ATM}}{P_{ISO}} \tag{Ec. 2.7}$$

donde:

FCA: Factor de corrección por altitud

P_{ATM} : Presión atmosférica del sitio [psia]

P_{ISO} : Presión en condiciones ISO (14,7 psia)

2.3.3 Factor de corrección de Temperatura:

Este factor de corrección se obtiene de la figura 2.12, al introducir la temperatura ambiente del sitio de trabajo, para obtener el porcentaje de la potencia de salida. Con este porcentaje, se puede calcular la potencia de salida en el sitio mediante la formula:

$$PS_{sitio} = PS_{ISO} \times FCA \times FCT_{PS} \quad \text{Ec. 2.8}$$

donde:

PS_{sitio} : Potencia de salida en el sitio

PS_{ISO} : Potencia de salida en condiciones ISO

FCA: Factor de corrección por altitud

FCT_{PS} : Factor de corrección por temperatura para la potencia de salida

2.3.4 Consumo específico de calor (Heat rate):

Para obtener el consumo específico de calor en el sitio, se debe hallar el factor de corrección por temperatura para el mismo, por medio de la figura 2.12. Luego se utiliza la siguiente ecuación:

$$CEC_{sitio} = CEC_{ISO} \times FCT_{CEC} \quad \text{Ec. 2.9}$$

donde:

CEC_{sitio} : Consumo específico de calor en el sitio

CEC_{ISO} : Consumo específico de calor en condiciones ISO

FCT_{CEC} : Factor de corrección por temperatura para el consumo específico de calor

2.3.5 Eficiencia térmica

Una vez se obtiene el consumo específico de calor estimado en el sitio, se puede calcular la eficiencia térmica, hallando el inverso del consumo específico de calor y multiplicando por el factor de conversión apropiado, como lo muestra la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{2544,5 \frac{\text{Btu}}{\text{hp.h}}}{\text{CEC}} \times 100 = \frac{3412,7 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}}}{\text{CEC}} \times 100 \quad \text{Ec. 2.10}$$

donde:

η : Eficiencia térmica

CEC: Consumo específico de calor

2.3.6 Flujo de Aire:

Los cálculos de flujo de aire en el sitio se realizan de manera análoga a los cálculos de potencia de salida en el sitio, utilizando la ecuación 2.11:

$$FA_{\text{sitio}} = FA_{\text{ISO}} \times FCA \times FCT_{\text{FA}} \quad \text{Ec. 2.11}$$

donde:

FA_{sitio} : Flujo de aire en el sitio

FA_{ISO} : Flujo de aire en condiciones ISO

FCA: Factor de corrección por altitud

FCT_{FA} : Factor de corrección por temperatura para el flujo de aire

2.3.7 Temperatura Límite de Escape:

La temperatura límite de escape de la turbina a gas, también se obtiene a partir de la figura 2.10. Esta temperatura es directamente proporcional a la temperatura ambiente y representa el valor máximo que puede alcanzarla temperatura del fluido de trabajo a la entrada de la turbina. Generalmente se obtiene cuando los gases entran a la tobera de primera etapa. Para calcular esta temperatura, se utiliza la figura 2.10 entrando al gráfico con el porcentaje de potencia a la salida del generador y la temperatura de entrada al compresor, ambos en el sitio, para obtener directamente esta temperatura en el eje de las ordenadas.

2.3.8 Rendimiento esperado según la temperatura de los gases de escape

Además de obtener el rendimiento estimado de las unidades a partir de las condiciones atmosféricas del sitio de operación, se puede obtener el rendimiento esperado por las unidades, si se conoce la temperatura de los gases de escape de la turbina, utilizando la curva característica que se muestra en la figura 2.10

El procedimiento es el siguiente: entrando con la temperatura de escape en el eje de las ordenadas, se corta la curva correspondiente a las condiciones de entrada de aire al compresor, al bajar se puede leer en las abscisas el porcentaje de salida del generador (%PS), y al cortar la curva de consumo de combustible, se puede leer en el eje de las ordenadas el porcentaje de consumo de combustible (%CC).

Con el porcentaje de salida del generador y la potencia corregida para las condiciones del sitio de operación, se calcula la potencia esperada de la siguiente forma:

$$PS_{\text{esperada}} = \frac{\%PS}{100} \times PS_{\text{sitio}} \quad \text{Ec. 2.12}$$

donde:

$PS_{esperada}$: Potencia de salida esperada conociendo la temperatura de los gases escape

PS_{sitio} : Potencia de salida corregida para las condiciones del sitio de operación.

%PS: Porcentaje de potencia de salida (obtenido de la figura 2.10).

Para obtener el consumo específico de calor esperado según la temperatura de los gases de escape se aplica la siguiente ecuación:

$$CEC_{esperado} = \frac{\%CC}{\%PS} \times CEC_{sitio} \quad \text{Ec.2.13}$$

donde:

$CEC_{esperado}$: Consumo específico de calor esperado conociendo la temperatura de los gases de escape.

CEC_{sitio} : Consumo específico de calor corregido para las condiciones del sitio de operación

%CC: Porcentaje de consumo de combustible (obtenido de la figura 2.10).

Una vez se obtiene el consumo específico de calor, la eficiencia se puede calcular a través de la ecuación 2.10.

2.4 Pruebas para determinar la potencia, el consumo específico de calor y la eficiencia de una turbina a gas

Los procedimientos para evaluar la potencia y el consumo específico de calor mencionados a continuación, se extraen del código ASME PTC 22-1966 titulado “Gas Turbine Power Plants”, el cual describe los procedimientos de rutina para determinar las características de rendimiento de una turbina a gas. El objetivo de estas pruebas es determinar la potencia de salida y el consumo específico de calor de la turbina a gas, operando a carga base.

La potencia de salida se determina utilizando el contador de energía, provisto por la unidad. Las mediciones se harán en intervalos no mayores a 5 minutos, durante un lapso de 30 minutos, ya que la experiencia ha demostrado que pruebas de eficiencia que duren más de media hora reflejarán los cambios en la temperatura del aire en la entrada al compresor, lo cual afecta los cálculos reales de potencia de salida.

Para obtener el consumo específico de calor, es necesario conocer el flujo de combustible, el cual será medido utilizando el medidor de flujo incorporado a la unidad, el cual deberá ser calibrado previamente. Además, es necesario conocer las características del combustible, como su poder calorífico, para lo cual se recomienda obtener una muestra del mismo y enviarla a un laboratorio para su análisis.

2.4.6 Cálculo de la potencia de salida

La potencia de la turbina a gas será establecida midiendo con un cronómetro el tiempo requerido por el disco del medidor de vatios horas en dar 20 revoluciones.

La capacidad de la máquina será determinada aplicando la siguiente ecuación:

$$P = \frac{3,6}{t_{20\text{rev}}} \times 20 \text{ rev} \times C_{\text{kWh}} \quad \text{Ec. 2.14}$$

donde:

P: Potencia de salida [kW]

$T_{20 \text{ rev}}$: Tiempo del disco en dar 20 revoluciones [seg]

C_{kWh} : Factor del medidor

2.4.7 Cálculo del consumo específico de calor

El consumo específico de calor se calculará aplicando la ecuación:

$$CEC = \frac{w}{P} \times LHV \quad \text{Ec. 2.15}$$

donde:

CEC: Consumo específico de calor [Btu/kWh]

w: Consumo de combustible [ft^3/h]

LHV: Valor calorífico bajo del combustible [Btu/ ft^3]

P: Potencia de salida [kW]

2.5 Fundamentos Básicos para el Cálculo del Valor Actual Neto:

Para la determinación de los costos de equipos de generación de energía eléctrica usados, se realiza un avalúo de los activos fijos de acuerdo al estado actual en que se encuentren. Este se fundamenta en la depreciación amortizada que penaliza el costo de la unidad según el deterioro de los equipos y sus componentes, causada por el uso, las extracciones de partes y la ausencia de políticas de conservación de las unidades.

El cálculo del valor actual neto viene dado por la ecuación 2.16, que utiliza las variables correspondientes al costo de una unidad nueva de capacidad igual o similar, el costo de depreciación del equipo y el costo de rehabilitación de la turbina para llevarla al estado de funcionamiento en que logre generar con la potencia de diseño.

$$VAN = CUN - (CD + CR) \quad \text{Ec. 2.16}$$

donde:

VAN : Valor actual neto.

CUN : Costo de la Unidad de Generación nueva.

CD : Costo de depreciación.

CR : Costo de rehabilitación del equipo.

El costo de una turbina a gas nueva instalada en la Planta, modelo MS-5001PA es de 14.465.000 Dólares y el de una unidad modelo MS-7001EA es de 35.441.000 Dólares aproximadamente, mientras que el costo de depreciación se debe calcular para cada caso en particular.

Determinación del Costo de Depreciación

Para el cálculo de depreciación de los equipos, se utilizará el “Método de la Línea Recta”, debido a que es el comúnmente utilizado por la empresa y permite calcular el valor de un activo para un instante de tiempo determinado, sin importar si cumplió su tiempo de vida útil. Para esto, se utiliza la ecuación 2.17:

$$CD = \frac{(Co \times AF)}{n} \quad \text{Ec. 2.17}$$

donde:

CD : Costo de depreciación.

Co : Costo inicial del equipo.

AF : Años de funcionamiento.

n : Vida útil.

Los años de funcionamiento es el tiempo que la unidad estuvo disponible o en servicio para el momento de calcular la depreciación, mientras que la vida útil de la turbina MS-5001P es de 25 años y de la MS7001B es 30 años.

Costo de Rehabilitación del Equipo

El costo de rehabilitación de las turbinas a gas está íntimamente relacionado con su situación para ese momento, es decir, con el estado en que se encuentre la unidad, sus componentes y equipos auxiliares, ya que la inversión a realizar depende del estado de todas y cada una de las partes que conforman el equipo. Este valor se estima en aproximadamente un 45% del costo inicial de la unidad. En el caso de las unidades pertenecientes a la Planta Punto Fijo, se tomarán las consideraciones necesarias al momento de realizar el cálculo del valor actual neto,

Capítulo 3. Descripción de la turbina

- 3.1 Generalidades
- 3.2 Principio de funcionamiento
- 3.3 Descripción de la turbina
 - 3.3.1 Compartimento de control
 - 3.3.2 Compartimento de potencia
 - 3.3.2.1 Compartimento de auxiliares de la turbina
 - 3.3.2.2 Compartimento de la turbina
 - 3.3.3 Compartimento del generador
 - 3.3.4 Compartimento de auxiliares del generador
- 3.4 Descripción de los sistemas
 - 3.4.1 Sistema de arranque
 - 3.4.1.1 Motor Diesel
 - 3.4.1.2 Motor Eléctrico
 - 3.4.2 Sistema de combustible
 - 3.4.2.1 Sistema de combustible gaseoso
 - 3.4.2.2 Sistema de combustible líquido
 - 3.4.3 Sistema de lubricación
 - 3.4.4 Sistema de agua de enfriamiento
 - 3.4.5 Sistema de suministro hidráulico
 - 3.4.6 Sistema de aire de atomización
 - 3.4.7 Sistema de aire de enfriamiento y sello
 - 3.4.8 Sistemas de control y protección
- 3.5 Tipos de mantenimiento que se realizan a las turbinas
 - 3.5.1 Mantenimiento preventivo
 - 3.5.2 Mantenimiento predictivo
 - 3.5.3 Mantenimiento correctivo
- 3.6 Factores de operación que afectan el mantenimiento de las turbinas

3.1 Generalidades

En este capítulo se describe el principio de funcionamiento de la turbina a gas, como está distribuida la unidad, los equipos que la conforman y los mantenimientos que recomienda el fabricante de turbinas a gas, los cuales deben realizarse para una apropiada operación de la turbina.

La Planta Punto Fijo cuenta con siete unidades modelo MS 5001 P y una unidad modelo MS 7001 B, las diferencias entre estos modelos radica principalmente en la capacidad, las unidades modelo MS 5001 P tienen una capacidad nominal de 20 MW y la unidad MS 7001 B tiene una capacidad nominal de 50 MW. Pero el principio de funcionamiento, la distribución de los equipos y los sistemas que las conforman son muy similares, por lo que aquí se procede a hacer una descripción general de la turbina, mencionando sus diferencias cuando sea necesario.

3.2 Principio de funcionamiento

Inicialmente, el rotor compresor turbina es puesto en rotación por medio de un dispositivo de arranque (motor diesel, eléctrico o de vapor). El aire atmosférico es entonces, succionado por el compresor y llevado a una presión entre 12 y 20 veces la presión atmosférica, dependiendo del modelo de la turbina. En este proceso no se suministra calor, sin embargo, la temperatura del aire se eleva debido a la compresión. Este aire a alta presión pasa hacia las cámaras de combustión, en las cuales se inyecta el combustible, y una chispa de alto voltaje enciende la mezcla de aire y combustible. Una vez encendida ésta, la combustión permanece continuamente en la corriente de aire, mientras se introduzca combustible en la cámara de combustión.

Los gases producto de la combustión pasan a través de la turbina donde la energía de éstos es convertida en trabajo, el proceso de conversión de energía se realiza en dos pasos; primero, los gases calientes se expanden en las toberas (álabes fijos), donde una porción de la energía térmica se convierte en energía cinética; luego pasan a través de las

paletas del rotor (álabes móviles), y la energía cinética es transferida al rotor haciendo que este gire y se obtenga trabajo. Típicamente, más del 50% del trabajo producido por la turbina es utilizado para mover el compresor, el resto se utiliza para mover los accesorios de la turbina y la carga accionada.

Una vez los gases producto de la combustión pasan a través de la turbina, son enviados a la atmósfera o a un dispositivo de recuperación de calor, donde son enfriados.

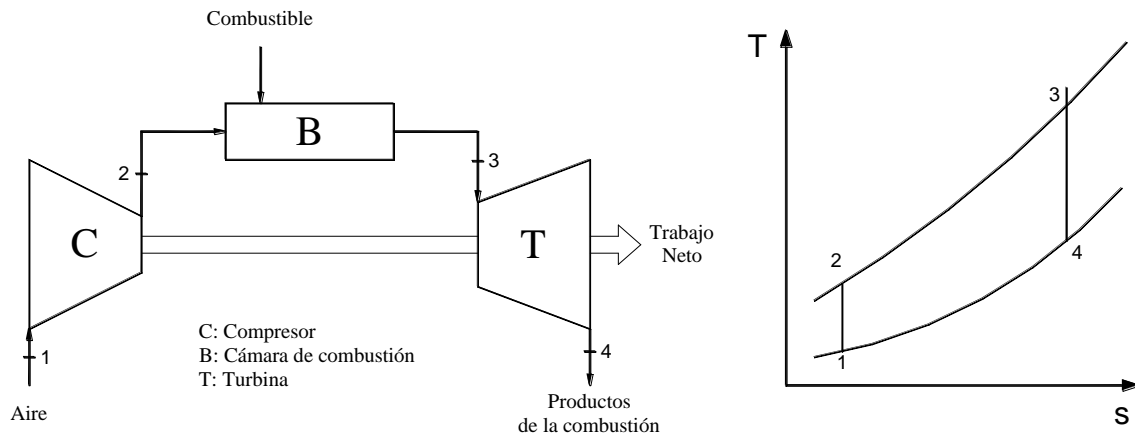


Fig. 3.1 Esquema de funcionamiento y diagrama T- s

3.3 Descripción de la turbina

La unidad turbogeneradora tiene un diseño compacto, el cual incluye todos los componentes y equipos necesarios para su operación. La unidad se puede dividir en cuatro compartimentos principales, los cuales son:

- Compartimento de control
- Compartimento de potencia
- Compartimento del generador
- Compartimento de los auxiliares del generador

Además cuenta con equipos auxiliares para el sistema de entrada de aire y sistema de gases de escape.

Cada uno de los compartimentos esta cubierto para protegerlo de las condiciones ambientales. Estas cubiertas están diseñadas de modo que facilitan el acceso a las labores de mantenimiento y mantienen adecuados niveles de ruido y aislamiento térmico (ver figura 3.2).

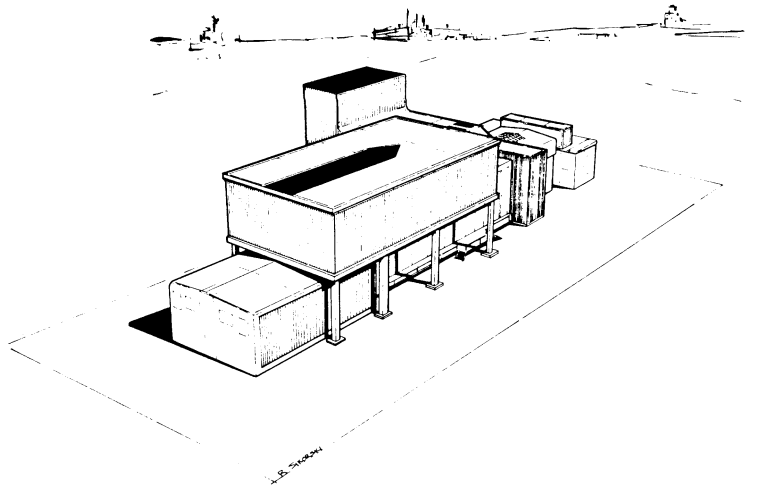


Fig. 3.2 Aspecto exterior de la turbina

La unidad instalada modelo MS 5000 tiene unas dimensiones aproximadas de 5180 mm (17 feet) de ancho, 31700 mm (104 feet) de largo y 7010 mm (23 feet) de alto. Estas dimensiones no incluyen el área de almacenamiento de combustible, ni los equipos necesarios para su transporte hasta la unidad. En la siguiente figura se puede observar una vista de planta con la disposición de los distintos compartimentos.

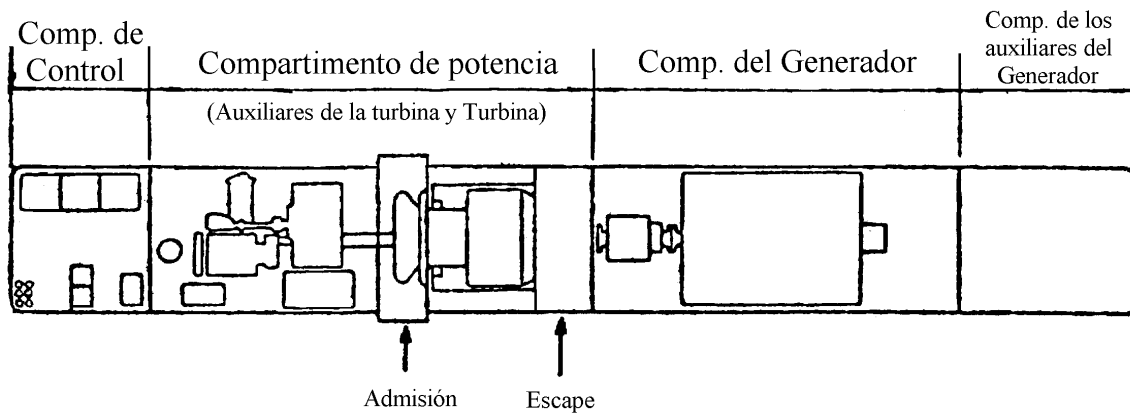


Fig. 3.3 Esquema de la unidad

Las dimensiones y pesos aproximados de los cuatro compartimentos principales, para una unidad modelo MS 5000 son:

	Alto	Ancho	Largo	Peso
Compartimento de Control	3.810 mm (12' - 6'')	3.200 mm (10' - 6'')	3.000 mm (9' - 10'')	10.000 kg (22.050 lb)
Compartimento de Potencia	3.810 mm (12' - 6'')	3.200 mm (10' - 6'')	11.640 mm (38' - 2'')	93.000 kg (205.000 lb)
Compartimento del Generador	3.810 mm (12' - 6'')	3.200 mm (10' - 6'')	8.400 mm (17' - 07'')	82.100 kg (161.000 lb)
Compartimento de los auxiliares del generador	3.810 mm (12' - 6'')	3.200 mm (10' - 6'')	4.800 mm (15' - 9'')	14.000 kg (30.900 lb)

Tabla 3.1 Dimensiones y pesos de los compartimentos de la unidad MS 5000

3.3.1 Compartimento de control

El compartimento de control se encuentra en el extremo delantero de la unidad, antes del compartimento de potencia, como se muestra en la figura 3.3. En el se encuentran los equipos necesarios para controlar y proteger la unidad, como son: el panel de control del transformador, el panel de control del generador, el panel de control de la turbina, los recipientes para almacenar CO₂ del sistema contraincendios, el cargador de baterías y las unidades de acondicionamiento de aire para regular la temperatura dentro del mismo. A continuación se muestra una vista de planta de la distribución característica de este compartimento.

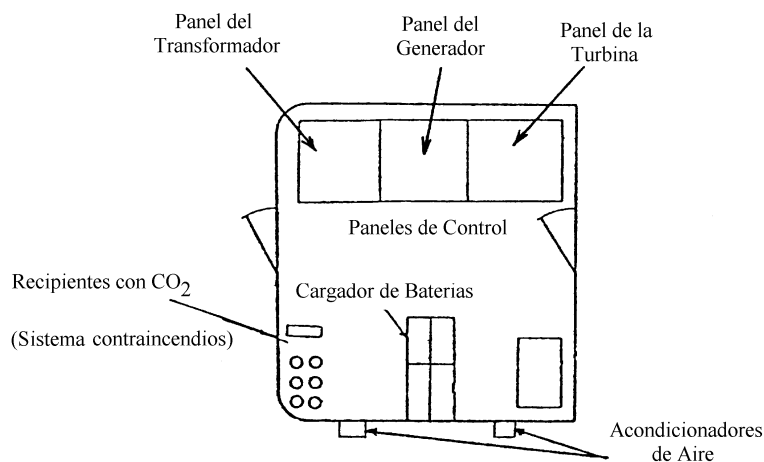
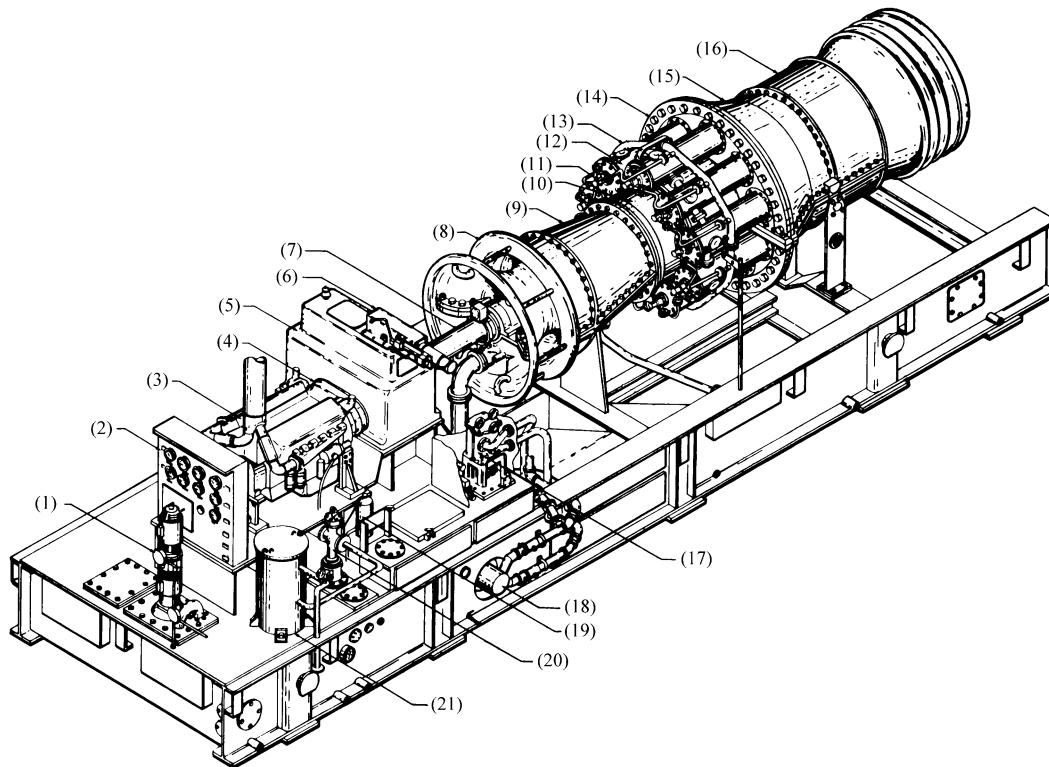


Fig. 3.4 Distribución del compartimento de control

3.3.2 Compartimento de potencia

El compartimento de potencia se divide a su vez en dos compartimentos, el compartimento de los auxiliares de la turbina, el cual aloja a los equipos auxiliares necesarios para la operación de la turbina, y el compartimento de la turbina donde se encuentra el rotor compresor turbina



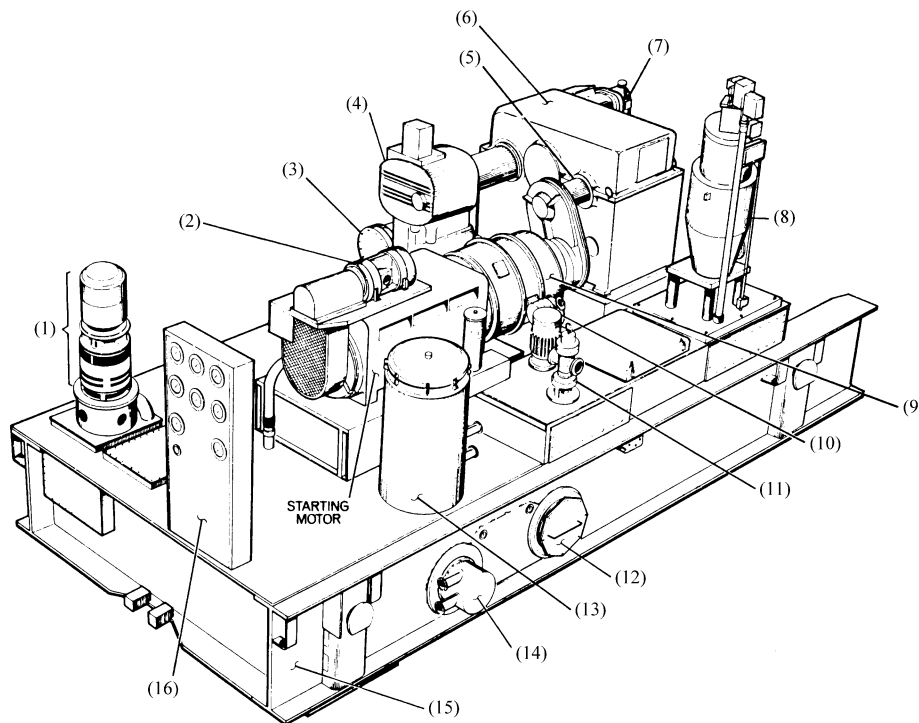
- | | |
|--|--|
| 1- Bombas auxiliar y de emergencia de aceite lubricante. | 12- Cámara de combustión |
| 2- Panel de indicadores de presión | 13- Tubería para combustible gaseoso |
| 3- Motor Diesel (Arranque) | 14- Descarga del compresor |
| 4- Convertidor de torque | 15- Carcasa de la turbina y sellos térmicos |
| 5- Caja reductora de accesorios | 16- Sección de escape de la turbina |
| 6- Virador | 17- Válvula de control de combustible |
| 7- Acople de accesorios | 18- Intercambiador de calor (Sistema de aceite lubricante) |
| 8- Sección de entrada de aire | 19- Filtro de aceite de control |
| 9- Extremo delantero de la carcasa del compresor | 20- Válvula de parada del combustible líquido |
| 10- Extremo posterior de la carcasa del compresor | 21- Filtro principal del combustible líquido |
| 11- Inyector de combustible | |

Fig. 3.5 Compartimento de potencia turbina modelo MS 5000

La figura anterior muestra el compartimento de potencia de una turbina modelo MS-5000, donde se observa en la parte delantera el compartimento de los auxiliares de la turbina, y en la parte trasera el compartimento de la turbina.

3.3.2.1 Compartimento de los auxiliares de la turbina

Está ubicado entre el compartimento de control y el compartimento de la turbina (ver Fig. 3.3). En él se encuentran los auxiliares mecánicos y eléctricos necesarios para hacer de la turbina una estación de generación independiente.



- | | |
|---|--|
| 1- Bombas auxiliar y de emergencia de aceite Lubricante | 9- Convertidor de torque |
| 2- Compresor de aire de atomización para el arranque | 10- Bomba auxiliar del sistema hidráulico |
| 3- Filtro secundario de combustible líquido | 11- Válvula de parada de combustible líquido |
| 4- Bomba de combustible líquido | 12- Filtro de aceite lubricante |
| 5- Embrague | 13- Filtro principal de combustible líquido |
| 6- Caja reductora de accesorios | 14- Intercambiador de calor |
| 7- Compresor principal de aire de atomización | 15- Base del compartimento de accesorios de la turbina |
| 8- Válvula de control de combustible gaseoso | 16- Panel de indicadores de presión |

Fig. 3.6 Distribución del compartimento de auxiliares de la turbina

En la figura 3.6 se observa que incluidos dentro de este compartimento están los componentes del sistema de arranque, como son el motor de arranque, el convertidor de torque y el embrague, todos ellos conectados mecánicamente al rotor de la turbina a través de la caja reductora de accesorios. Otros accesorios ubicados en este compartimento son los componentes del sistema de lubricación y combustible, componentes del sistema hidráulico, compresor del sistema de aire de atomización, componentes del sistema de control y los equipos del sistema de refrigeración. Ubicado en la parte delantera central de este compartimento se encuentra un panel con los indicadores de presión, el cual puede ser visto desde la cabina de control. La base de este compartimento está construida en acero estructural, y en ella se encuentra el tanque de aceite lubricante con una capacidad aproximada de 7.570 lts (2000 galones).

Caja reductora de accesorios:

La caja reductora de accesorios es una caja de engranajes acoplada directamente al rotor y su función es mover los accesorios de la turbina. Está localizada en la parte posterior del compartimento y la conforman una serie de engranajes que realizan las reducciones de velocidad necesarias para mover los accesorios. Entre los accesorios que mueve esta caja reductora se encuentran la bomba principal de combustible líquido, el compresor principal de aire de atomización, la bomba de agua de refrigeración, la bomba principal del sistema hidráulico y la bomba del sistema de lubricación. Durante el arranque, la caja reductora de accesorios transmite el torque del motor de arranque al rotor de la turbina a través del convertidor de torque.

Equipo de arranque:

El equipo de arranque está compuesto principalmente por el motor de arranque y el convertidor de torque, los cuales son usados durante la secuencia de arranque para mover la caja reductora de accesorios y el rotor de la turbina. El convertidor de torque es llenado con aceite por una bomba perteneciente al mismo, que succiona el aceite del tanque de lubricante. Cuando la turbina enciende y es acelerada a su velocidad de operación, el

embrague entre el convertidor de torque y la caja reductora de accesorios, automáticamente se desacopla y el motor de arranque se apaga luego de un corto período de enfriamiento.

En las unidades modelo MS 5000 el motor de arranque es un motor diesel de 500 hp a 2.300 rpm, 12 cilindros y dos tiempos, el cual es encendido por un motor de corriente continua de 125 voltios. El combustible del motor diesel se encuentra en un depósito ubicado en la base de la turbina, y es enviado al motor diesel por la bomba de llenado, accionada directamente por el tren de engranaje del motor diesel. El motor es refrigerado por agua la cual proviene del sistema de refrigeración de la turbina.

3.3.2.2 Compartimento de la turbina

El compartimento de la turbina aloja todos los componentes del rotor compresor turbina, las cámaras de combustión, las guías de entrada de aire y de descarga de los gases producto de la combustión, y los cojinetes. La siguiente figura muestra como está dividido este compartimento.

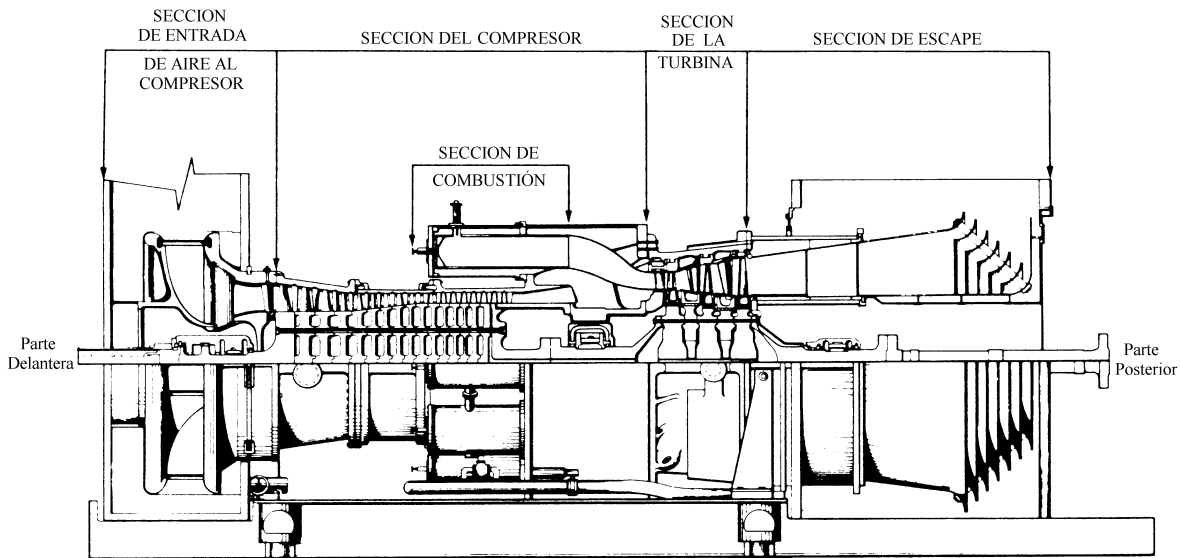


Fig. 3.7 Secciones del compartimento de la turbina

Sección de entrada de aire al compresor:

La sección de entrada de aire tiene como función principal dirigir el aire uniformemente hacia el compresor. Además, en esta sección se encuentra el grupo del cojinete N° 1, los álabes guía de entrada de aire al compresor, los cuales dependiendo de su posición regulan el flujo de aire que va hacia el compresor y los sellos de aire de baja presión (ver figura 3.8).

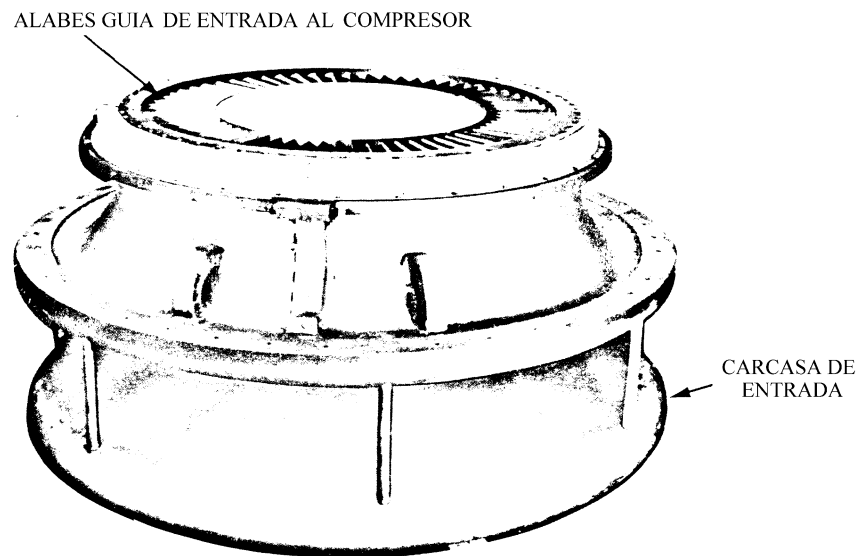


Fig. 3.8 Sección de entrada de aire al compresor

Sección del compresor:

La sección del compresor de flujo axial, consiste del rotor compresor y la carcasa. Incluyendo dentro de la carcasa, las guías de entrada y salida de aire.

El compresor de flujo axial consta de 16 etapas, de disposición horizontal, el cual gira a una velocidad promedio debida a los cambios en las condiciones atmosféricas de 5.105 r.p.m.. Los álabes directrices son móviles a la entrada y fijos a la salida. El aire es confinado al espacio interno entre el álabe directriz y el rotor, donde es comprimido por etapas alternas de álabes fijos y móviles, donde la fuerza necesaria para comprimir el aire es suministrada por estos últimos, los cuales pertenecen al rotor, y sus ángulos tanto de

entrada como de salida, son compatibles con los de los álabes directrices para elevar su presión con un mayor rendimiento.

La carcasa del compresor encierra todos los componentes del mismo y esta dividida en cuatro partes: entrada, extremo delantero, extremo posterior y descarga (ver figura 3.9), dispuestas en ese orden, y esta dividida de forma horizontal e independiente para facilitar el mantenimiento.

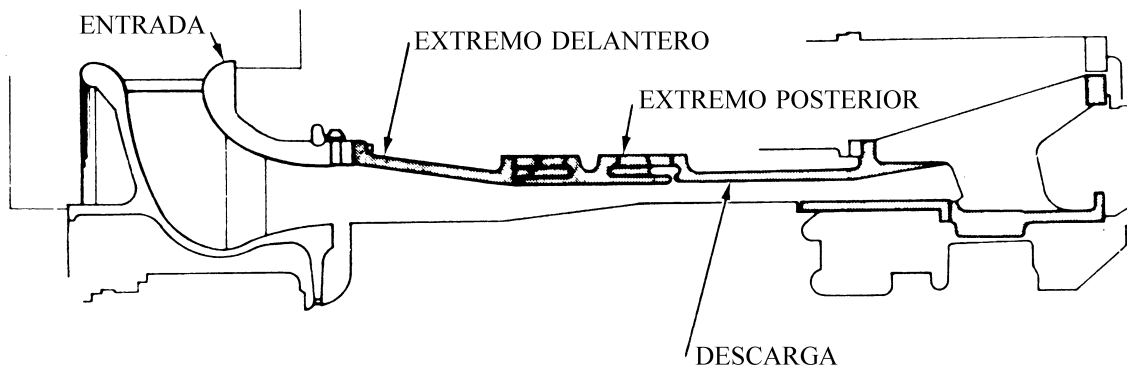


Fig. 3.9 Carcasa del compresor

El extremo delantero contiene los álabes tanto fijos como móviles de la etapa cero hasta la tercera inclusive, el extremo posterior desde la cuarta hasta la novena y la sección de descarga contiene las restantes, desde la décima hasta la decimosexta, las guías de descarga las cuales son dos, la primera envía el aire a la cámara de combustión y la segunda para la refrigeración de la turbina y de los sellos de aire de los cojinetes de lubricación, además del aire que va hacia los difusores dispuestos de manera equidistante, que permiten la desaceleración del flujo, aumentando la presión estática del mismo para su entrada a la cámara de combustión.

Sección de combustión:

La sección de combustión esta formada por el sistema de combustión el cual a su vez esta formado por las cámaras de combustión, las bujías del sistema de ignición, los detectores de llama y los tubos cruza-llamas.

Las cámaras de combustión, diez en total, forman el equipo encargado de la generación de los gases a alta presión, estas están colocadas a la salida del compresor para tomar el flujo de aire del mismo para la combustión. Cada una está conformada por una cesta combustora, los inyectores de combustibles, generadores de vórtices o torbellinos y la pieza de transición. Las cámaras de combustión, están dispuestas concéntricamente alrededor del compresor de flujo axial.

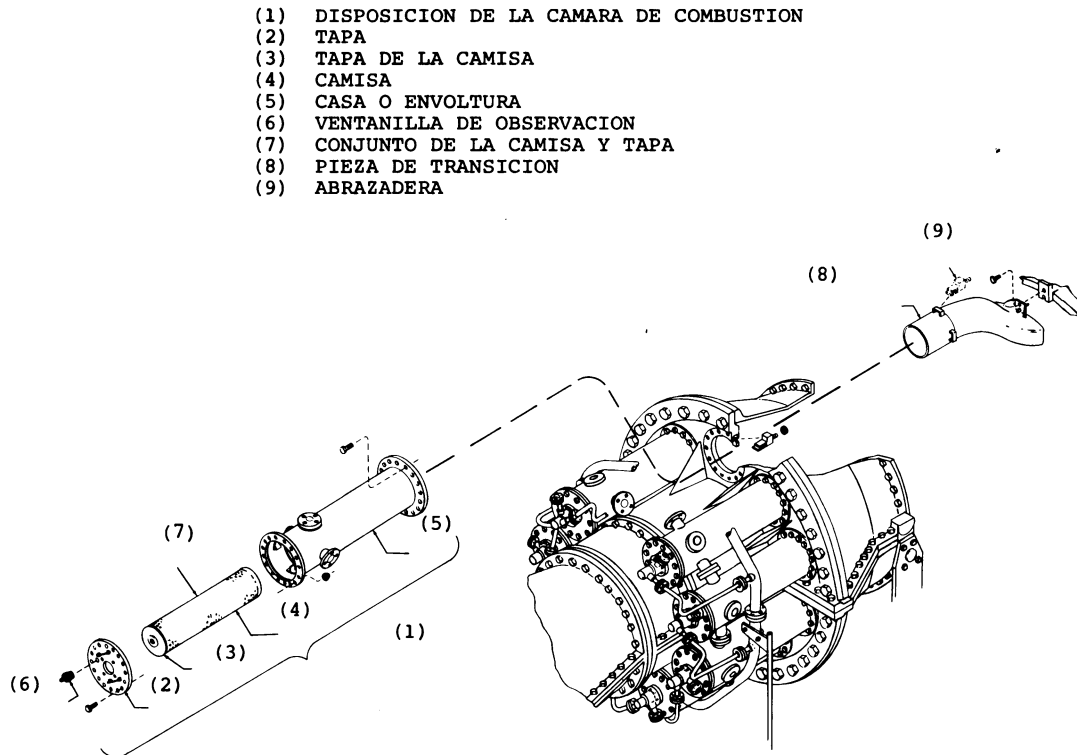


Fig. 3.10 Disposición general del sistema de combustión

El flujo de aire que se obtiene en la descarga del compresor, ingresa en la cámara de combustión donde se divide en lo que se conoce como aire primario y aire secundario. El aire primario entra en la primera etapa de la cámara, específicamente en la cesta combustora, donde se inyecta una cantidad de combustible el cual se inflamará gracias a chispas generadas por las bujías retractables, las cuales solo trabajan en el momento de encendido de la máquina; en este instante comienza la oxidación de combustible que genera los gases de combustión a elevada temperatura, momento donde los generadores de vórtices o torbellinos homogeneizan la mezcla para permitir la quema completa del combustible, y ayudan a llevar los gases de escape hacia la segunda sección de la cesta, aquí se inyecta una

parte del aire secundario conocido como aire de enfriamiento, que reduce la muy elevada temperatura de los gases, para luego inyectar el resto del aire secundario conocido como de dilución, que distribuye uniformemente la temperatura de ellos, alcanzando niveles aceptables para ingresar al diafragma de la primera etapa de la turbina. En la siguiente figura se observa el camino que siguen los gases dentro de la cámara de combustión.

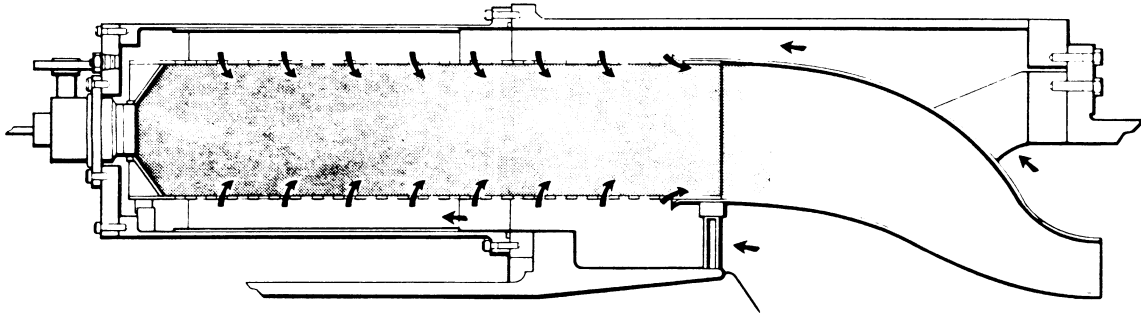


Fig. 3.11 Flujo de gases en la cámara de combustión

Sección de la turbina:

La sección de la turbina es el área donde la energía contenida en los gases a altas temperaturas, provenientes de las cámaras de combustión es convertida en energía mecánica. Esta sección incluye el rotor turbina, la carcasa de la turbina, las toberas y los difusores de escape. En las unidades modelo MS 5000 la turbina consta de dos etapas de expansión y en las unidades modelo MS 7000 de tres etapas de expansión.

El rotor turbina consiste de dos árboles y las ruedas que contienen los álabes de las distintas etapas de expansión, todos unidos entre sí como se muestra en la Fig. 3.12.

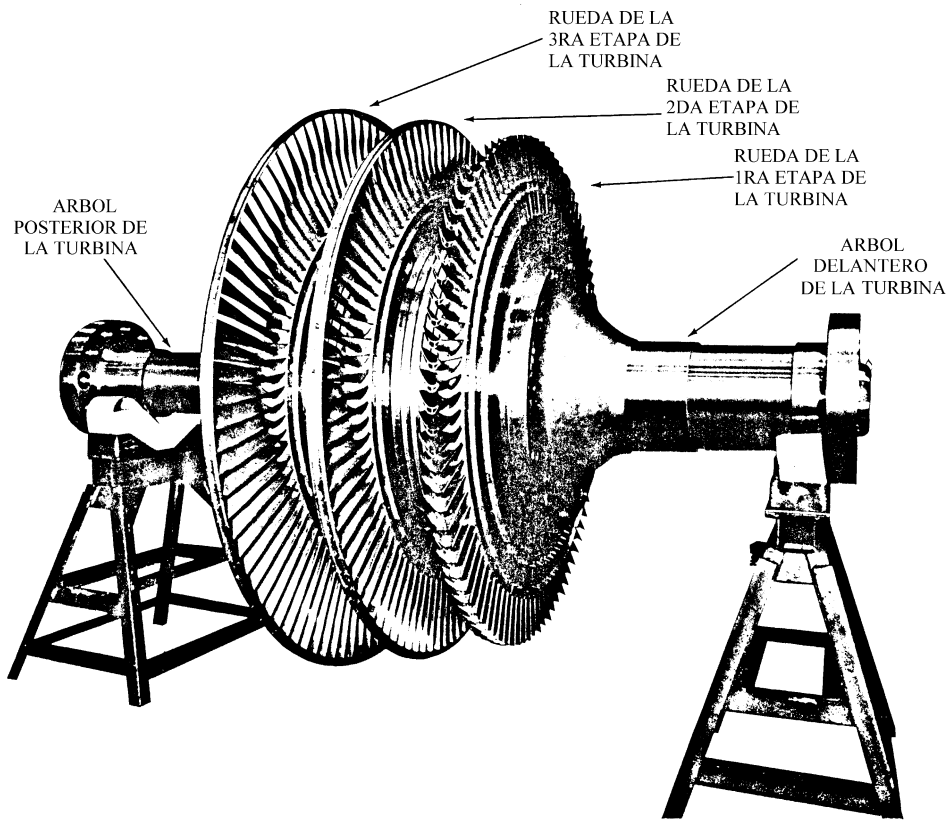


Fig. 3.12 Rotor turbina modelo MS 7000

Los álabes de la turbina aumenta en tamaño en cada etapa, porque la caída de presión resultante del proceso de conversión de energía en cada expansión, requiere de un incremento en el área del flujo del gas (ver figura 3.13).

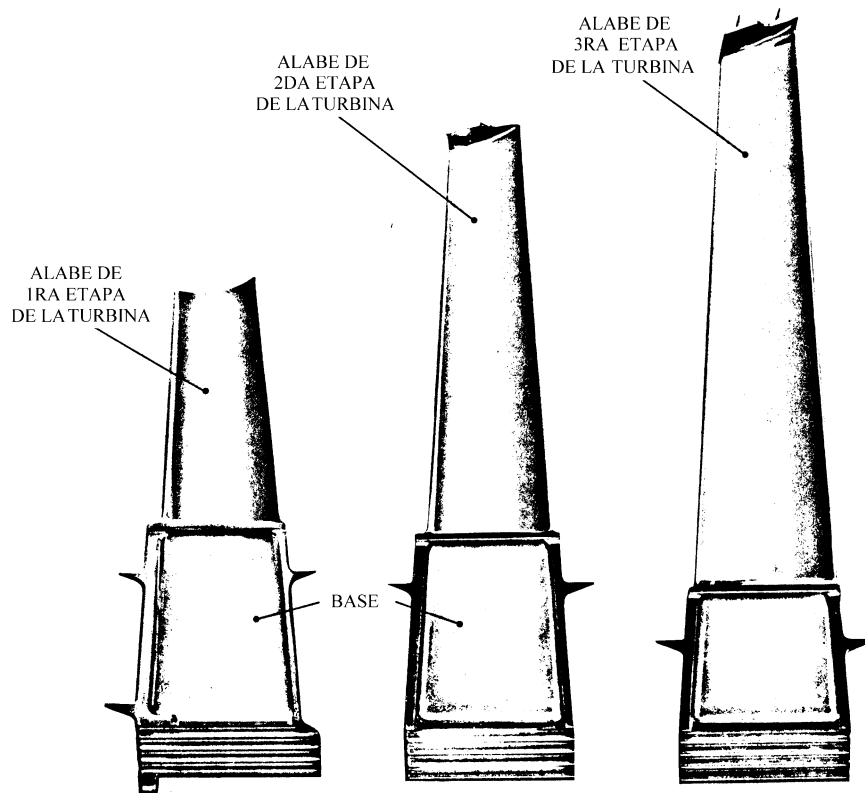


Fig. 3.13 Alabes de turbina modelo MS 7000

Los álabes móviles de la primera etapa contienen una serie de pasajes longitudinales, a través de los cuales pasa aire proveniente del compresor para refrigerarlos. El aire entra por la base del álabes, y fluye a través de unos agujeros a lo largo y ancho del mismo, hasta la punta (ver Fig. 3.14).

La base de los álabes móviles tipo pino invertido, tiene una serie de crestas y valles, que permiten una unión segura con la rueda. Los álabes se insertan en sentido axial a la rueda, en unas ranuras con una geometría similar a la base de los álabes, que permite que estos encajen.

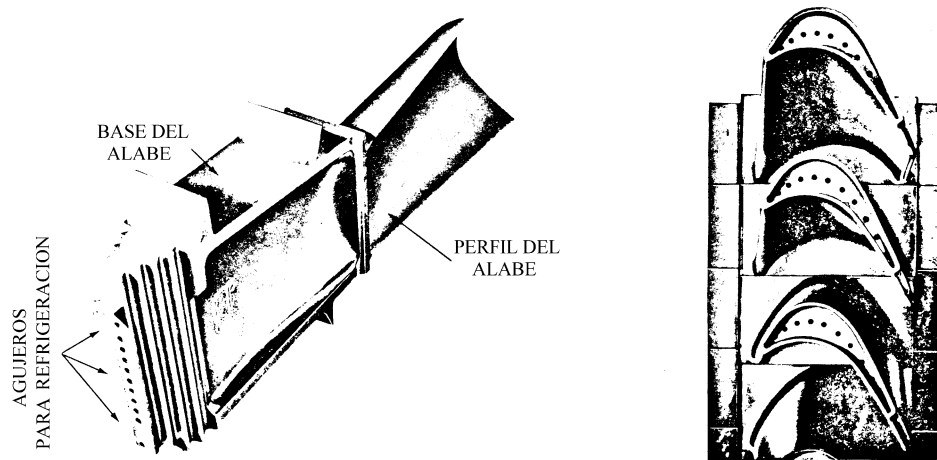


Fig. 3.14 Alabes de la primera etapa modelo MS 7000

La carcasa de la turbina soporta internamente y mantiene fijas las toberas, los anillos de los sellos y el difusor de escape. La superficie externa de la carcasa, contiene pasajes de aire para refrigerarla.

Las toberas formadas por los álabes fijos, expanden y dirigen el flujo a alta velocidad de los gases producto de la combustión contra los álabes móviles del rotor, provocando que este gire. Para evitar pérdidas por fuga y caída de presión alrededor de las toberas, éstas tienen sellos tanto en su diámetro interno como externo. Los sellos son de tipo laberinto y están maquinados sobre la superficie del diámetro interno del diafragma (ver Fig. 3.15), ellos se ajustan con los sellos sobre la superficie del rotor. Una tolerancia mínima entre las partes estacionarias y móviles, es esencial para mantener bajas las pérdidas y alcanzar una alta eficiencia de la turbina. Debido a que los álabes de las toberas están en contacto con el flujo de gases calientes producto de la combustión, se ven sometidos tanto a esfuerzo térmicos como a cargas por presión de los gases.

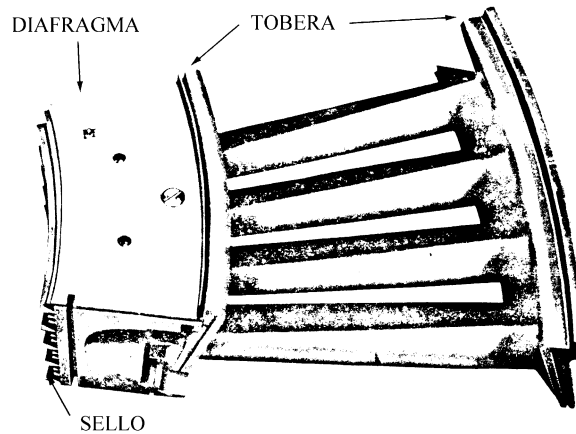


Fig. 3.15 Segmento de la tobera

Sección de escape:

La sección de escape es aquella porción de la turbina en la donde los gases usados para generar la potencia, son enfriados y evacuados a través de una chimenea a la atmósfera, o a otro equipo-accesorio dependiendo de la aplicación de la turbina. El sistema de escape esta formado por el plenum de escape, el ducto de transición, las juntas de expansión y la chimenea. Está diseñado acústica y dinámicamente para atenuar los niveles de ruido y dispersar los gases de escape (ver Fig. 3.16).

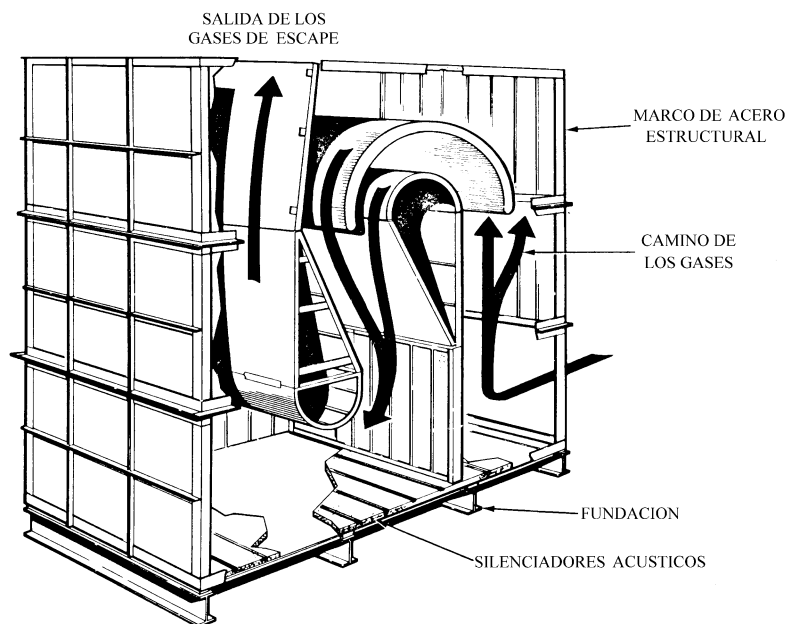


Fig. 3.16 Sistema de escape de una turbina modelo MS 7000

Cojinetes:

La unidad tiene dos grupos de cojinetes principales, uno localizado en la sección de entrada de aire del compresor y el otro ubicado en la sección de escape, los cuales soportan al rotor compresor turbina. El grupo del cojinete N° 1 ubicado en la sección de entrada del compresor, esta formado por tres cojinetes: un cojinete de empuje activo, un cojinete de empuje inactivo y un cojinete de apoyo (ver figura 3.17). El grupo de cojinete N° 2 consiste solo en cojinetes de apoyo (ver figura 3.18). Ambos cojinetes son lubricados a presión, con aceite proveniente del sistema de lubricación principal, el cual pasa a través del filtro de aceite y el cabezal de lubricación antes de llegar a los cojinetes.

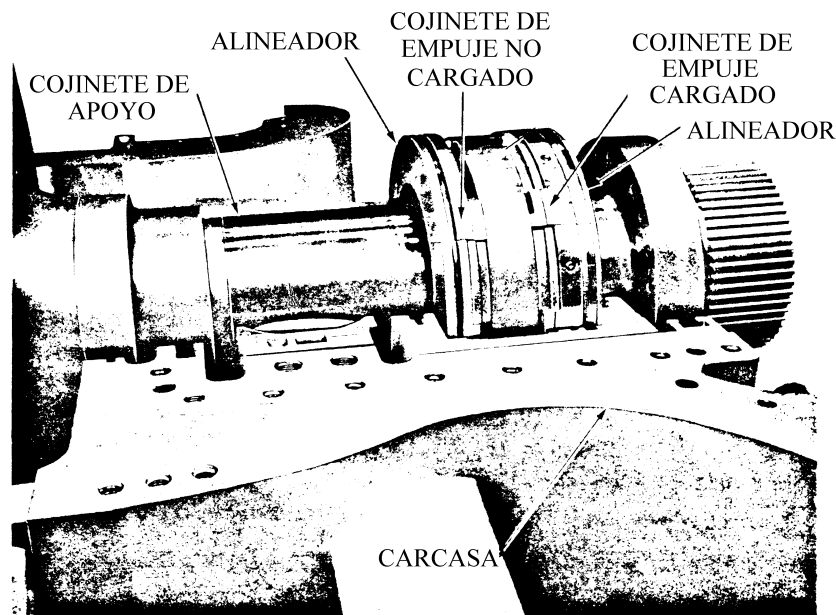


Fig. 3.17 Grupo de cojinetes N° 1 unidad MS 7000

Además de los dos grupos de cojinetes principales, existe un tercer cojinete, llamado pedestal, el cual está ubicado en la parte posterior del generador, y es lubricado con aceite proveniente del sistema de lubricación.

Cada grupo de cojinetes consta de anillos de sello, sellos tipo laberinto, y la carcasa donde se alojan los componentes que lo conforman.

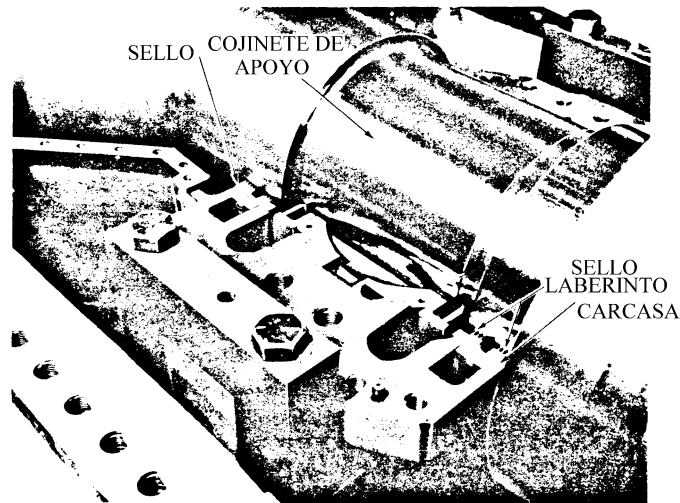


Fig. 3.18 Grupo de cojinetes N° 2 unidad MS 7000

3.3.3 Compartimento del generador

Este compartimento se encuentra ubicado a continuación del compartimento de potencia (ver Fig. 3.3) y aloja al generador principal, la caja reductora de carga, el sistema de enfriamiento del generador, y el equipo de excitación estática. La siguiente figura muestra una vista de planta con la distribución de este compartimento.

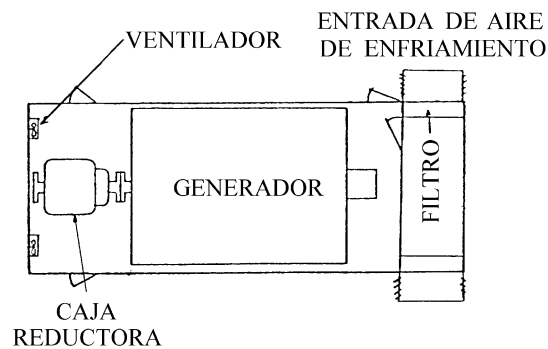


Fig. 3.19 Distribución del compartimento del generador

Este compartimento tiene la misma apariencia que los demás, está protegido contra las condiciones ambientales, tiene caminaderas alrededor del compartimento y está provisto de puertas para el acceso a inspecciones y labores de mantenimiento.

Generador:

El generador es sincrónico de ventilación abierta, enfriado por aire, frecuencia de 60 Hz, dos polos, corriente alterna y gira a 3.600 rpm. El sistema de enfriamiento del generador consiste de filtros de aire, silenciadores y ductos amortiguados, que regulan y dirigen el flujo de aire para mantener la temperatura apropiada en el arrollado del generador.

El aceite lubricante para los cojinetes de apoyo del generador proviene del sistema de aceite lubricante de la turbina y retorna al tanque de lubricante ubicado en el compartimento de accesorios de la turbina.

Los accesorios básicos que incluye el generador son:

- a. Calentadores, instalados en el generador, para evitar la humedad durante periodos de parada.
- b. Detectores de temperatura tipo resistencia, instalados en el estator del generador
- c. Detectores de vibración tipo velocidad, montados en la tapa del cojinete.
- d. Sensor de presión de aceite lubricante, ubicado en la tubería que alimenta de aceite al cojinete del generador, para detectar la presencia de aceite lubricante antes del arranque y durante la operación.

Caja reductora de carga:

La caja reductora de carga esta formada por engranajes de tipo helicoidal, dispuestos verticalmente. El piñón de entrada es movido por el rotor de la turbina a través de un acople flexible. El arbol de salida de la caja reductora de carga esta rigidamente unido al rotor del generador, y está conexión sirve de apoyo a el mismo.

3.3.4 Compartimento auxiliar del generador

Este compartimento se encuentra en el extremo posterior de la unidad, a continuación del compartimento del generador, como se puede observar en la figura 3.3. En él se encuentra el equipo de excitación estático, transformadores de corriente, transformador de servicios auxiliares, interruptor del generador, sistemas de ventilación, y las conexiones eléctricas.

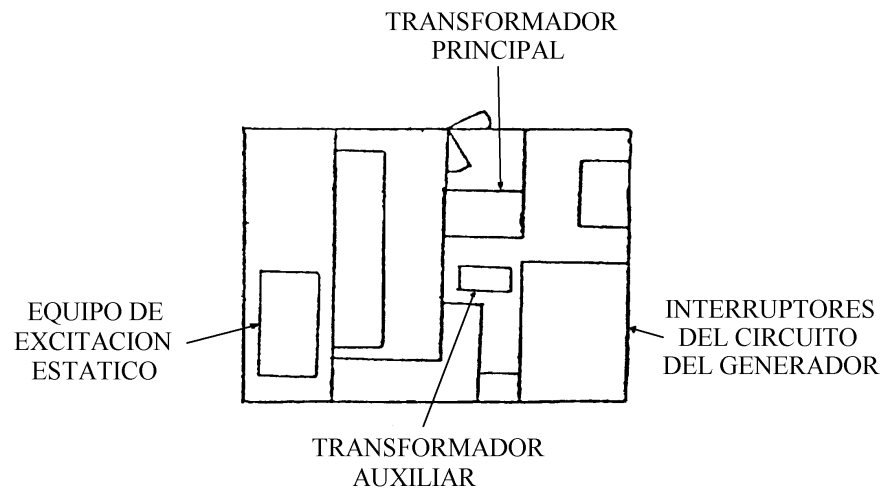


Fig. 3.20 Distribución del compartimento de los auxiliares del generador

La ventilación de este compartimento se logra por convección natural, y la temperatura dentro del mismo no sobrepasa los 10 °C, cuando la unidad este en operación. El sistema de ventilación cuenta con filtros para evitar la presencia de partículas de polvo, arena y nieve. Además, este compartimento tiene calentadores para prevenir la condensación de agua presente en el aire.

3.4 Descripción de los sistemas

En las unidades turbogeneradoras, se denomina sistema a un grupo de dispositivos mecánicos, eléctricos y electrónicos que operan en conjunto para cumplir una función específica. En las turbinas modelos MS 5000 y MS 7000, los sistemas son estructuralmente similares y cumplen las mismas funciones, sin embargo, pueden

encontrarse ciertas diferencias en el número, capacidad y modelos de los dispositivos. A continuación se describen los principales sistemas para la operación de una turbina.

3.4.1 Sistema de arranque

Antes de que la turbina de combustión pueda ser encendida, esta debe girar a cierta velocidad, lo que se logra a través de la caja reductora de accesorios, un convertidor de torque y un motor de arranque, el cual es un motor eléctrico o un motor diesel. También durante la secuencia de parada de la turbina, se mantiene girando el rotor de la turbina para su enfriamiento, esta operación es realizada por los motores ya mencionados.

Las unidades modelo MS 5000 cuenta con un motor diesel en el sistema de arranque y parada, las unidades modelo MS 7000 con un motor eléctrico de inducción. A continuación se describen ambos sistemas.

3.4.1.1 Motor Diesel

El sistema de arranque consiste de un motor diesel marca Detroit, de 500 hp a un régimen de 2.300 r.p.m., de 12 cilindros y dos tiempos. El arranque de dicho motor se realiza a su vez por un motor eléctrico de corriente continua el cual esta montado en el bloque de motor. La toma de aire se realiza del compartimento de accesorios de la turbina, a través de dos filtros a las entradas del motor y los gases de escape se envían a la chimenea de escape de la turbina.

El depósito de combustible está incorporado en la base de la turbina, una bomba elevadora accionada por uno de los árboles de levas, bombea el combustible hasta un pequeño recipiente montado al lado del motor.

El motor es refrigerado por el sistema de agua de enfriamiento de la turbina, a través de dos líneas de entrada y una de regreso. La primera línea proviene del tanque de agua de enfriamiento de la turbina, ubicado en el techo del compartimento de accesorios, lo cual

garantiza agua de enfriamiento en el arranque del motor diesel; debido a que en el momento de arranque del motor diesel, la caja reductora de accesorios no está girando, y la bomba de agua de enfriamiento (la cual es impulsada por la caja reductora de accesorios) no está en operación. La segunda línea está conectada a la bomba del sistema de enfriamiento y suministra agua al motor diesel a través de una válvula reguladora de presión, una vez el rotor de la turbina comienza a girar.

El motor diesel acciona el convertidor del torque, el cual transmite la potencia de salida del motor diesel a la caja reductora de accesorios y ésta a su vez hace girar el rotor de la turbina, hasta alcanzar la velocidad requerida para el encendido de la turbina.

El convertidor de torque funciona con el mismo aceite de lubricación de la turbina, el cual proviene del tanque de aceite lubricante ubicado debajo del compartimento de accesorios.

3.4.1.2 Motor Eléctrico

Este sistema de arranque está formado por un motor eléctrico de inducción, marca General Electric, tipo K, modelo Custom 8000, con una velocidad sincrónica de 1800 r.p.m., además de un convertidor de torque, embrague y dispositivos de control.

En operación, la potencia del motor de arranque es transmitida al convertidor de torque, al embrague y a la caja reductora de accesorios, la cual impulsa el rotor de la turbina. Una vez la turbina alcanza la velocidad de encendido y es acelerada, el embrague se desacopla y el motor de arranque se apaga.

El aceite utilizado por el convertidor de torque proviene del tanque de aceite lubricante (sistema de lubricación) y es succionado por una bomba que forma parte integral del convertidor de torque. Sin embargo, durante el arranque, la velocidad de esta bomba es insuficiente, por lo cual la bomba auxiliar del sistema de lubricación, se enciende para proveer el aceite requerido por el convertidor de torque.

El motor de arranque es enfriado por aire, a través de ventiladores montados sobre el rotor del mismo. Estos ventiladores toman aire del compartimento de accesorios de la turbina y lo expulsan a través de unas ventanas en el tope del compartimento (ver fig.3.21).

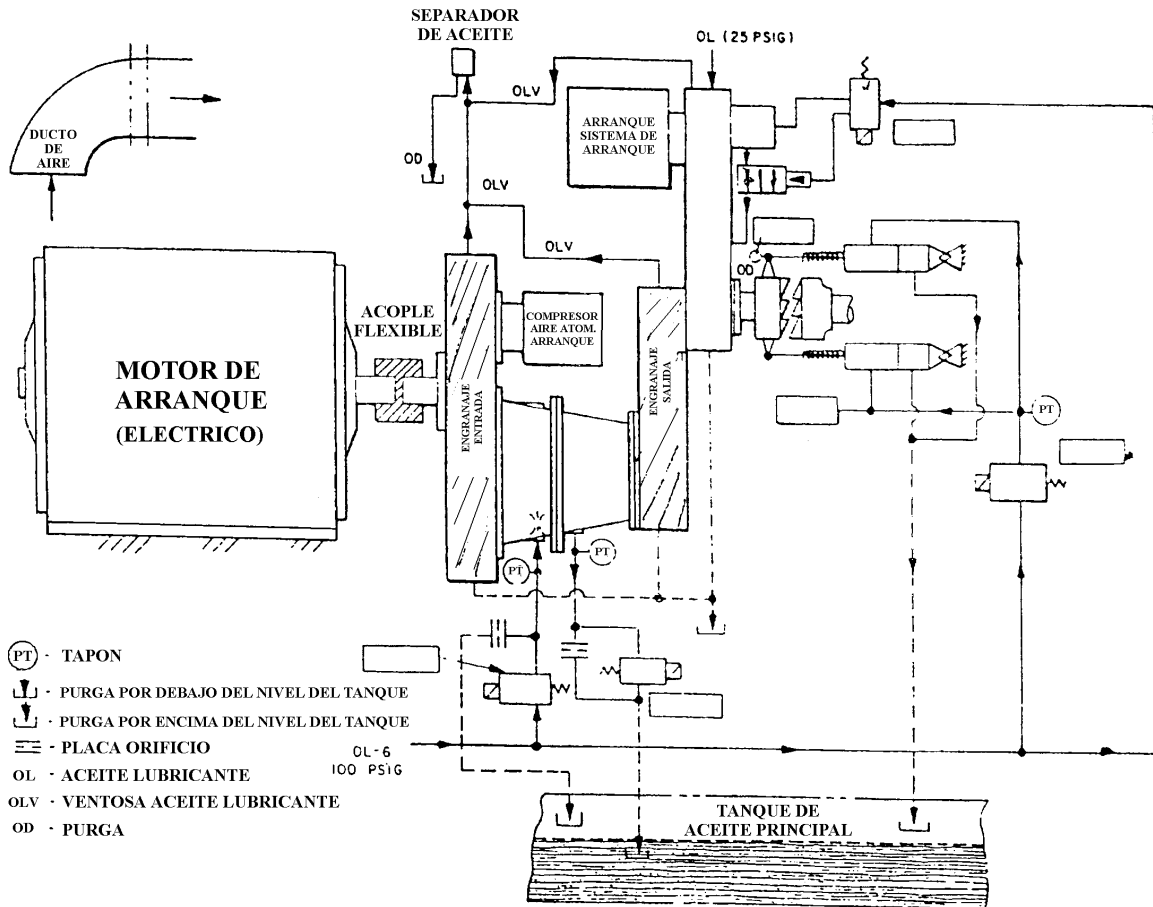


Fig. 3.21 Sistema de arranque con motor eléctrico

3.4.2 Sistema de combustible

La turbina de combustión esta diseñada para operar tanto con combustible gaseoso (gas natural), como con combustible líquido (aceite destilado o diesel). La unidad se suministra con un sistema de gas combustible y un sistema de combustible líquido con permutación automática bajo carga. El gas natural es el combustible primario y el aceite destilado es el combustible secundario. Sin embargo, la turbina puede ser arrancada con cualquiera de los dos combustibles. A continuación se describen cada uno de los sistemas.

3.4.2.1 Sistema de combustible gaseoso

El sistema de combustible primario de la turbina de combustión, utiliza gas natural como combustible. Este sistema de combustible ha sido diseñado para suministrar el gas a las cámaras de combustión de la turbina, a la presión y proporciones de flujo apropiadas para satisfacer todos los requerimientos de arranque, aceleración y de carga de operación de la turbina.

El componente principal de este sistema es el conjunto válvula de proporción y cierre de gas y la válvula de control localizado en la base de accesorios. Asociándose con esta válvula son necesarios la tubería de entrada, el colador, la válvula de respiradero de combustible, servoválvulas de control, manómetros de presión y tubería de distribución a las diez toberas de combustión (ver Fig. 3.22).

La válvula de control de gas y la válvula de proporción y cierre de gas ocupan un cuerpo común. La válvula de control de gas cumple una función dosificadora del gas combustible a la turbina de acuerdo con sus requerimientos de velocidad y carga. La posición de la válvula de control de gas es una función lineal de una tensión variable de control (VCE) generada por el sistema de control. La tensión de control actúa sobre la servoválvula electrohidráulica para admitir aceite al cilindro hidráulico o liberarlo del mismo, posicionando la válvula de control de modo que el flujo de gas combustible sea lo requerido para un régimen de velocidad y carga dados.

Un colador de gas es localizado en la línea de suministro de gas combustible del proveedor, delante de la conexión de combustible de la turbina. Partículas extrañas que pueden existir en el gas combustible de ingreso, son extraídas por el colador. Una conexión de extracción del fondo del cuerpo del colador proporciona la limpieza periódica de la malla del colador.

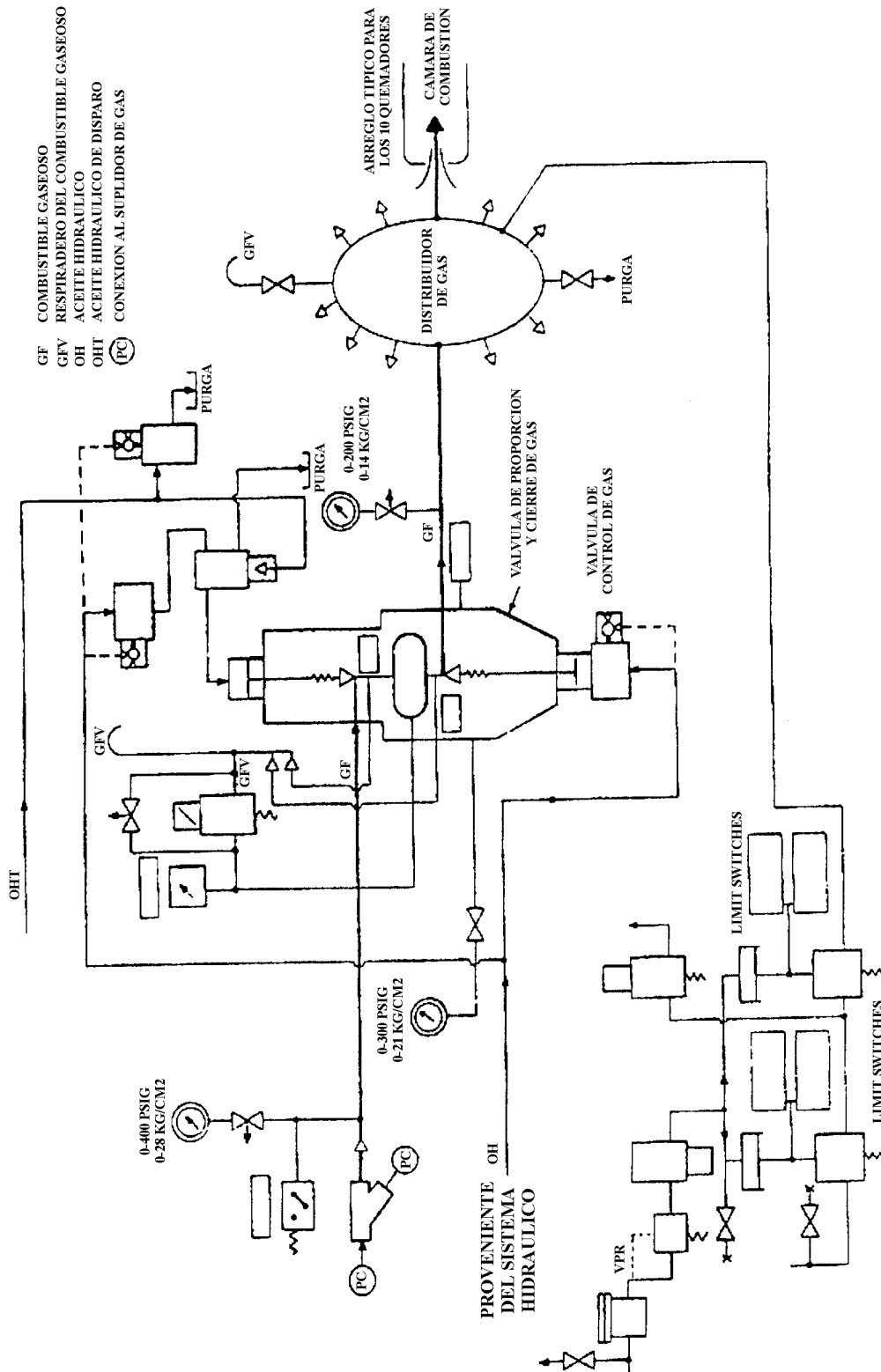


Fig. 3.22 Sistema de combustible gaseoso

3.4.2.2 Sistema de combustible líquido

El sistema de combustible líquido (aceite destilado), bombea y distribuye el combustible proveniente del sistema de abastecimiento de la unidad, a las diez toberas de combustible del sistema de combustión. El sistema de combustible filtra y divide el flujo de combustible en diez partes iguales, para su distribución a la presión y proporciones de flujo requeridas en las cámaras de combustión.

El sistema de combustible consta de los siguientes componentes principales los cuales se pueden ubicar en la figura 3.23, más algunos otros dispositivos de control, interruptores e indicadores.

- a. Filtro de combustible de baja presión
- b. Válvula de cierre de aceite combustible
- c. Bomba de combustible líquido
- d. Válvula de alivio de descarga de la bomba de combustible
- e. Válvula de derivación de combustible
- f. Filtro de combustible de alta presión
- g. Divisor de flujo o distribuidor de combustible
- h. Válvulas de retención de línea de combustible
- i. Conjuntos de tobera de combustible
- j. Válvulas de drenaje de arranque falso

A continuación se hace una descripción funcional de cada uno de estos elementos:

Filtro de combustible de baja presión:

El aceite combustible a baja presión proveniente del sistema de abastecimiento de la unidad, entra a los filtros primarios de baja presión y pasa a través de la válvula de cierre de combustible antes de entrar en la bomba de combustible. El filtro de baja presión, consiste de elementos de papel plegado de cinco micras, el cual retiene elementos contaminantes

que puedan provocar posible daños o funcionamientos impropios de los componentes de este sistema.

Válvula de cierre de aceite combustible:

La válvula de cierre de aceite combustible es una válvula de emergencia operada desde el sistema de protección, utilizada para cortar la alimentación de combustible a la turbina durante paros normales o de emergencia. Esta válvula tiene dos posiciones operadas hidráulicamente (apertura y cierre). Cuando la turbina es parada en secuencia normal, por disparo de emergencia o por disparo de sobrevelocidad, la válvula de cierre de aceite combustible cierra completamente dentro de 0,5 segundos de tiempo total transcurrido. Durante la operación normal de la turbina, la válvula de cierre se mantiene abierta hidráulicamente por la presión del aceite de disparo.

Bomba de combustible:

La bomba de combustible es una bomba de tipo tornillo, de salida continua, de desplazamiento positivo con dos conjuntos de tornillos opuestos. La bomba es impulsada directamente desde la caja reductora de accesorios, por lo tanto, la velocidad de la bomba de combustible es directamente proporcional a la velocidad de la turbina. El flujo de descarga de la bomba de combustible a cualquier velocidad dada de la turbina, es más grande que los requisitos de combustión de la turbina a esa velocidad.

Válvula de alivio de descarga de la bomba de combustible:

La válvula de alivio de descarga de la bomba de combustible, está localizada en un lazo entre la descarga y la entrada de la bomba. La válvula impide que la presión de aceite combustible llegue a ser tan alta como para romper cualquier línea, en el caso eventual de un mal funcionamiento del divisor de flujo.

Válvula de derivación de combustible:

Esta válvula de derivación esta conectada entre los lados de entrada y de descarga de la bomba de aceite combustible y mide el flujo de combustible a la turbina, substrayendo el exceso de combustible proporcionado por la bomba y haciéndolo derivar nuevamente a la entrada de la bomba.

Filtro de combustible de alta presión:

El aceite combustible a la presión de descarga de la bomba pasa a través del filtro de combustible secundario (alta presión), donde se asegura que los contaminantes y escamas de la tubería sean retenidos e impedidos de entrar en el divisor de flujo. El filtro de alta presión es montado horizontalmente en la tubería superior, por encima de la base del compartimento de accesorios. Este filtro de alta presión de flujo, contiene tres conjuntos de colador de cesta relimpiables.

Divisor de flujo:

El divisor de flujo distribuye uniformemente el flujo de combustible de entrada a las diez toberas de combustión. El divisor de flujo, de rueda libre, de flujo continuo, consiste de diez elementos en forma de engranajes, en una disposición circular que tienen una entrada común con un engranaje de distribución singular. Este engranaje de distribución sirve para mantener la velocidad sincrónica y verdadera de cada elemento de engranajes con los otros elementos. Dado que el combustible entra en el divisor de flujo, cada par de elementos engranajes distribuye un décimo del flujo de combustible, en cada una de las líneas que van a las toberas de combustible.

Válvulas de retención de la línea de combustible:

Hay una válvula de retención en cada línea entre el divisor de flujo y las toberas de combustible. La válvula de retención es montada en cada línea de descarga del divisor de flujo, cerca de la conexión de entrada a cada tobera. Estas válvulas impiden que el aceite combustible continúe fluyendo una vez se presente una señal de parada.

Válvula de drenaje de arranque falso:

En el caso de un arranque infructuoso, la acumulación del aceite combustible es drenada por las válvulas de drenaje de arranque falso, ubicadas en los puntos bajos apropiados en el área de combustión. La válvula de drenaje de arranque falso, normalmente abierta, cierra mientras la turbina acelera durante el arranque. Esta válvula actúa por la presión del aire de descarga del compresor de flujo axial. Durante la secuencia de paro de la turbina, la válvula abre ya que la velocidad del compresor baja, disminuyendo la presión de descarga del compresor.

3.4.3 Sistema de lubricación

La turbina de combustión es lubricada por un sistema cerrado de alimentación forzada, el cual incluye un depósito de lubricante, bombas, intercambiadores de calor, filtros, válvulas y dispositivos de control y protección del sistema. Su función principal es lubricar y mantener niveles de temperatura y presión apropiados para la operación de los distintos equipos relacionados con este sistema.

El aceite es succionado del depósito por las bombas auxiliar, principal y de emergencia, enviándolo bajo presión, a los intercambiadores de calor para enfriarlo, luego pasa a través de los filtros y llega al cabezal de lubricación, donde es distribuido hacia los distintos equipos como son: los cojinetes, la caja reductora de accesorios, la caja reductora de carga y también supe al sistema hidráulico, al sistema de control y a los equipos usados durante el arranque, como el convertidor de torque. La presión de descarga de las bombas

es regulada a 1,72 bar_g (25 psi_g) en el cabezal de lubricación. El sistema de lubricación cuenta con sensores que protegen la operación de la unidad, detectando un bajo nivel de suministro de aceite, baja presión y alta temperatura del lubricante. Estos sensores emiten una alarma y también pueden detener la unidad si el error no es corregido.

Durante el arranque de la turbina, la máxima viscosidad permitida para el aceite en el sistema de control y para la lubricación de los cojinetes es de 175,8 centistokes (800 SSU), un sensor de temperatura evita el arranque de la turbina si la temperatura del lubricante es de 10°C (50°F) o menos.

Todo el aceite lubricante pasa a través de filtros de 5×10^{-3} mm antes de ser enviado al sistema, y el lubricante que es utilizado por el sistema de control, pasa adicionalmente por filtros de $0,5 \times 10^{-3}$ mm.

El sistema completo de lubricación de las unidades modelo MS 7000, es ventilado a la atmósfera por un precipitador electrostático. Este es un dispositivo para retirar las pequeñas gotas de lubricante del aire de sellado de los cojinetes. Su propósito primario es atrapar estos contaminantes potenciales en un filtro y así proteger el ambiente de la degradación industrial.

El suministro de aceite al cabezal de lubricación se realiza por medio de tres bombas, a continuación se describe cada una de ellas, y su ubicación en el sistema de lubricación se puede observar en la figura 3.24:

Bomba principal de lubricación:

La bomba principal de suministro de lubricante es una bomba de tipo de desplazamiento positivo, montada e impulsada por la caja reductora de accesorios de la turbina. Esta construida en la pared interior de la media carcasa inferior de la caja reductora de accesorios. La presión de salida al sistema de lubricación es limitada por una

válvula de contrapresión para mantener la presión del sistema de 1,72 bar_g (25 psi_g) (ver Fig. 3.24).

Bomba auxiliar de lubricación:

La bomba auxiliar de suministro de lubricante es una bomba centrífuga impulsada por un motor de corriente alterna. Proporciona presión de lubricante durante el arranque y paro de la turbina de combustión o cuando la presión del sistema no es suficiente para la operación segura.

Durante las secuencias de arranque y parada de la turbina, la bomba principal de lubricación, la cual es impulsada por el rotor de la turbina, a través de la caja reductora de accesorios, gira a una velocidad insuficiente para desarrollar la presión de lubricación del sistema; por lo cual la presión de lubricante del sistema es suministrada por la bomba auxiliar de lubricante. La bomba auxiliar se mantiene en operación hasta que la turbina alcance aproximadamente el 95 por ciento de la velocidad de operación. En éste momento, la bomba auxiliar de lubricación se desconecta y la presión del sistema es suministrada por la bomba principal de lubricación. Cuando la turbina está en secuencia de parada, la bomba auxiliar arranca para mantener la presión de lubricación del sistema, la bomba se mantiene en operación durante el periodo de parada y de enfriamiento, hasta que el operador transmita la señal de parada, girando el interruptor de control.

Bomba de emergencia de lubricante:

La bomba de emergencia de suministro de lubricante es una bomba centrífuga impulsada por un motor de corriente continua. Esta proporciona presión al lubricante cuando la potencia de corriente alterna no está disponible para las secuencia de arranque y parada de la turbina. Si la bomba auxiliar falla durante la secuencia de parada, a causa de una falla de energía de corriente alterna o cualquier otra causa, la bomba de emergencia arranca automáticamente y se mantiene funcionando hasta que la turbina se detenga (ver Fig. 3.24).

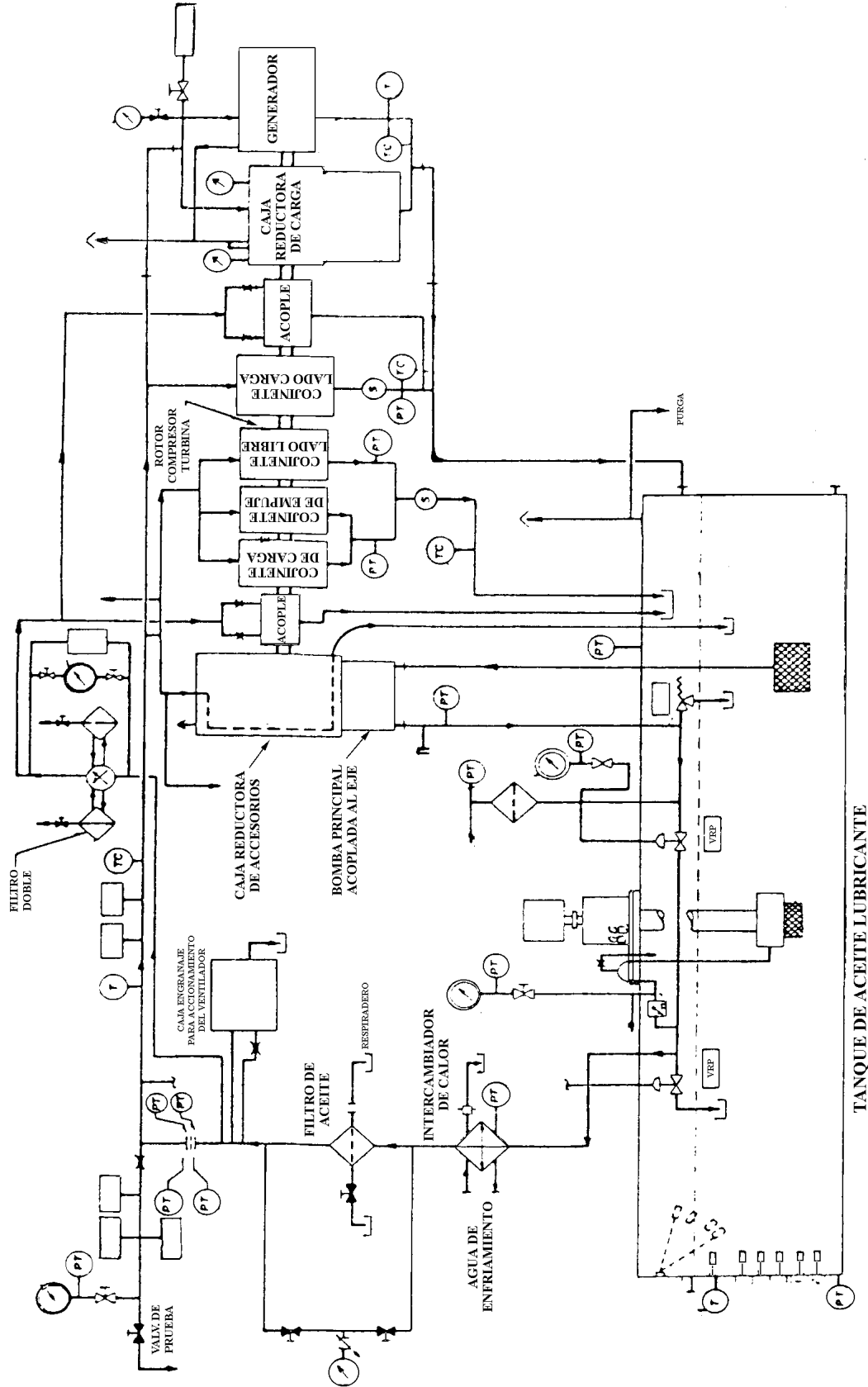


Fig. 3.24 Sistema de lubricación

Intercambiador de calor de fluido lubricante:

El intercambiador de calor de fluido lubricante es del tipo de carcasa y haz de tubos, está montado a una brida en el depósito de lubricante en posición horizontal. El aceite es enfriado con agua proveniente del sistema de enfriamiento. El flujo de agua de enfriamiento es ajustado por una válvula reguladora, que responde automáticamente a los cambios de temperatura del aceite en el depósito de lubricante.

3.4.4 Sistema de agua de enfriamiento

El sistema de agua de enfriamiento es un sistema cerrado, diseñado para satisfacer los requerimientos de disipación de calor del sistema de lubricación de la turbina, del generador, del preenfriador de aire de atomización, del motor diesel y los soportes de la turbina.

Incluidos en el sistema de agua de enfriamiento están el tanque de agua, una bomba centrífuga, radiadores de tubo de aletas, ventiladores, válvulas y dispositivos de control y protección del sistema, su posición en el sistema se observa en la figura 3.25. El tanque de agua, los radiadores y ventiladores, se encuentra ubicados en el techo del compartimento de accesorios.

El sistema de agua de enfriamiento utiliza agua para refrigerar varios componentes de la turbina y mantener el fluido lubricante a niveles de temperatura aceptables para la operación del sistema de lubricación. El sistema opera normalmente a una presión de 482,6 kPa (70 psig), que resulta cuando el líquido en el sistema se expande debido al aumento de la temperatura durante la operación.

El refrigerante circula a través del sistema por una bomba centrífuga impulsada por un eje proveniente de la caja de accesorios de la turbina. La bomba tiene un sello mecánico enfriado por el fluido bombeado. La carcasa de la bomba está equipada con un respiradero y drenaje. Esta bomba impulsa agua a través de los intercambiadores de calor de aceite

lubricante, de aire de atomización y las patas de soporte de la turbina. Si no son enfriadas, las patas de soporte de la turbina podrían expandirse y causar desalineamientos de las carcasas de la turbina.

Después de realizar su función de enfriamiento, el agua es circulada a los radiadores, que proporcionan los requisitos de disipación de calor para el enfriamiento del refrigerante del sistema. Estos radiadores son ventilados y rechazan el calor a la atmósfera. Dentro del sistema se encuentran depósitos los cuales almacenan y expanden el agua de enfriamiento del sistema. Estos depósitos tienen un indicador de nivel de líquido e interruptor de alarma para asegurar que suficiente refrigerante esté disponible. Si el nivel de refrigerante cae por debajo de un valor predeterminado, el interruptor produce una alarma en un panel anunciador remoto.

Los radiadores consisten de tubos de aletas redondos, fijados en cabezales de acero fabricados de tipo caja. Cada cabezal está equipado con un aditamento de respiradero y de drenaje. Los ventiladores inducen el flujo de aire a través de los radiadores. Las bocas acampanadas son instaladas entre los radiadores y los ventiladores para aumentar la eficiencia del ventilador. Los ventiladores operan continuamente durante la operación de la turbina.

Cada radiador está equipado con válvulas de aislamiento para uso en el caso de que un radiador presente una fuga. La operación de la turbina con un radiador aislado requiere un estrecho control de las características de operación del sistema.

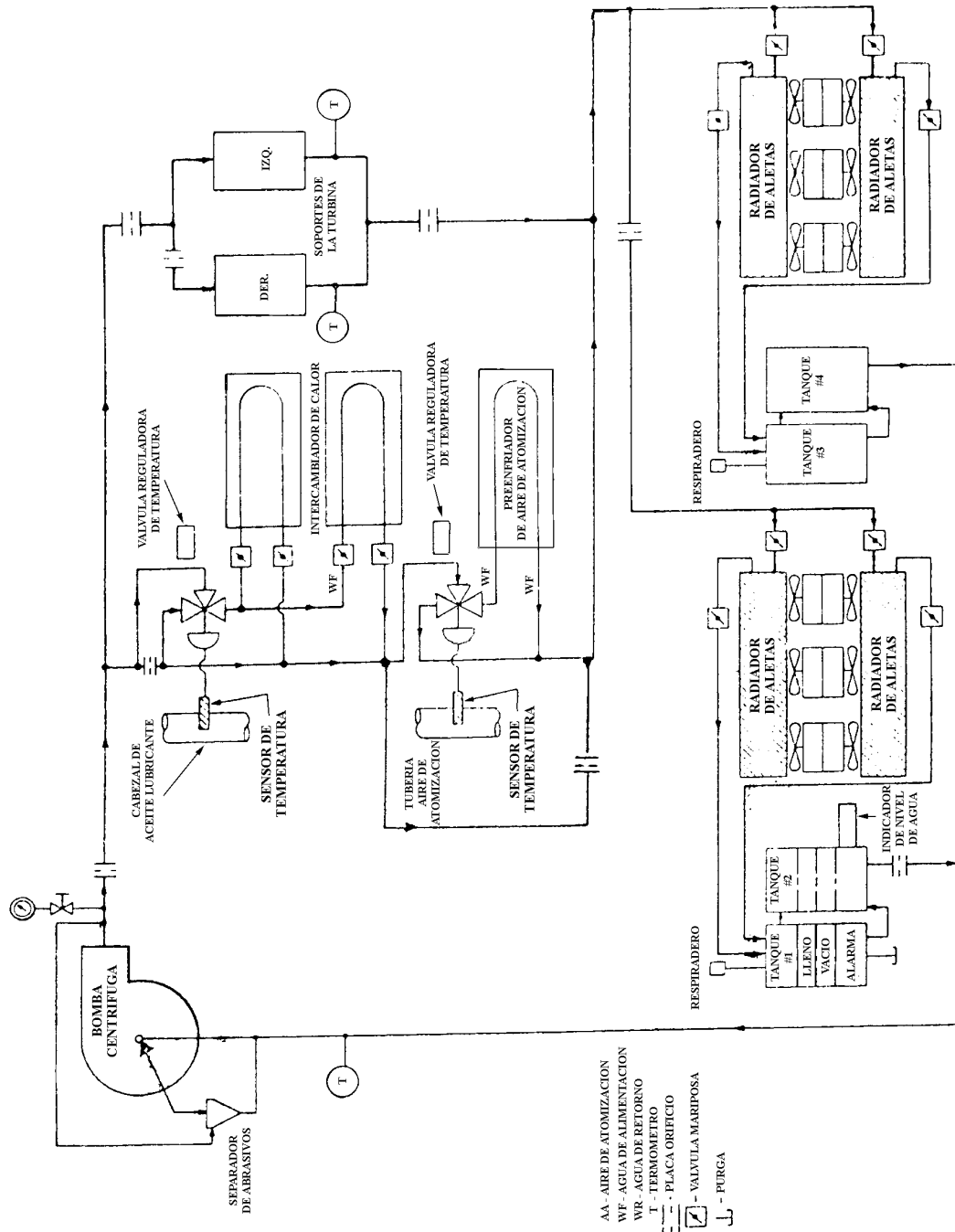


Fig. 3.25 Sistema de agua de enfriamiento

3.4.5 Sistema de suministro hidráulico

La potencia de fluido, requerida para operar los componentes de control del sistema de combustible de la turbina, es proporcionada por el sistema de suministro hidráulico. Este fluido proporciona los medios de apertura y cierre de las válvulas de combustible, además mueve los álabes guías de entrada al compresor, el virador y dispositivos de disparo de la turbina de combustión.

Los componentes principales del sistema incluyen la bomba principal de suministro hidráulico, una bomba auxiliar de suministro, filtros del sistema, un conjunto de acumulador y los múltiples de suministro hidráulico (ver Fig. 3.26).

La bomba principal de suministro hidráulico, es una bomba tipo pistón impulsada por un eje proveniente de la caja reductora de accesorios. La bomba auxiliar es una bomba de paleta impulsada por un motor que proporciona el respaldo auxiliar necesario. Durante el arranque de la turbina, mientras la bomba principal no ha alcanzado la velocidad de operación, la bomba auxiliar arranca y continúa funcionando hasta que un sensor de velocidad indique que se ha alcanzado la velocidad mínima para satisfacer el sistema hidráulico.

El fluido hidráulico es bombeado al múltiple de suministro hidráulico, de donde el fluido a alta presión es conducido a los filtros del sistema y luego llega a ser un fluido de control a alta presión.

En la figura 3.26 se muestra el diagrama de este sistema y se puede observar la ubicación de los distintos elementos que componen el mismo.

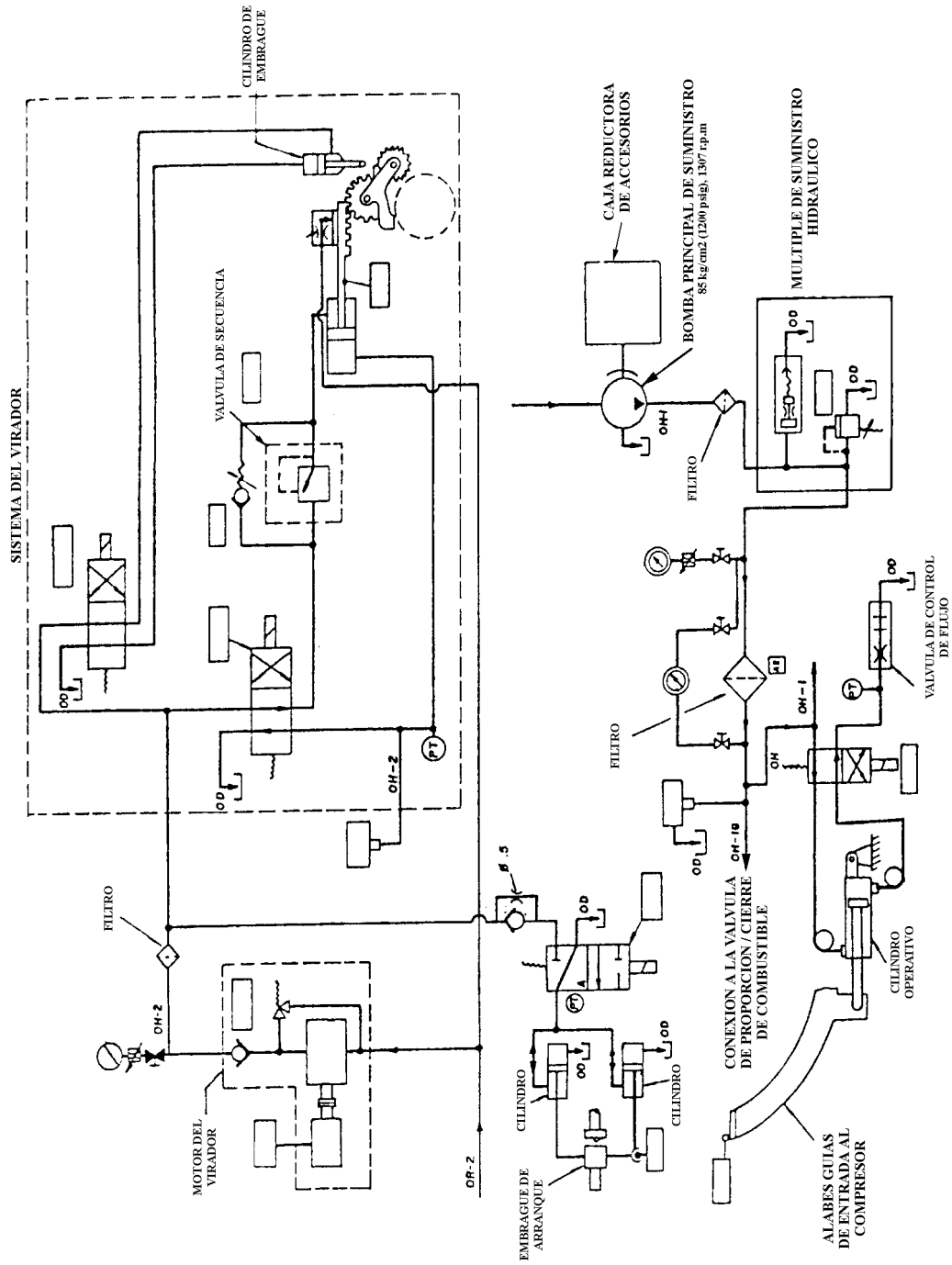


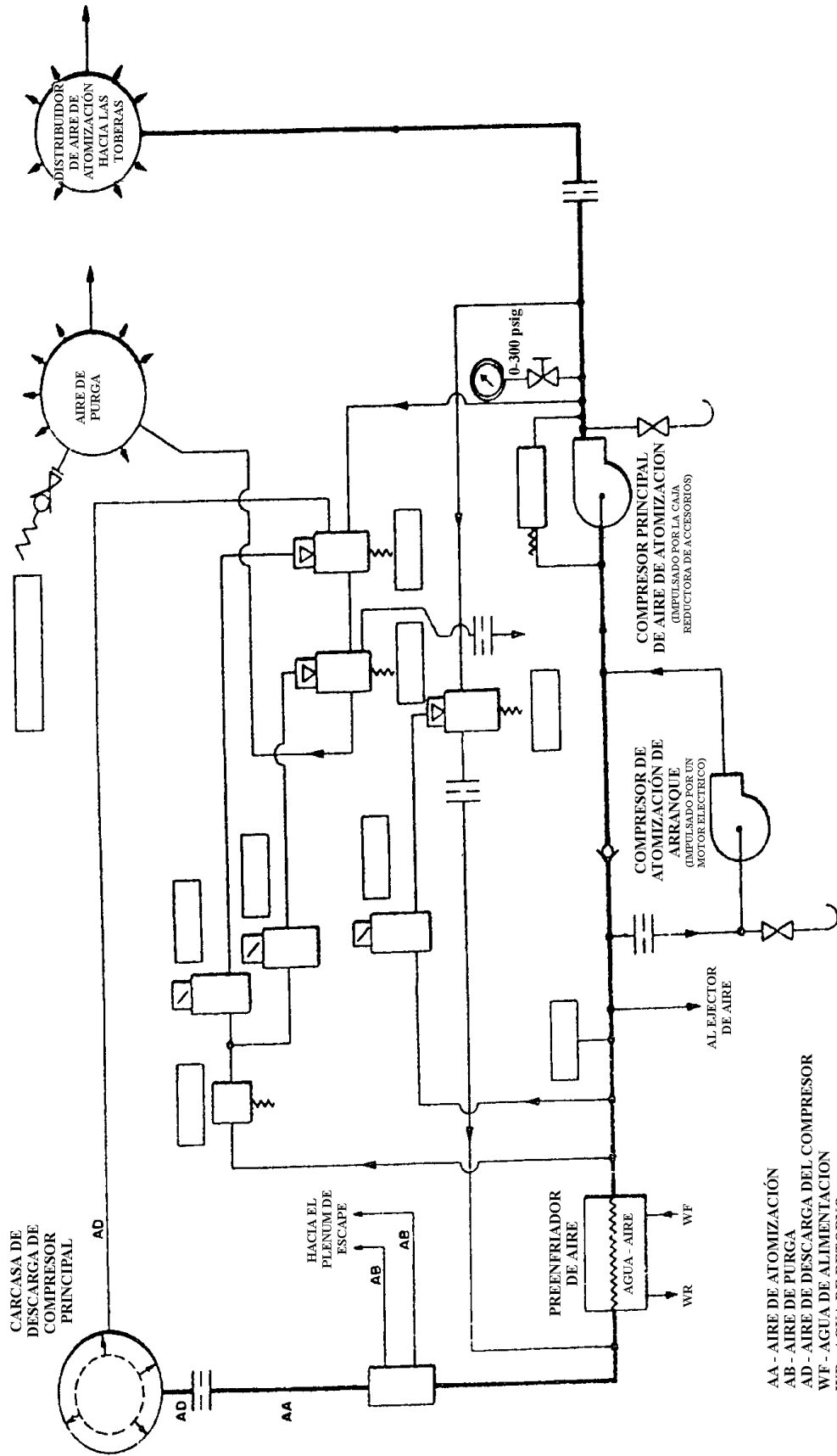
Fig. 3.26 Sistema de suministro hidráulico

3.4.6 Sistema de aire de atomización

El aceite combustible líquido es atomizado a través del quemador en las cámaras de combustión de la turbina en forma de gotas, si éstas gotas no son lo suficientemente pequeñas para quemarse completamente, parte de ellas saldrán por el escape hacia el medio ambiente y la combustión será incompleta. Por esta razón, se utiliza un sistema de alta presión de aire para la atomización, el cual proporciona aire a través de orificios suplementarios en las toberas de combustible, dirigiéndolo para que choque contra la descarga del chorro de combustible en cada tobera. Esta corriente de aire de atomización rompe el chorro de combustible, convirtiéndolo en una neblina fina, permitiendo la ignición y combustión con un aumento significativo de eficiencia y una disminución en la descarga de partículas de combustión al medio ambiente.

El aire es tomado de la descarga del compresor principal, pasa a través de un separador seco de tipo centrífugo que retira cualquier partícula de tierra. El aire limpio pasa luego por el intercambiador de calor aire a agua (preenfriador de aire), donde se reduce la temperatura del aire con el fin de impedir la descomposición térmica del aceite combustible en las toberas y la precipitación de los retardadores del combustible. Finalmente pasa a través del compresor de aire de atomización hacia el multiple de aire de atomización, supliendo de aire de atomización a igual presión a las diez toberas de combustible. En la figura 3.27 se muestra el diagrama del sistema de aire de atomización, donde se puede observar la ubicación de los distintos elementos dentro del sistema.

El intercambiador de calor del aire de atomización (preenfriador de aire), está localizado en la base de la turbina, usa agua del sistema de agua de enfriamiento como medio refrigerante para disipar el calor.



- AA - AIRE DE ATOMIZACION
- AB - AIRE DE PURGA
- AD - AIRE DE DESCARGA DEL COMPRESOR
- WF - AGUA DE ALIMENTACION
- WR - AGUA DE RETORNO

Fig. 3.27 Sistema de aire de atomización

El compresor principal de aire de atomización, es un compresor centrífugo de etapa simple, impulsado por un eje proveniente de la caja reductora de accesorios de la turbina. La descarga del compresor principal proporciona aire suficiente para la atomización y combustión, cuando la turbina está a aproximadamente 60 por ciento de su velocidad de operación.

Cuando la turbina es encendida, la caja reductora de accesorios no está girando a velocidad plena y el compresor principal de aire de atomización no entrega suficiente aire para la apropiada atomización del combustible. Por lo que se requiere de un compresor de atomización de arranque, el cual es movido por un motor eléctrico en el caso de que el sistema de arranque de la turbina sea eléctrico; y en el caso de que el sistema de arranque de la turbina esté formado por un motor diesel, el compresor de atomización de arranque es impulsado por el motor diesel a través de una correa.

3.4.7 Sistema de aire de enfriamiento y sello

El sistema de aire de enfriamiento y sello utiliza el aire del compresor de flujo axial, extraído de varios puntos, para sellar los cojinetes, enfriar las partes internas de la turbina y para proporcionar un suministro de aire limpio para las válvulas de control operadas por aire de otros sistemas.

Las funciones de enfriamiento y sello proporcionadas por el sistema son como sigue:

- a. Sello de los cojinetes de la turbina.
- b. Enfriamiento de las partes internas de la turbina sujetas a altas temperaturas.
- c. Enfriamiento de la carcasa exterior y bastidor de escape de la turbina.
- d. Proporcionar un suministro de aire para el funcionamiento de las válvulas operadas con aire.

La figura a continuación muestra el diagrama de éste sistema.

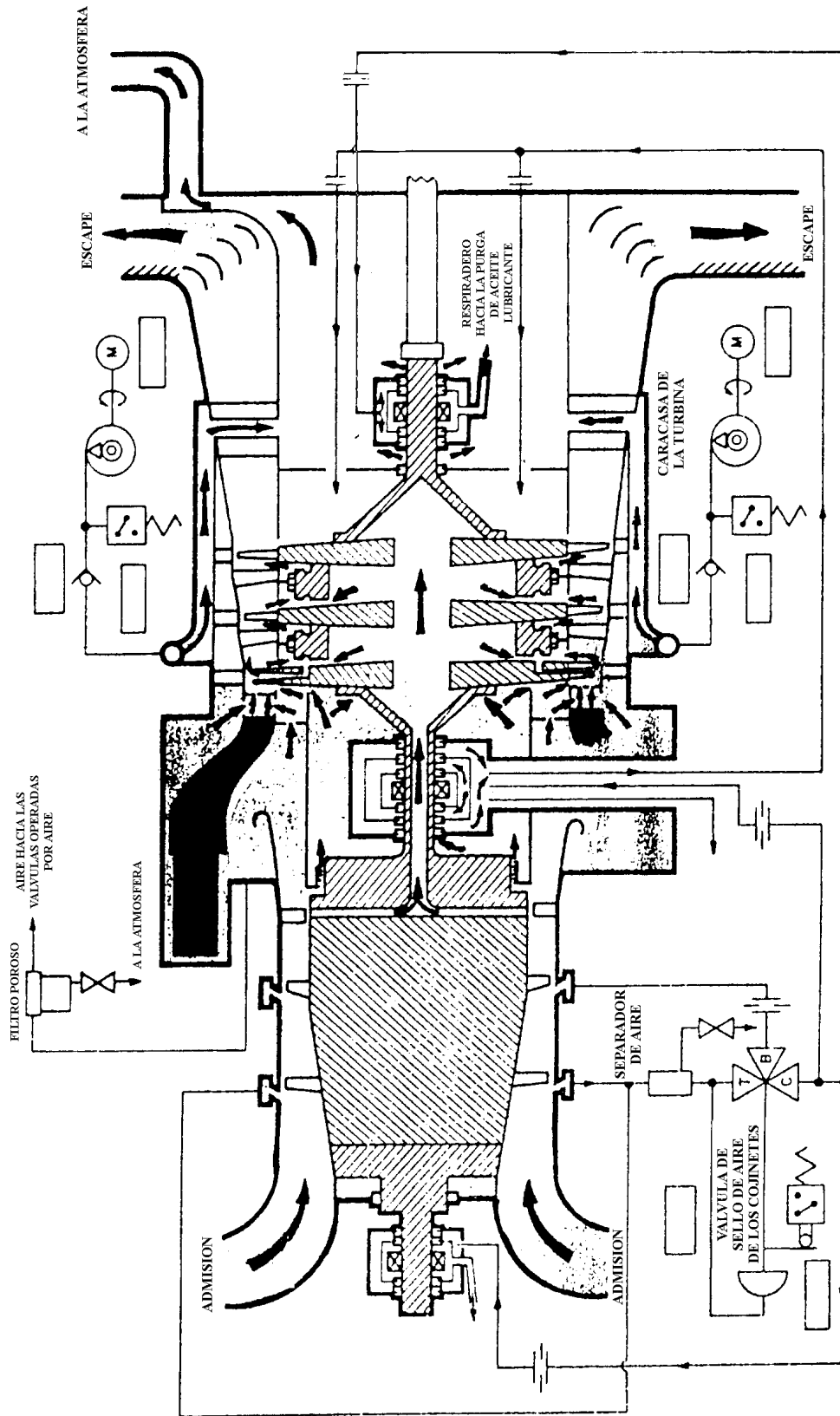


Fig. 3.28 Sistema de aire de enfriamiento y sello

3.4.8 Sistemas de control y protección

La turbina a gas tiene varios sistemas de control y protección diseñados para hacer que la unidad funcione segura y confiablemente. La turbina se controla principalmente mediante el mando de arranque, el mando de velocidad y el de temperatura. Los distintos sensores con que cuenta la turbina, supervisan la velocidad de la turbina, la temperatura y la presión de descarga del compresor, para poder determinar las condiciones de funcionamiento de la unidad.

Cuando es necesario alterar las condiciones de funcionamiento de la turbina, debido a los cambios de carga o condiciones ambientales, éstos cambios se efectúan regulando el flujo de combustible a la turbina. Por ejemplo, si la temperatura de descarga comienza a excederse del valor permitido para una condición de operación dada, el circuito de control de temperatura causa una reducción del combustible provisto a la turbina, limitando con ello la temperatura de descarga.

El sistema SPEEDTRONIC es un sistema de control electrónico y estado sólido, que proporciona las señales análogas y digitales requeridos para controlar y proteger la operación correcta de la turbina a gas. Las condiciones de funcionamiento de la turbina se detectan para utilizarse como señales de retroalimentación al sistema de control SPEEDTRONIC.

Los sistemas de protección provistos por la unidad son para prevenir condiciones de anomalía, que puedan provocar daños a la turbina. Los parámetros típicos que se supervisan mediante los sistemas de protección son: temperatura, velocidad, vibraciones y detección de llama.

Los sistemas de recalentamiento y sobrevelocidad son provistos como sistemas de control de refuerzo, independientes de los sistemas de control de temperatura y de velocidad.

La detección y protección por vibraciones se activa cuando la vibración de la turbina alcanza una amplitud mayor al nivel ajustado de vibración normal.

La detección y protección de llamas se efectúa mediante el sistema que se activa si no se producen llamas durante el arranque, o si se pierden las llamas durante la operación de la máquina.

3.5 Tipos de mantenimiento que se realizan a las turbinas

Existen tres tipos de mantenimiento recomendables en la operación moderna de turbinas a gas:

- Preventivo
- Predictivo
- Correctivo

3.5.1 Mantenimiento preventivo:

El mantenimiento preventivo es el mantenimiento programado que se efectúa en la turbina a gas o componente para asegurar que satisfaga los requisitos de operación durante un período dado de tiempo (de una parada programada hasta la siguiente) según lo recomiende el fabricante. Consiste de varias inspecciones, verificaciones y reparación de componentes o cambios para extender la vida esperada del sistema completo a algo más que el tiempo programado para el siguiente período de mantenimiento. Esta categoría de mantenimiento se enfoca en la verificación de los sistemas de protección, limpieza del compresor, inspección del sistema de combustión y del paso de los gases calientes, corrección de cualquier defecto observado durante la operación de la turbina. Este mantenimiento requiere que se pare la máquina.

El mantenimiento preventivo de las turbinas a gas se divide en tres categorías, las cuales deben realizarse dependiendo del número de horas de operación de la turbina:

- Mantenimiento de la Zona de Combustión
- Mantenimiento del Paso de Gases Calientes
- Mantenimiento Mayor

El Mantenimiento de la Zona de Combustión debe efectuarse cada 6.000 a 8.000 horas de operación, dependiendo del combustible y régimen de operación. Este mantenimiento se enfoca en las partes calientes como son:

- a) Cámaras de combustión,
- b) Cestos combustores,
- c) Quemadores,
- d) Piezas de transición,
- e) Tubos cruza-llamas,
- f) Bujías.

Estas partes son las primeras en requerir reemplazo o reparación, debido a que están sometidas a altas temperaturas, un apropiado plan de mantenimiento aplicado a estas partes calientes contribuye a alargar la vida de las toberas y álabes de la turbina.

El Mantenimiento del Paso de Gases Calientes debe efectuarse entre las 18.000 a 24.000 horas de operación dependiendo del combustible y régimen de operación. Este mantenimiento incluye las labores del mantenimiento de la zona de combustión y adicionalmente se realiza una inspección detallada de los siguiente elementos:

- a) Toberas de la primera y segunda etapas o posteriores,
- b) Alabes de la primera y segunda etapas o posteriores,
- c) Diafragma,
- d) Chequeo y remplazo de termocuplas en mal funcionamiento.

Para realizar un mantenimiento de paso de gases calientes es necesario remover la carcasa superior de la turbina. Este mantenimiento se puede realizar en cinco días con una cuadrilla de seis hombres entrenados, y teniendo a disposición los repuestos necesarios.

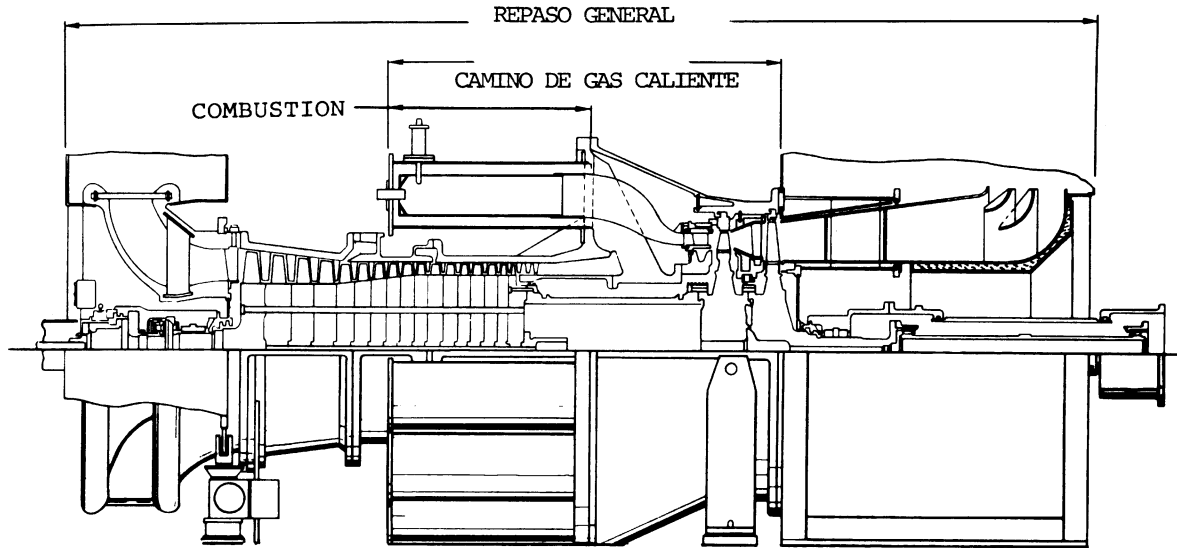


Fig. 3.29 Zonas donde se realizan los diferentes mantenimientos

El *Mantenimiento Mayor* abarca las labores de los mantenimientos de la zona de combustión y pasos de gases calientes, además, requiere un desmontaje de sub-sistemas de componentes seleccionados para la inspección y se efectúa a intervalos de 36.000 a 48.000 horas de operación, dependiendo de la carga, tipo de servicio, y régimen de operación. Entre los elementos a verificar se encuentran:

- a) Cojinetes
 - 1) Sellos de aceite o deflectores
 - 2) Sellos de aire
 - 3) Casquillos
 - 4) Zapatas de empuje (activas e inactivas)
- b) Rotores
 - 1) Alabes del compresor
 - 2) Alabes de la turbina
 - 3) Toberas de la turbina

- 4) Ruedas de la turbina
- 5) Ejes y sellos
- 6) Estator del compresor
- 7) Sellos térmicos de la turbina

A continuación se presentan dos tablas con los intervalos recomendados por General Electric, para realizar las diferentes categorías de mantenimientos preventivos, según el tipo de combustible, y para unidades en servicio continuo (un arranque cada 1000 horas de operación).

Tipo de combustible	Categoría de Mantenimiento	Horas de operación					
		6.000	12.000	18.000	24.000	30.000	36.000
Diesel	Mantenimiento de la Zona de Combustión	*	*		*	*	
	Mantenimiento de Paso de Gases Calientes			*			
	Mantenimiento Mayor						*

Tabla 3.2 Intervalos recomendados para realizar las categorías de mantenimiento preventivo en unidades MS 5000, operando con combustible Diesel

Tipo de combustible	Categoría de Mantenimiento	Horas de operación					
		8.000	16.000	24.000	32.000	40.000	48.000
Gas	Mantenimiento de la Zona de Combustión	*	*		*	*	
	Mantenimiento de Paso de Gases Calientes			*			
	Mantenimiento Mayor						*

Tabla 3.3 Intervalos recomendados para realizar las categorías de mantenimiento preventivo en unidades MS 5000, operando con combustible Gas Natural

La siguiente tabla presenta un estimado de las horas hombre, número de hombres por cuadrilla de trabajo y los turnos de ocho horas requeridos para realizar los trabajos de mantenimiento preventivo, según el modelo de la turbina.

Categorías de Mantenimiento	Modelo de la turbina	Horas Hombre	Nº de hombres	Turnos de 8 horas
Mantenimiento de la Zona de Combustión	MS 5000	160	4	5
	MS 7000	384	6	6
Mantenimiento de Paso de Gases Calientes	MS 5000	480	6	10
	MS 7000	1120	7	20
Mantenimiento Mayor	MS 5000	1280	8	20
	MS 7000	2560	8	40

Tabla 3.4 Requerimientos estimados de horas hombre para el mantenimiento

3.5.2 Mantenimiento predictivo

El mantenimiento predictivo es una técnica usada para determinar los requisitos futuros para mantenimiento correctivo. La determinación se hace comparando las condiciones pasadas y presentes de la máquina, identificando las tendencias o cambios en la condición, definiendo la causa del cambio, y prediciendo cuando se volverá crítica ésta y requerirá acción correctiva.

Entre las técnicas que incluye este tipo de mantenimiento está una caminata de inspección de rutina para asegurarse que el equipo funciona correctamente y para detectar señales tempranas de deterioro. Esta inspección en operación se realiza con la unidad en funcionamiento.

Las plantas atendidas deben observarse durante cada turno, o por lo menos diariamente. Las plantas de servicio continuo remotas, no atendidas, probablemente deban observarse cada 1 a 4 semanas, dependiendo de su accesibilidad. Las unidades de servicio intermitente se deben observar cada 5 o 10 arranques, o por lo menos una vez al mes. Los

datos de operación deben ser registrados para posteriormente poder evaluar el funcionamiento de los equipos y los requisitos de mantenimiento.

En el mantenimiento predictivo típico se observa:

- a) Relación entre la carga y temperatura de los gases de escape
- b) Niveles de vibración
- c) Flujo y presión del combustible
- d) Control de la temperatura de escape
- e) Variación de la temperatura de escape
- f) Tiempo de arranque

a) Relación entre la carga y la temperatura de los gases de escape:

La relación entre la carga y la temperatura de escape debe ser observada y comparada con datos anteriores, que se tengan registrados. Altas temperaturas de escape pueden ser un indicador de deterioro de las partes internas, fugas excesivas, compresor sucio, ajuste impropio de los controles. Los datos del arranque inicial pueden ser usados como punto de referencia. Las pérdidas de potencia resultantes del deterioro de las partes o fugas pueden requerir el desmontaje de la turbina para restaurar la potencia. Por ejemplo para solucionar las pérdidas por sucio en el compresor axial, se puede inyectar de 5 a 10 kilogramos (10 a 20 libras) de un abrasivo suave mientras la unidad está en servicio. Una limpieza exitosa reducirá la temperatura de escape para una carga dada e incrementará la presión de descarga del compresor.

b) Niveles de vibración:

Los niveles de vibración en los cojinetes de la unidad deben ser observados y registrados. Cambios menores pueden ocurrir por cambios en las condiciones de operación. Sin embargo, cambios mayores o continuos incrementos, dan indicación de que se requiere tomar una acción correctiva.

c) Flujo y presión del combustible:

Cambios en la presión del combustible, pueden indicar que los pasajes de las boquillas de combustible están obstruidas, o que los instrumentos de medición del sistema de combustible están dañados o mal calibrados.

d) Control de la temperatura de escape:

Probablemente la función de control más importante a ser observada es la temperatura de escape. La verificación rutinaria de la operación y calibración de éste elemento minimizará el desgaste en las partes de la trayectoria de gases calientes.

e) Variación de la temperatura de escape:

La variación de la temperatura de escape en la turbina debe ser medida. Un incremento de ésta variación indica deterioro de la combustión o problemas de distribución del combustible, y si no es corregido, reduce el tiempo de vida esperado de las partes de la trayectoria de los gases calientes.

f) Tiempo de arranque:

El tiempo de arranque (cuando la turbina es nueva) es una referencia excelente por la cual subsecuentes parámetros de operación pueden ser comparados y evaluados.

3.5.3 Mantenimiento correctivo:

El mantenimiento correctivo se efectúa en una turbina a gas o componente de ésta, con el objeto de restaurarla a su condición de operación, o para prevenir una falla inminente. Antes de efectuar el mantenimiento correctivo, la máquina puede estar inoperable o al borde de una falla. La falla de cojinetes, el daño serio en el compresor

debido a un objeto extraño y la obstrucción de boquillas de combustible son ejemplos de condiciones que necesitan un mantenimiento correctivo.

3.6 Factores de operación que afectan los mantenimientos de las turbinas

Los factores que tienen mayor influencia en la vida de las partes de una turbina a gas son:

- a) Tipo de combustible
- b) Frecuencia de arranque
- c) Ciclo de carga
- d) Ambiente
- e) Prácticas de mantenimiento

a) Tipo de combustible:

El efecto del tipo de combustible (gas, diesel o crudos pesados) sobre la vida de las partes, es asociado con la energía radiante resultante del proceso de combustión y la habilidad para atomizar combustibles líquidos. Por consiguiente, el gas natural, el cual no requiere atomización, tiene el nivel más bajo de energía radiante y producirá una vida más larga de las piezas. A éste sigue el combustible Diesel y luego los crudos pesados, con energía radiante más alta y mayor dificultad de atomización lo cual produce una vida más corta de las partes.

Los contaminantes en el combustible, también afectan los intervalos de mantenimiento. Esto es particularmente cierto para combustibles líquidos donde el sucio resulta en una aceleración del reemplazo de bombas, elementos de medición y boquillas de combustibles. Los contaminantes en el sistema de combustible gaseoso pueden erosionar o corroer las válvulas de control y las boquillas de combustible. Los filtros deben ser inspeccionados y cambiados periódicamente. Combustibles limpios reducen el mantenimiento y extiende la vida de las partes.

b) Frecuencia de arranque:

Cada arranque, parada y cambio de carga de la turbina a gas, somete a las partes de la trayectoria de gases calientes a ciclos térmicos. Una unidad prestando servicio de carga pico está demostrado que la vida de sus partes son más cortas que una unidad similar prestando servicio de carga base, así como cualquier equipo sujeto a condiciones cíclicas.

El tiempo de arranque normal programado para satisfacer carga pico está diseñado para minimizar los esfuerzos térmicos transitorios y maximizar la vida de las partes. Los programas de arranque rápidos con carga están disponibles pero comprometen estos objetivos, por lo cual se usan en casos de emergencia.

c) Ciclo de carga:

Usualmente éstas unidades se proveen con una capacidad pico y pico de reserva designada, mayor que la capacidad normal base. Estas capacidades le dan flexibilidad al operador para usar el equipo de modo que satisfaga las necesidades del sistema. El uso a distintas capacidades de la unidad afecta la vida de las partes de la trayectoria de los gases calientes.

d) Ambiente:

Las condiciones del aire de entrada a la turbina a gas pueden tener un efecto significativo en el mantenimiento ya sea éste abrasivo o corrosivo. En el caso de abrasivos en el aire, como partículas de polvo, se debe prestar atención a los filtros. En atmósferas corrosivas se deben proteger los materiales con recubrimiento que los protejan.

e) Prácticas de mantenimiento:

La información de la condición de las partes es basada en estimaciones solamente, y varía con cada máquina y sus condiciones específicas de operación. Por lo cual se deben archivar los datos de cada unidad y hacer un programa bien planeado de mantenimiento con ésta información.

4.1 Generalidades

En éste Capítulo se realiza una descripción de los aspectos relevantes pertenecientes a los últimos equipos diseñados por el fabricante General Electric en materia de turbinas a gas, específicamente, repuestos para los modelos de las unidades de la Planta Punto Fijo, además del nuevo sistema de control SPEEDTRONIC Mark V y de las últimas generaciones de esta máquinas.

Estos repuestos son distintos para cada tipo de turbina y están clasificados según las diversas secciones de la misma, lo que facilita su descripción. En el caso del sistema de control, se realiza una reseña de las dos versiones existentes del equipo, al igual que para las máquinas de última generación ya que existen también dos modelos de donde escoger, según las necesidades a satisfacer.

4.2 Definición del “High Tech”.

La alta tecnología o “High Tech” es un programa de mejoramiento de las unidades turbogas realizado por el fabricante General Electric, basado en el uso de materiales desarrollados en las décadas de los años 80 y 90 con propiedades superiores respecto a los usados en las décadas anteriores, lo cual permite en forma general mejorar el rendimiento, incrementar la potencia de salida de la unidad y reducir el esfuerzo del mantenimiento, incrementando la disponibilidad y la confiabilidad de las unidades repotenciadas.

Estos materiales son empleados en la manufactura de los componentes del sistema de combustión y del paso de los gases calientes, ya que son los que tienen menor tiempo de vida, sin embargo, recientemente han sido utilizadas éstas mejoras también en las áreas del rotor-compresor, permitiendo los siguientes beneficios:

- ◆ Incremento de la potencia de salida.
- ◆ Disminución del consumo específico de calor.

- ◆ Incremento de los intervalos de tiempo entre los mantenimientos.
- ◆ Reducción de los costos de mantenimiento.
- ◆ Extensión de la vida útil de la unidad en diez (10) años.

4.3 Modificación con uso de Alta Tecnología para Turbinas MS-5001

El modelo MS-5001P N/T incorpora la última tecnología aplicable al modelo MS-5001, la cual es en su mayoría en las secciones del compresor, combustión y paso de gases calientes. Esta tecnología también está disponible para modificar turbinas MS-5001N y P, convirtiéndolas en ésta turbina de última generación. A continuación se realiza una breve explicación de las modificaciones a realizar (ver figura 4.1).

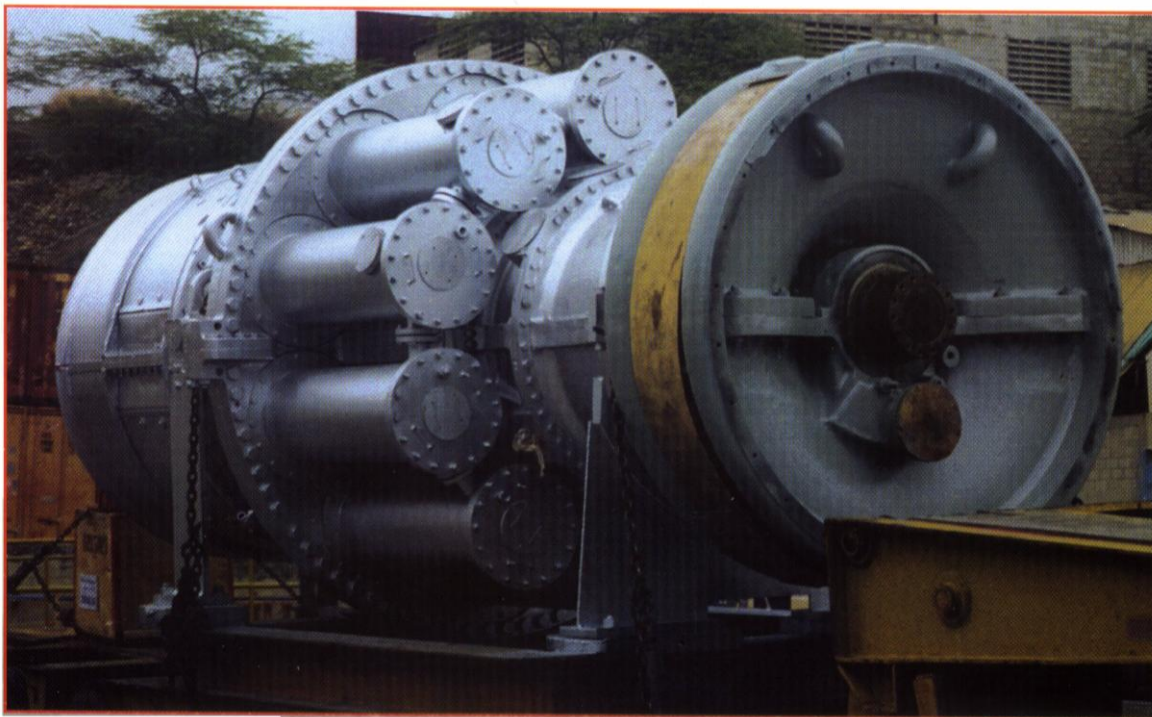


Figura 4.1: Sección Compresor Turbina modelo MS-5001 de Alta Tecnología.

4.3.1 Mejoras Tecnológicas en la Sección del Compresor

Las mejoras introducidas a las turbinas a gas en ésta sección se reducen solo a los álabes guías de entrada al compresor.

Alabes Guías de entrada al Compresor (alto flujo)

Las mejoras realizadas a los álabes guías de alta tecnología, se basan en su diseño y en el material utilizado para su construcción, que incrementan el flujo de aire y el porcentaje de salida de la unidad, además de disminuir el consumo específico de calor. Estos álabes son directamente intercambiables con los originales de la máquina sin realizar ninguna modificación. Sin embargo, en muchos casos son necesarias nuevas curvas de control y nuevos ángulos de inclinación de los mismos para alcanzar el rendimiento deseado.

El material del cual están hechos estos álabes guías es conocido como GTD-450 el cual es una precipitación endurecida de acero inoxidable martensítico. Este material proporciona una mayor resistencia a la corrosión, así como también incrementa el esfuerzo a la tracción y el ciclo de fatiga.

Esta modificación reemplaza también los álabes guías del estator, las bocinas, los resortes y los engranajes necesarios para su instalación y funcionamiento. Puede ser instalada por separado de las demás modificaciones.

4.3.2 Mejoras Tecnológicas en el Sistema de Combustión

Los avances tecnológicos incluidos en el sistema de combustión, involucran a los cestos combustores, los detectores de llama, los refrigeradores para los tubos cruzallama y las piezas de transición.

Cestos Combustores

Las mejoras introducidas en los cestos combustores comienza con el material del cual son fabricados, una aleación a base de Nickel de alta resistencia térmica conocida como “Hastelloy X”. También se modificó el recubrimiento cerámico de los cestos que cubre hasta el collar del tubo cruzallama. Este recubrimiento proporciona un mejor aislamiento que por consiguiente aumenta la vida útil de la pieza e incrementa la temperatura de fuego en su interior, entendiéndose ésta, como la temperatura de los gases a la entrada de la tobera de primera etapa. Esta modificación se encuentra también disponible para los tubos cruzallama.

Detectores de Llama “Honeywell”

El equipo para modificación del sistema de detección de llamas, incluye todo el material necesario para reemplazar el sistema original, como son los sensores detectores de llama, el amplificador de señal, los relés del panel de control, las respectivas bases para su instalación y las instrucciones para su instalación, operación y mantenimiento.

El beneficio que ofrece ésta modificación, es una rápida detección de la llama o de la pérdida de la misma, variable muy importante para los sistemas de protección de la unidad, que permite un arranque y una operación más confiable de la turbina, reduciendo las posibilidades de incendio o explosión.

Refrigeradores para los Tubos Cruzallama

Este paquete para modificación incluye los refrigeradores y los retenedores para los tubos cruzallama y las instrucciones para su instalación y mantenimiento. Estos refrigeradores son simplemente unos generadores de vórtices que homogenizan la temperatura de los gases, aumentando la vida útil de las partes y el rendimiento de la unidad.

Piezas de Transición de Nueva Tecnología

Las piezas de transición de avanzada tecnología, mantienen su diseño estructural, pero están hechas de una aleación a base de Nickel, conocida como “Hastelloy X”. Además, presentan unos nuevos sellos “flotantes” que fueron rediseñados para permitir pequeños movimientos que reducen el desgaste y el riesgo de fractura de los mismos. La base para el montaje de los sellos también fue modificada para reducir la tensión térmica e incrementar la vida de la pieza. Su soporte central fue rediseñado para darle mayor solidez a su instalación mecánica, evitando así fisuras y reduciendo el desgaste por desplazamientos vibratorios. El paquete de modificación incluye las piezas de transición, los sellos y las instrucciones para instalación y mantenimiento.

4.3.3 Mejoras Tecnológicas en el paso de Gases Calientes

En el paso de los gases calientes, las mejoras tecnológicas han sido dirigidas hacia el paletado de la turbina, es decir, las toberas y los álabes tanto de 1^{era} como de 2^{da} etapa.

Toberas de 1^{era} Etapa:

Las toberas de primera etapa de alta tecnología, están hechas de una aleación de Cobalto conocida como FSX-414. Esta aleación posee una mayor resistencia a altas temperaturas en comparación con las aleaciones tradicionales a base de Nickel. Este cambio de material permite un incremento en la temperatura de fuego, de 55° C (100° F), pero no alarga el tiempo de vida de la pieza.

Estas toberas están sujetas a la mayor temperatura en la turbina, pero a su vez a la menor tensión mecánica de la máquina. Su función es dirigir los gases hacia los álabes de ésta misma etapa, por tanto, deben tener una excelente resistencia a la corrosión y oxidación en caliente, además de una alta resistencia a la fatiga térmica. Estructuralmente se modificaron los segmentos, al tener ahora dos particiones en lugar de cinco para cada uno,

aumentando el espesor de las paredes de las particiones en un 50% y mejorando los perfiles aerodinámicos de las toberas.

Alabes de 1^{era} Etapa:

El material para construir estos álabes es conocido como GTD-111. Esta aleación fue desarrollada por la General Electric a mediados de los años 70, buscando un material con una mayor resistencia a la fatiga y a la corrosión. Por esto, el diseño de esta aleación es el único en el cual se ha utilizado una fase estabilizadora y otras técnicas predictivas para balancear los niveles de los elementos críticos, como el cromo, el molibdeno y el aluminio. Este material es usado para la construcción de los álabes en los nuevos modelos de turbinas MS7001FA y MS9001FA, esperando en un futuro cercano construir todos los álabes de las turbinas con este material. Adicionalmente, a este material se le aplica un recubrimiento conocido como “Vacuum plasma spray” para incrementar la vida útil de la pieza.

El diseño de los álabes también fue modificado, al cambiar su perfil aerodinámico y su construcción, que ahora permite una reducción del gradiente de temperatura que aumenta su resistencia a la fatiga térmica.

Toberas de 2^{da} Etapa:

Esta modificación no se basa únicamente en el cambio de material, sino que va mas allá al modificar la estructura de la máquina en esta etapa, variando la forma aerodinámica de las toberas y los anillos de retención donde están colocadas. También es recomendable cambiar los sellos existentes por los sellos de brocha de última tecnología.

Las toberas están construidas de una aleación a base de Nickel, bajo el código GTD-222, la cual fue diseñada para responder a la necesidad de una mayor resistencia a la corrosión causada por altas temperaturas, es decir, que la pieza debe ser capaz de soportar unos 85°C (150°F) por encima de lo que resisten otros materiales.

Alabes de 2^{da} Etapa:

Muchos álabes de segunda etapa de distintas turbinas son construidos hoy en día con una aleación conocida como U-500, que es una precipitación endurecida a base de Nickel. Esta aleación es conocida desde mediados de la década de los 60, cuando era utilizado para construir álabes de primera etapa. Esta aplicación fue discontinuada al obtener temperaturas de fuego más elevadas que exigían materiales más resistentes. Como las temperaturas de la segunda etapa son inferiores, era lógica la aplicación de esta aleación para los respectivos álabes, obteniéndose buenos resultados.

4.3.4 Modificaciones para el Grupo de Cojinetes N° 2

El paquete de modificación para el grupo de cojinetes N° 2, fue diseñado para reducir las tensiones internas a las que se encuentra sometido, además del desgaste del “Babbit”, incrementando por consiguiente, la vida útil de las partes y el rendimiento de la unidad. Estas modificaciones incluyen también el cambio de posición de los agujeros, tanto de llenado como de drenado de aceite lubricante para permitir una mayor libertad de movimiento que reduce la tensión en el cojinete. Adicionalmente, trae una serie de laines para el alineamiento del cojinete con el rotor de la turbina. Esta mejora, puede ser instalada por separado de las otras mencionadas en éste capítulo (ver figura 4.2).



Figura 4.2: Reparación del cojinete N° 2.

4.3.5 Consideraciones Técnico-Económicas

Como se describió anteriormente, éste conjunto de mejoras incrementa la eficiencia al disminuir el consumo específico de calor y los costos asociados a la operación y mantenimiento, así como aumenta la potencia de salida y los intervalos de mantenimiento de la unidad. Los costos asociados a la operación y mantenimiento, según estadísticas que lleva el fabricante, se reducen en aproximadamente un 30 % debido a que los materiales utilizados permiten el aumento de los intervalos de tiempo entre ellos de un 50 %. Según el fabricante General Electric, los valores esperados para una unidad repotenciada con piezas de alta tecnología trabajando bajo condiciones ISO (presión atmosférica de 1.013 bar, temperatura ambiente de 15°C y 60% de humedad relativa), comparados con unidades en condiciones estándar a plena carga y con gas natural como combustible, se encuentran en las tablas 4.1 y 4.2.

	MS-5001N	MS-5001P	MS-5001P N/T
Potencia de Salida(Kw)	24.600	24.600	25.920
Temperatura de Fuego (°F)	1.730	1.730	1.765
Temperatura de Escape (°F)	898	904	905

Tabla 4.1 Comparación de variables técnicas de unidades MS-5001 de distintas generaciones

	Potencia de Salida (%)	C. E. C. (%)
Alabes guías de entrada al compresor	+3.90	-0.20
Modificaciones con alta tecnología	+6.00	-3.30
Sellos tipo brocha de alta presión	+0.60	-0.40
TOTAL	+10.50	-3.90

Tabla 4.2 Variación de los rendimientos en unidades MS-5001 con alta tecnología

Es importante recordar, que el rendimiento real de la unidad varía de estos datos, según las condiciones ambientales a las cuales se encuentre trabajando la máquina, pero, siempre serán superiores a los estándar.

Como se puede observar, la potencia esperada para una unidad repotenciada es de 24.6 MW. Sin embargo, si la capacidad nominal de éstas unidades es de 20 MW y la variación de la potencia de salida es de 10.50 %, la nueva capacidad nominal viene dada por la ecuación 4.1:

$$\text{Cap. Nom.} = 20 \text{ MW} + \frac{(20\text{MW} \times 10.50\%)}{100\%} = \mathbf{22.1 \text{ MW}} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Por otra parte, también es posible calcular esta capacidad nominal utilizando la figura 5.11, que es la curva característica de la turbina modelo MS 5001P para rendimiento esperado, la cual fue explicada en el capítulo 2. Si se entra al gráfico con la temperatura de escape de los gases esperada para una unidad con “High Tec” y con la temperatura ambiente, que es de 905 °F y 89.6 °F respectivamente, se obtiene un porcentaje de potencia de salida del 84 %, que equivale 20.16 MW. También es posible utilizar este método para calcular la temperatura de escape de los gases, si se entra al gráfico con una capacidad efectiva de 22.1 MW, que es equivalente al 92% de la potencia de salida del generador, resultando una temperatura de 920 °F. Estos valores solo sirven como referencias, ya que éste procedimiento se debe realizar con las curvas características para la turbina modificada.

El costo aproximado de instalación de estas modificaciones de tecnología avanzada es de 1.450.000 Dólares por unidad, si el trabajo es realizado durante el mantenimiento mayor. Si las mejoras son instaladas en cualquier otro momento, su costo se incrementa a 2.430.000 Dólares por máquina. La diferencia de costos se basa en que si el trabajo se realiza cuando se tenga previsto el mantenimiento mayor, el rendimiento del trabajo será óptimo, ya que ésta parada se tiene programada y la unidad no será detenida innecesariamente, además, que el fabricante General Electric ahorra dinero si utilizan piezas de alta tecnología, ya que no tiene que detener su línea de producción para construir piezas con otros materiales.

4.4 Modificación con uso de Alta Tecnología en Turbinas a Gas MS-7001

Los avances tecnológicos que ha desarrollado la General Electric para las turbinas MS-7001, han sido incorporados a la línea de producción de su nuevo modelo MS-7001EA. Estas mejoras están ubicadas en la sección del compresor, el sistema de combustión y el paso de gases calientes.

4.4.1 Mejoras Tecnológicas en el sistema del Compresor

La sección del compresor de la unidad MS-7001 ha sido modificada, desde su lanzamiento al mercado, en varias oportunidades, con la intención de incrementar el flujo de aire en el compresor. Las primeras cuatro etapas del modelo MS-7001B fueron rediseñadas para los modelos MS-7001C y MS-7001E. Sin embargo, los álabes de alta tecnología utilizados en unidades MS-7001B, mantienen su diseño original, pero con un recubrimiento de Nickel que reduce la corrosión.

Alabes Guías de entrada al Compresor (alto flujo)

Al igual que para el modelo MS-5001P, la principal razón por la cual se modifican los álabes guías del compresor, es el incremento de la potencia de salida y del flujo de aire de la unidad. Estos álabes son completamente intercambiables con los originales de la máquina; sin embargo son necesarias nuevas curvas de control, al igual que nuevos ángulos de colocación de los mismos, para obtener el rendimiento deseado.

El material del cual están hechos éstos álabes, es acero inoxidable 403, el mismo utilizado en los álabes originales, pero incluyendo un nuevo diseño aerodinámico responsable del incremento de flujo. Adicionalmente, en 1.986 se diseñaron nuevos silenciadores para el compresor en el modelo MS-7001F, la cual ha sido incluida como mejora, en el modelo MS7001B, obteniéndose un incremento en algunas unidades de hasta el 4.8% de la potencia de salida y una reducción de la tasa de calor de un 0.7%. Esta fabricada en acero inoxidable GTD-450, precipitación de martensita endurecida, que provee una mayor resistencia a la corrosión y a la fractura que el acero 403.

4.4.2 Mejoras Tecnológicas en el Sistema de Combustión

La evolución de los sistemas de combustión en turbinas a gas han sido manejados con el deseo de aumentar la temperatura de fuego y reducir la emisión de gases contaminantes. Para cumplir éstas metas, es necesario rediseñar estructuralmente las partes, utilizar materiales sofisticados y crear modernos procesos de producción. Estas pautas han sido tomadas en cuenta a la hora de modificar los cestos combustores y las piezas de transición de nueva tecnología.

Cestos Combustores

Los cestos combustores originales de éste modelo, eran susceptibles a fracturas, producidas por tensiones introducidas al material durante el proceso de fabricación. Los cestos de alta tecnología introducen cambios radicales en su diseño, son visiblemente mas cortos (45 centímetros menos) y su proceso de fabricación es distinto, fabricándolos, ahora por soldadura.

Su nuevo diseño provee una mejor distribución del aire de refrigeración, que aumenta la vida útil de la pieza y el rendimiento de la unidad, además de reducir la emisión de gases tóxicos. El material utilizado para su fabricación es la aleación a base de Nickel “Hastelloy-X”, con un recubrimiento superficial que reduce la temperatura del material base en 38° C aproximadamente.

Este recubrimiento consiste en la aplicación de dos materiales en la superficie interna del cesto, el primero que recubre la superficie de la pieza, proporciona la adherencia del segundo, que es el aislante. El espesor total es de aproximadamente medio milímetro. Es importante destacar que para instalar los nuevos cestos combustores, es necesario cambiar la carcasa externa de los mismos, debido a su diferencia de tamaño.

Piezas de Transición de Nueva Tecnología

La pieza de transición original del modelo en cuestión, está construida en “Hastelloy X”, mientras que el último diseño incluye cambiar éste por uno conocido como “Nimonic 263”. Este material ha sido utilizado en turbinas aeroderivativas por más de 25 años con excelentes resultados, demostrando que tiene un tiempo de vida muy superior, permitiendo incrementar el intervalo de inspección visual de 8.000 a 12.000 horas. El diseño estructural de la pieza también fue cambiado, al modificar su curvatura para reducir vibraciones y evitar fugas de gases de combustión.

Al igual que los cestos combustores, las piezas de transición llevan el recubrimiento superficial que aporta los beneficios comentados anteriormente. Esta pieza de transición, mantiene los mismos arreglos de sellos, tanto internos como externos de sellos flotantes, usados en la interfase con la tobera de primera etapa (ver figura 4.3).

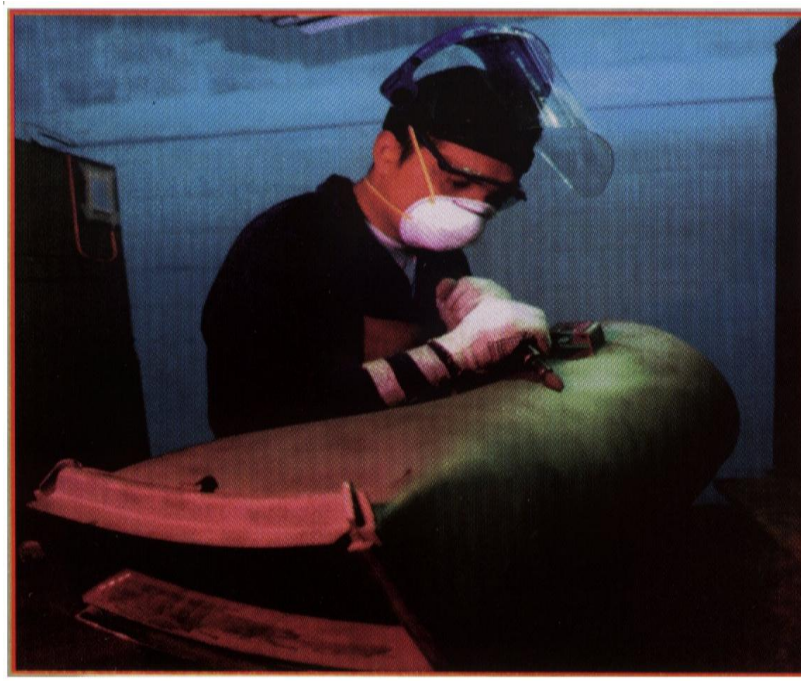


Figura 4.3: Pieza de transición de la Turbina MS-7001B.

4.4.3 Mejoras Tecnológicas en el paso de Gases Calientes

Los elementos que conforman el paso de gases calientes en la turbina a gas, presentan cambios estructurales importantes, que comprenden tanto los materiales como el diseño. Esta sección provee detalles acerca de las últimas tecnologías que han sido incorporadas en las unidades MS-7001EA y en modelos anteriores a manera de mejoras tecnológicas a nivel de las toberas y los álabes tanto de 1^{era}, 2^{da} y 3^{era} etapa.

Toberas de 1era Etapa

Las toberas de primera etapa, han sufrido cambios de importancia desde que el diseño original entró en servicio. Con el transcurso de los años, agujeros para refrigeración se colocaron en puntos estratégicos que posteriormente fueron reubicados, hasta que se introdujeron nuevos diseños aerodinámicos de los perfiles de las toberas. El diseño actual de éstas toberas, es universal para todas las unidades MS-7001, con un avanzado diseño de perfil aerodinámico, sistema de refrigeración y sellos.

El arreglo original de toberas de primera etapa para la unidad MS-7001B consistía en doce segmentos, cada uno provisto de cuatro álabes (cuarenta y ocho en total por tobera). El arreglo de última tecnología consiste en dieciocho segmentos, cada uno con dos álabes (treinta y seis en total); que permiten incrementar la relación de presión del compresor en aproximadamente 6%. Debido a ésta disminución se hizo necesario la alteración de los anillos retenedores de las toberas. También se incorporó un nuevo diseño de chaveta para cada álabe, que permitió modificar la pared refrigerante, que da como resultado un incremento en el rendimiento de la turbina y reduce el mantenimiento, al igual que la capacidad para quemar combustibles pesados y ligeros.

Alabes de 1era Etapa

El nuevo diseño de álabe, fue introducido como pieza original en máquinas fabricadas a partir de 1.986, sin embargo, también está disponible como mejora técnica para unidades de años anteriores y son perfectamente intercambiables. Este permite una mayor cantidad de aire de enfriamiento al tener un circuito de doce agujeros, provocando una reducción del gradiente térmico y un aumento en el tiempo de vida útil de la pieza.

El otro aspecto importante de las mejoras introducidas es el cambio de material. Los primeros estaban contruidos con una aleación a base de Nickel conocida como IN-738, la cual por muchos años fue la materia prima estándar por su alta resistencia a la corrosión. Esta aleación fue sustituida por otra de similares características conocida como GTD-111, cuyo principal aporte es el incremento de la resistencia a la tensión y a la fatiga.

Estos álabes cuentan también con un recubrimiento superficial de última tecnología, conocido como PLASMAGUARD GT29 IN-PLUS, que es el resultado de años de estudios en ésta materia, el cual permite recubrir hasta el interior de los agujeros para refrigeración, que protegen la pieza contra la corrosión y la oxidación.

Toberas de 2da Etapa

Las toberas de segunda etapa de última tecnología han sido recientemente introducidas en el modelo MS-7001EA. El diseño de éstas, incluye modificaciones para su refrigeración y el uso de una aleación conocida como GTD-222. Estas mejoras permiten que la turbina sea operada a altas temperaturas de fuego aumentando la potencia de salida y el rendimiento, además de disminuir los tiempos de inspección y mantenimiento.

Para su refrigeración, se inyectó aire de enfriamiento en el interior de los álabes de las toberas, que reduce la temperatura superficial de la pieza. El perfil del álabe también se modificó para disminuir los niveles de tensión; pero la modificación más importante es la

introducción de la aleación a base de Nickel GTD-222, que permite responder a la necesidad de una mayor resistencia a la corrosión causada por altas temperaturas, como se comentó anteriormente.

Alabes de 2da etapa

El diseño original de los álabes de segunda etapa, han sido revisados en tres áreas distintas. La primera se refiere a la refrigeración, donde se cambió el diseño estructural que permite la circulación del aire obtenido de una extracción del compresor, por el interior de los álabes. La segunda, fue el rediseño de su perfil, que según el fabricante, reduce los niveles de tensión de la pieza en un 25% e incrementa su vida útil 80% más de la original. Esto también permitió un maquinado más sencillo que se traduce en un ahorro de material.

Por último, se revisó el material con el cual estaban siendo fabricados estos álabes. Originalmente estaban contruídos con una aleación de Nickel conocida como U-700, para posteriormente utilizar otra aleación, de similares características denominada IN-738 con la cual se fabricaban los álabes de primera etapa del modelo MS-7001B.

Toberas de 3era Etapa

Las mejoras introducidas en las toberas de tercera etapa son similares a las incluidas en las toberas de la segunda, ya que experimentan los mismos problemas pero a temperaturas un poco menores, por lo cual no cuentan con aire de enfriamiento, siendo ésta la principal diferencia entre los trabajos realizados.

Alabes de 3era Etapa

Similares a los álabes de segunda etapa, los álabes de tercera etapa cuentan ahora con el rediseño de su perfil, que reduce los niveles de tensión de la pieza e incrementa su vida útil, pero con la salvedad de que el material para su construcción no fue cambiado,

manteniéndose la precipitación endurecida de una aleación a base de Nickel conocida como U-500. Este material es consistente con la ideología de la General Electric de utilizar materiales capaces de soportar altos niveles de temperaturas que permitan incrementar el rendimiento de la unidad.

Para facilitar la remoción del rotor de las turbinas MS-7001B, por razones de mantenimiento, está disponible una mejora técnica que consiste en un ligero maquinado aplicado al bloque térmico y al sistema de escape, o el reemplazo de los mismos por unos de alta tecnología, que permite realizarlo de manera rápida y segura.

4.5 Consideraciones Técnico-Económicas

Todos los componentes descritos anteriormente son piezas originales del modelo MS-7001EA, que al ser utilizados como mejoras introducidas en modelos anteriores, permiten aumentar su rendimiento y su potencia de salida. También cabe mencionar, la importancia que tienen los sellos que forman parte del paquete de mejoras, los cuales aportan su cuota para el incremento de las variables antes mencionadas. El incremento que ofrecen éstas partes bajo condiciones ISO, según el fabricante General Electric, se resume en la tabla 4.3.

De forma análoga a la unidad MS-5001P, si la capacidad nominal del modelo MS-7001B es de 50 MW y la variación de la potencia de salida es de 14.80 %, la nueva capacidad nominal viene dada por la ecuación 6.2:

$$\text{Cap. Nom.} = 50 \text{ MW} + \frac{(50\text{MW} \times 14.80\%)}{100\%} = \mathbf{57.4 \text{ MW.}} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Según las estadísticas de la General Electric, la capacidad nominal que se obtiene al repotenciar el equipo es de 60 MW. El costo aproximado de instalación del paquete de mejoras para ésta unidad es de 2.500.000 Dólares, si se realiza durante el mantenimiento mayor.

	Potencia de Salida (%)	Tasa de Calor (%)
Incremento de la temp. de fuego desde 1104° C hasta 1124° C	+4.10	-0.10
Alabes guías de entrada al compresor	+4.80	-0.70
Toberas de primera etapa	+0.50	-0.50
Alabes de primera etapa	+0.50	-0.50
Toberas de segunda etapa	+0.80	-0.80
Alabes de segunda etapa	+0.80	-0.80
Toberas de tercera etapa	+0.50	-0.50
Alabes de tercera etapa	+0.50	-0.50
Sellos de la turbina	+2.30	-1.75
TOTAL	+14.80	-6.15

Tabla 4.3 Variación de los rendimientos en unidades MS-7001B con alta tecnología

4.6 Sistema de Control para Turbinas a Gas SPEEDTRONIC Mark V

El SPEEDTRONIC Mark V, es el sistema de control para turbinas a gas diseñado por la General Electric en la década de 1.990, que incorpora años de experiencia en diseño y aplicación de sus antecesores, los sistemas de control Mark I, II, II y IV. El Mark V ofrece los mismos sistemas de control y protección que su antecesor, el Mark IV, pero con los últimos adelantos existentes en la ingeniería electrónica de controles.

El Mark V es utilizado en turbinas para trabajo pesado, en turbinas aeroderivativas y en turbinas a vapor de cualquier tamaño y para cualquier aplicación. Está completamente integrado, tanto mecánica como eléctricamente a la unidad, que permite brindar una alta confiabilidad en el trabajo que realiza. Existen dos versiones disponibles, el Mark V TMR y el Mark V SIMPLEX (ver figura 4.5).

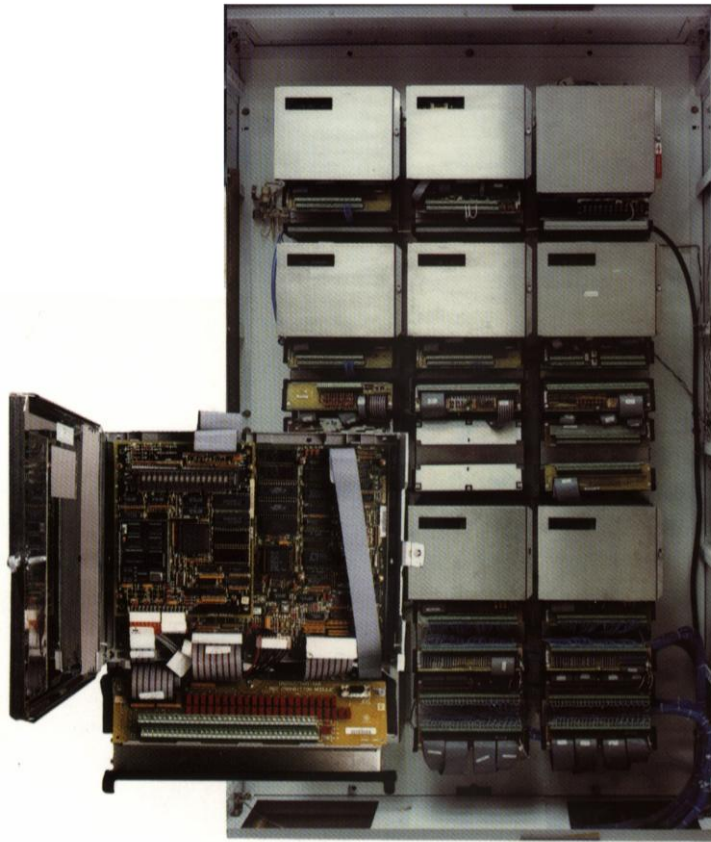


Figura 4.4: Gabinete del sistema de control SPEEDTRONIC Mark V.

Mark V TMR

El Mark V TMR (Módulo de Triple Redundancia, por sus siglas en Inglés), es un sistema de control de segunda generación, basado en un microprocesador de control para turbinas, originario del año 1.982 y ahora reacondicionado e incluido en más de mil unidades actualmente en funcionamiento. Este usa tres sistemas de control y protección separados física e independientemente, el cual toma mediciones de todos los sistemas de la turbina, permitiendo un mayor uso del potencial que tiene la unidad. Cada controlador cuenta con un máximo de cinco tarjetas incluyendo una fuente de poder, la cual puede ser desconectada para cambiar una tarjeta defectuosa mientras la turbina está encendida.

La integridad de la triple redundancia está asegurada por la extensión de tres líneas de salida distintas de las servoválvulas. Esto elimina el elemento de señal sencilla que entra en el gabinete de control. La redundancia para los contactos de salida hacia los solenoides están provistos con relés separados manejados por cada controlador. Una falla de algún relé protector no causa una alarma de diagnóstico que pueda alertar al operador innecesariamente. Un nivel más de redundancia se obtiene cuando cada controlador mide sus parámetros de memoria con aquellos de los otros dos controladores. . El costo de instalación de este sistema de control y protección es de aproximadamente 394.000 Dólares.

Mark V SIMPLEX

El Mark V SIMPLEX es un sistema de control provisto de un canal sencillo, como sus antecesores el Mark I y II, pero ésta nueva versión viene dotado de los mismos controles y equipos de protección que el Mark V TMR. A pesar de ser un sistema de control de un canal, el equipo de protección de sobret temperatura y de sobrevelocidad, son colocados en módulos de protección separados.

Este sistema utiliza el mismo principio de funcionamiento que el Mark I y II, pero cuenta con equipos electrónicos de última tecnología que aumentan la confiabilidad del sistema. El costo de éste sistema de control es de 263.000 Dólares aproximadamente.

Equipo de Monitoreo

El sistema de control del Mark V viene con un equipo de monitoreo gráfico a color, el cual puede ser utilizado tanto en la unidad como a distancia. Adicionalmente, es posible dotar al equipo con una impresora a color que permite al operador obtener datos del funcionamiento de la unidad. Si se presenta alguna falla, el sistema captura automáticamente los valores de todos los parámetros de control y una evolución cronológica de éstos antes de ocurrir la falla, estando todos disponibles cuando el operador lo desee.

Es posible también a través de este equipo encender y apagar la unidad, sincronizarla y programarla para registrar sus variables en lapsos de tiempos determinados. Además, está disponible el programa en distintos idiomas y puede trabajar en sistema métrico internacional o inglés.

El mantenimiento correctivo de la unidad, se facilita por el equipo de alarmas o diagnóstico, que define en qué lugar de la turbina, generador o sistema de control se presenta la falla, así como el momento en el cual ocurrió.

El equipo viene provisto con terminales de entrada para la señal proveniente de las termocuplas que monitorean las temperaturas en puntos clave de la turbina y el generador. Los detectores de llama también son conectados directamente al equipo, permitiendo eliminar equipos traductores de señal, lo cual facilita el diagnóstico de la pérdida de llama. El sistema de detección de vibraciones también se encuentra incluido en este paquete, al igual que el control de posición de las servoválvulas.

Tres relés en cada árbol provee un sistema de control de velocidad para la turbina así como un sistema de protección primario para la triple redundancia TMR, pero para el sistema sencillo SIMPLEX solo se usan dos. Una protección de respaldo de emergencia está contenida en un controlador separado que monitorea independientemente a cada pickup magnético en ambas configuraciones de Mark V.

El gabinete tradicional para el control del generador tiene incluido funciones de control, monitoreo y protección para el generador y su correspondiente sistema de excitación. La función estándar incluye ahora un sistema de protección para la sincronización en un controlador separado del sincronizador primario automático. Esto reemplaza el viejo sistema de sincronización respaldado por relés.

La intensidad de la corriente con la cual funciona internamente el sistema oscila entre 4 y 20 miliamperios y su voltaje límite es de 24 voltios en corriente continua. Por su parte, la energía eléctrica que necesita el sistema de control de la máquina para su funcionamiento puede ser de 125 voltios en corriente continua o 115/220 voltios en corriente alterna con una frecuencia de 50/60 Hertz.

4.7 Modelos de nueva Producción

La División de Generación de Potencia de la General Electric, tiene dos nuevas series de turbinas a gas cuya capacidad instalada oscila entre 240 y 280 MW denominadas serie “G” y serie “H”. Estas series vienen en modelos MS-7001 si la energía a generar es de 60 Hz. y en modelos MS-9001 para 50 Hz.

Ambas unidades son esencialmente la misma máquina, ya que su mayor diferencia es que las unidades de la serie “G” utilizan el sistema de enfriamiento convencional por aire, mientras que las de la serie “H” utiliza un sistema integrado que refrigera la unidad con vapor de agua, ya que éste modelo está solo disponible para ciclo combinado. Este sistema permite sostener temperaturas de fuego de 2.606 °F (1.430° C).

Durante su operación a carga base bajo condiciones ISO, la unidad tipo “G” tiene una eficiencia de 39.5% operando en ciclo simple y de 58% operando en ciclo combinado. Para el modelo “H” la eficiencia ronda el 60%; así como la tasa de calor para ambos modelos está en los 8.640 Btu/KWh aproximadamente. Estas unidades entrarán al mercado a finales del año 2.000.

Capítulo 5

Evaluación Técnica

5.1 Generalidades

5.2 Metodología para la evaluación técnica de las unidades

5.2.1 Inspección visual de la planta

5.2.2 Toma de datos

5.2.3 Cálculo del rendimiento estimado de las unidades

5.2.4 Cálculo del rendimiento actual de las unidades

5.2.5 Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación técnica

5.3 Evaluación técnica

5.3.1 Inspección visual de la planta

5.3.2 Toma de datos

5.3.3 Cálculo del rendimiento estimado de las unidades

5.3.3.1 Cálculo del rendimiento estimado para una unidad modelo MS 5001P

5.3.3.2 Cálculo del rendimiento estimado para una unidad modelo MS 7001B

5.3.4 Cálculo del rendimiento actual de las unidades

5.3.5 Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación técnica

5.1 Generalidades

En éste capítulo, se realiza la evaluación técnica de las unidades pertenecientes a la Planta en estudio. Primero se describe la metodología a utilizar para la evaluación de las unidades, luego se procede con la evaluación técnica, donde se presenta el estado de la planta y se realizan los cálculos para determinar los parámetros, tanto estimados como reales que servirán para concluir acerca del estado de las unidades, se presenta un cálculo tipo para cada parámetro evaluado y finalmente se analizan los resultados obtenidos.

5.2 Metodología para la evaluación técnica de las unidades

El procedimiento para ejecutar la evaluación técnica de las unidades turbogeneradoras fue realizado en consenso con los ingenieros de la empresa C.A.D.A.F.E. y constó de los siguientes pasos:

- Inspección visual de la Planta
- Toma de datos
- Cálculo del rendimiento estimado de las unidades
- Cálculo del rendimiento actual de las unidades
- Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación técnica

A continuación se describe en que consiste cada uno de estos pasos.

5.2.1 Inspección visual de la Planta

En ésta inspección se observó el estado físico de las unidades, detallando si presentaban fugas tanto de los gases producto de la combustión al nivel de la turbina, fugas de lubricante en el compartimento de accesorios y fugas de combustible líquido. También se observó la falta de algún equipo o parte, y el estado de funcionamiento de los instrumentos de medición provistos por la unidad. Finalmente se detalló el aspecto externo

de la unidad, como son las puertas de acceso a los distintos compartimentos y las caminaderas alrededor de la unidad.

5.2.2 Toma de datos

Al realizar la toma de datos, primero se obtuvieron las condiciones atmosféricas del lugar al momento de realizar las mediciones, para lo cual se contactó al Observatorio Cajigal, quienes amablemente facilitaron la información. La temperatura ambiente y la presión barométrica para el momento de las mediciones se presentan en la tabla 5.3.

Las variables a considerar para el cálculo del rendimiento de las unidades son la potencia de salida y el consumo específico de calor. Las mediciones se realizaron con la unidad operando en carga base y se utilizaron los instrumentos provistos por ésta. Debido a que no se disponía del permiso para detener la máquina y calibrar o verificar los instrumentos, se confió en su correcto funcionamiento.

La medición de la potencia, se realizó según el procedimiento descrito en la norma ASME PTC 22-1966 titulada “*Gas Turbine Power Plants*”, para lo cual se utiliza el contador de energía ubicado en el compartimento de control de la unidad, y con un cronómetro se toma el tiempo que tarda el disco del contador de energía en dar veinte revoluciones. En la práctica se acostumbra tomar diez revoluciones del contador de energía en vez de veinte, y así se tomó. Esta medición se llevó a cabo cuatro veces y se calculó el promedio.

Para obtener el consumo de combustible, la norma ASME PTC 22-1966 recomienda el uso de medidores de flujo, pero para el momento de las pruebas las unidades no disponían de este tipo de instrumento, por lo cual el consumo de combustible se calculó de la siguiente manera: La posición de la válvula de control de combustible es función lineal de la tensión variable de control (VCE), generada por el sistema de control. Al momento de arrancar la turbina por primera vez, la posición de ésta válvula es calibrada con respecto al voltaje VCE, quedando registrados éstos datos. Con los datos de calibración de la válvula

de control de combustible y la lectura del voltaje VCE en el indicador ubicado en el compartimento de control al momento de la prueba, se obtuvo el consumo de combustible de la unidad.

También se deben conocer las características del combustible, como su poder calorífico bajo, para lo cual la norma ASME PTC 22-1966 recomienda enviar una muestra a un laboratorio para su análisis. Pero por la dificultad de obtener la muestra con las unidades en operación, se utilizaron valores aceptados tanto para el gas natural como para el diesel.

Adicionalmente, se hizo la lectura de la temperatura promedio de escape, a través del indicador de temperatura ubicado en el compartimento de control, el cual promedia directamente la temperatura de las 12 termocuplas de escape. También se registró la presión de descarga del compresor, medición que se hizo a través del manómetro ubicado en el compartimento de accesorios, en el panel de instrumentos.

5.2.3 Cálculo del rendimiento estimado de las unidades

Para obtener el rendimiento estimados de las unidades, se utiliza el procedimiento descrito en la sección 2.3, del capítulo 2. En donde se corrigen las condiciones ISO, a las condiciones atmosféricas de la Planta, mediante el uso de las curvas características que suministra el fabricante con la documentación de la unidad.

5.2.4 Cálculo del rendimiento actual de las unidades

Para calcular el rendimiento esperado de las unidades según la temperatura de los gases de escape, procedimiento descrito en la sección 2.3.9, se efectúa el cálculo del rendimiento actual de las unidades, con los datos tomados en las pruebas realizadas y mediante las ecuaciones presentadas en el capítulo 2, sección 2.4. Primero se calcula la potencia de salida por medio de la ecuación 2.13, luego se halla la tasa de calor a través de la ecuación 2.14 y finalmente se calcula el rendimiento mediante la ecuación 2.11.

5.2.5 Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación técnica

El análisis de los resultados obtenidos se hizo comparando los valores obtenidos para el rendimiento estimado de las unidades según las condiciones atmosféricas, el rendimiento esperado según la temperatura de los gases de escape y con los valores arrojados por las pruebas de rendimiento. También se tomaron en cuenta aspectos de la inspección visual.

5.3 Evaluación técnica de las unidades

A continuación se procede a realizar la evaluación técnica de las unidades, según la metodología anteriormente descrita.

5.3.1 Inspección visual de la Planta

Al momento de la visita a la Planta, de las ocho unidades turbogeneradoras pertenecientes a ésta, se encontraban en operación cinco de ellas, las cuales eran las unidades N° 8, 9, 10, 12 y 13. A la unidad N° 7 se le estaban realizando labores de mantenimiento mayor (ver fig. 5.1 y 5.2), la unidad N° 11 se encuentra fuera de operación desde hace varios años y ha sido desmantelada paulatinamente, utilizando sus equipos como repuestos para otras unidades, por lo que se encuentra canibalizada y en un avanzado estado de deterioro (ver fig. 5.4). La unidad N° 14 se encuentra fuera de operación desde hace dos años, cuando presentó una explosión en el plenum de escape y para el momento de la visita se encontraba en trámites de licitación su rehabilitación (ver fig. 5.3).

En la inspección realizada a las unidades en operación, se pudo percatar que todas se encuentran en un estado similar. Los intervalos de mantenimiento recomendados para unidades en servicio continuo (un arranque cada 1.000 horas de operación) son: a las 8.000 horas de operación se debe realizar un mantenimiento de la zona de combustión, a las 24.000 horas de operación un mantenimiento de paso de gases calientes y a las 48.000 horas un mantenimiento mayor.



Fig. 5.1 Unidad N° 7 en labores de mantenimiento mayor



Fig. 5.2 Unidad N° 7, casa de filtros en mantenimiento mayor



Fig. 5.3 Unidad N° 14, luego de la explosión del plenum de escape



Fig. 5.4 Unidad N° 11, carcasa posterior del compresor y cestos combustores

En la siguiente tabla se presentan las horas de operación que tienen éstas unidades desde el último mantenimiento realizado:

Unidad No.	Mantenimiento de combustión (8.000 hrs.)	Mantenimiento de paso de gases calientes (24.000hrs.)	Mantenimiento Mayor (48.000 hrs.)	Horas totales de operación
8	10.204	51.643	66.161	126.177
9	9.248	36.728	74.183	123.283
10	7.977	36.589	54.713	94.288
12	9.035	39.867	75.711	134.237
13	15.245	15.245	56.700	105.503

Tabla 5.1 Horas de operación desde el último mantenimiento

Se puede apreciar la falta de mantenimiento que tienen éstas unidades, lo que ha llevado a un estado crítico que se comenta a continuación:

Para el momento de la inspección, éstas unidades presentaban fugas de los gases producto de la combustión en la sección de la turbina (ver fig. 5.5 y 5.6), además de fugas de lubricante en el compartimento de accesorios (ver fig. 5.7). La unidad N° 10 estaba operando con diesel, presentando fugas de combustible, que abarcaban el compartimento de accesorios y los alrededores de la turbina, como se puede observar en la fig. 5.8.

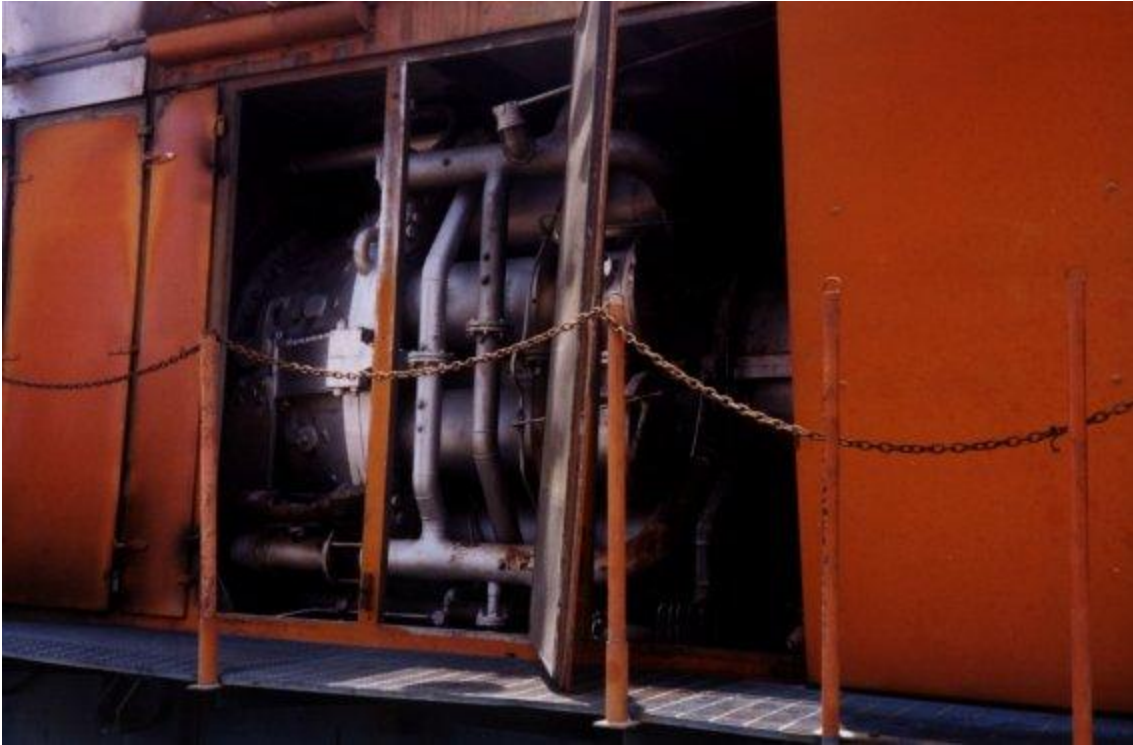


Fig. 5.5 Unidad N° 9 sección de la turbina



Fig. 5.6 Unidad N° 12, sección de la turbina



Fig. 5.7 Unidad N° 12, fuga de lubricante a nivel del compartimento de accesorios



Fig. 5.8 Unidad N° 10, fuga de combustible en el compartimento de accesorios

En lo que concierne a la instrumentación de las unidades, se encontró que en la unidad N° 10, el selector del indicador de las termocuplas no funcionaba apropiadamente, indicando solamente la temperatura promedio de los gases de escape de las doce termocuplas que miden ésta temperatura, en la unidad N° 12 se encontraba dañada la termocupla N° 4 que mide la temperatura en la primera etapa delantera derecha de la turbina y en la unidad N° 13 se encontraban dañadas las termocupla N° 6, 7, 8 y 10. Además se encontró la falta de la bomba de combustible Diesel en las unidades N° 8, 9, 12 y 13, y no se encontraban los manómetros para medir la presión diferencial de los filtros de lubricante, en las unidades N° 9 y 13.

Además se pudo observar en las fotos presentadas la falta de algunas de las puertas de acceso a los distintos compartimentos, así como el mal estado de las caminaderas alrededor de las unidades.

5.3.2 Toma de datos

De las ocho unidades con las que cuenta la Planta, para el momento de las pruebas se encontraban en operación cinco de ellas. A la unidad 7 se le estaban realizando labores de mantenimiento mayor y las unidades 11 y 14 se encuentran fuera de servicio. De las cinco unidades en funcionamiento, solo una de ellas estaba operando con combustible Diesel (Unidad 10), el resto operaban con gas natural. A continuación se presenta una tabla donde se resumen todas las mediciones realizadas, en la primera columna se identifica el número de la unidad, en la columna siguiente se presenta el tiempo promedio que al disco del contador de energía le tomó dar 10 revoluciones (según lo descrito en la sección 5.2.2), luego ésta la lectura de la tensión variable de control (VCE), la temperatura promedio de las doce termocuplas de escape y por último las presión de descarga del compresor.

Unidad N°	Tiempo medio para 10 rev. (seg)	VCE (volts)	Temp. Prom. Escape (°C / °F)	Presión de descarga del compresor (kPa / psi)
Unidad N° 8	157,1	11,2	469 / 876,2	676,7 / 98,15
Unidad N° 9	158,8	10,9	443 / 829,4	657,0 / 95,29
Unidad N° 10*	147,1	12,5	502 / 935,6	686,5 / 99,57
Unidad N° 12	164,6	11,9	451 / 843,8	617,8 / 89, 60
Unidad N° 13	154,7	11,3	484 / 903,2	666,7 / 96,70

* Operando con combustible Diesel

Tabla 5.2 Datos obtenidos en las mediciones

5.3.3 Cálculo del rendimiento estimado de las unidades

El rendimiento de una turbina a gas es afectado por las condiciones atmosféricas del lugar donde se instale, depende de la temperatura ambiente y la presión atmosférica, por lo cual el fabricante incluye en la documentación de la turbina un conjunto de curvas para obtener el rendimiento estimado de la turbina según las condiciones atmosféricas del lugar donde se encuentre. Estas curvas se construyen bajo condiciones ISO, las cuales consisten en una temperatura de entrada al compresor de 15 °C (59 °F) y una presión barométrica de 101,3 kPa (14,7 psia).

Para calcular la potencia de salida en el sitio de una turbina a gas operando a carga base, es necesario corregir las condiciones ISO a las condiciones del sitio de operación. Esto se realiza determinando los factores de corrección por altitud y temperatura para el sitio, los cuales se obtienen de las curvas mencionadas en el capítulo 2.

Las turbinas en estudio están ubicadas en la ciudad de Punto Fijo, en la Península de Paraguaná, en el Estado Falcón, donde las condiciones atmosféricas para el momento de la toma de datos fueron: una temperatura ambiente de 32 °C (89,6 °F), presión atmosférica de 101 kPa (14,65 psia) y una altitud de 10 m sobre el nivel del mar.

Temperatura ambiente	°C / °F	32 / 89,6
Presión atmosférica	KPa / psia	101 / 14,65
Altitud sobre el nivel del mar	m / ft	10 / 32,8

Tabla 5.3 Condiciones atmosféricas para el lugar de operación

5.3.3.1 Cálculo del rendimiento estimado para la unidad modelo MS 5001P

En la siguiente tabla se presenta la potencia estimada de salida, el consumo específico de calor y el consumo de combustible de la turbina a gas modelo MS 5001P en condiciones ISO, tanto para combustible diesel, como para gas natural.

Combustible		Gas natural	Diesel
Potencia estimada de salida	KW	24.000	23.450
Consumo específico de calor (LHV)	BTU/kWh	12.320	12.490
Consumo de combustible	BTU/h	295,6x10 ⁶	292,9x10 ⁶

Tabla 5.4 Características en condiciones ISO para la unidad modelo MS 5001P

El factor de corrección por altitud se obtiene de la ecuación 2.7:

$$FCA = \frac{P_{ATM}}{14.7} = \frac{14.65}{14.7} = 0,9966$$

El factor de corrección por temperatura para la potencia de salida (FCT_{PS}) y el consumo específico de calor (FCT_{CEC}) se obtienen de la figura 5.9 que se encuentra al final de esta sección:

$$FCT_{PS} = 0,87 \text{ (de la figura 4.9 a } 89,6 \text{ °F)}$$

$$FCT_{CEC} = 1,04 \text{ (de la figura 4.9 a } 89,6 \text{ °F)}$$

Mediante la ecuación 2.8 se obtiene la potencia estimada de salida para combustible diesel y gas natural:

$$PS_{\text{sitio (gas)}} = 24.000 \times 0,9966 \times 0,87 = 20.809 \text{ kW}$$

$$PS_{\text{sitio (diesel)}} = 23.450 \times 0,9966 \times 0,87 = 20.332 \text{ kW}$$

El consumo específico de calor estimado en el sitio para combustible diesel y gas natural se calcula a través de la ecuación 2.10:

$$CEC_{\text{sitio (gas)}} = 12.320 \times 1,04 = 12.812,8 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}$$

$$CEC_{\text{sitio (diesel)}} = 12.490 \times 1,04 = 12.989,6 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}$$

La eficiencia térmica para ambos combustibles se obtiene mediante la ecuación 2.11:

$$\eta_{\text{(gas)}} = \frac{3412,7 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}}{12.812,8 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}} \times 100 = 26,64 \%$$

$$\eta_{\text{(diesel)}} = \frac{3412,7 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}}{12.989,6 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}} \times 100 = 26,27 \%$$

La temperatura límite de los gases de escape obtenida de la figura 5.9 y es 495,56 °C (924 °F).

En la siguiente tabla se presenta los resultados obtenidos según las condiciones atmosféricas del lugar:

Combustible		Gas natural	Diesel
Potencia de salida en el sitio	kW	20.809	20.332
Consumo específico de calor en el sitio	BTU/kWh	12.812,8	12.989,6
Eficiencia térmica	%	26,64	26,27
Temperatura límite de los gases de escape	°C / °F	495,56 / 924	495,56 / 924

Tabla 5.5 Características para el sitio de operación de la unidad modelo MS 5001P

5.3.3.2 Cálculo del rendimiento estimado para la unidad modelo MS 7001B

A continuación se presenta la potencia estimada de salida, el consumo específico de calor y el consumo de combustible de la turbina a gas modelo MS 7001B en condiciones ISO, tanto para combustible diesel, como para gas natural.

Combustible		Gas natural	Diesel
Potencia estimada de salida	kW	60.300	59.000
Consumo específico de calor (LHV)	BTU/kWh	10.990	11.120
Consumo de combustible	BTU/h	662,6x10 ⁶	656,0x10 ⁶

Tabla 5.6 Características en condiciones ISO para la unidad modelo MS 7001B

El factor de corrección por altitud se obtiene de la ecuación 2.7:

$$FCA = \frac{P_{ATM}}{14.7} = \frac{14.65}{14.7} = 0,9966$$

El factor de corrección por temperatura para la potencia de salida (FCT_{PS}) y la tasa de calor (FCT_{CEC}) se obtienen de la figura 5.10 que se encuentra al final de esta sección:

$$FCT_{PS} = 0,8825 \text{ (de la figura 4.10 a } 89,6 \text{ } ^\circ\text{F)}$$

$$FCT_{CEC} = 1,05 \text{ (de la figura 4.10 a } 89,6 \text{ } ^\circ\text{F)}$$

Mediante la ecuación 2.8 se obtiene la potencia estimada de salida para combustible diesel y gas natural:

$$PS_{\text{sitio (gas)}} = 60.300 \times 0,9966 \times 0,8825 = 53.034 \text{ kW}$$

$$PS_{\text{sitio (diesel)}} = 59.000 \times 0,9966 \times 0,8825 = 51.891 \text{ kW}$$

El consumo específico de calor estimado en el sitio para combustible diesel y gas natural se calcula a través de la ecuación 2.10:

$$CEC_{\text{sitio (gas)}} = 10.990 \times 1,05 = 11.539,5 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}$$

$$CEC_{\text{sitio (diesel)}} = 11.120 \times 1,05 = 11.676 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}$$

La eficiencia térmica para ambos combustibles se obtiene mediante la ecuación 2.11:

$$\eta_{\text{(gas)}} = \frac{3412,7 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}}{11.539,5 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}} \times 100 = 29,57 \%$$

$$\eta_{\text{(diesel)}} = \frac{3412,7 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}}{11.676 \frac{\text{BTU}}{\text{kWh}}} \times 100 = 29,23 \%$$

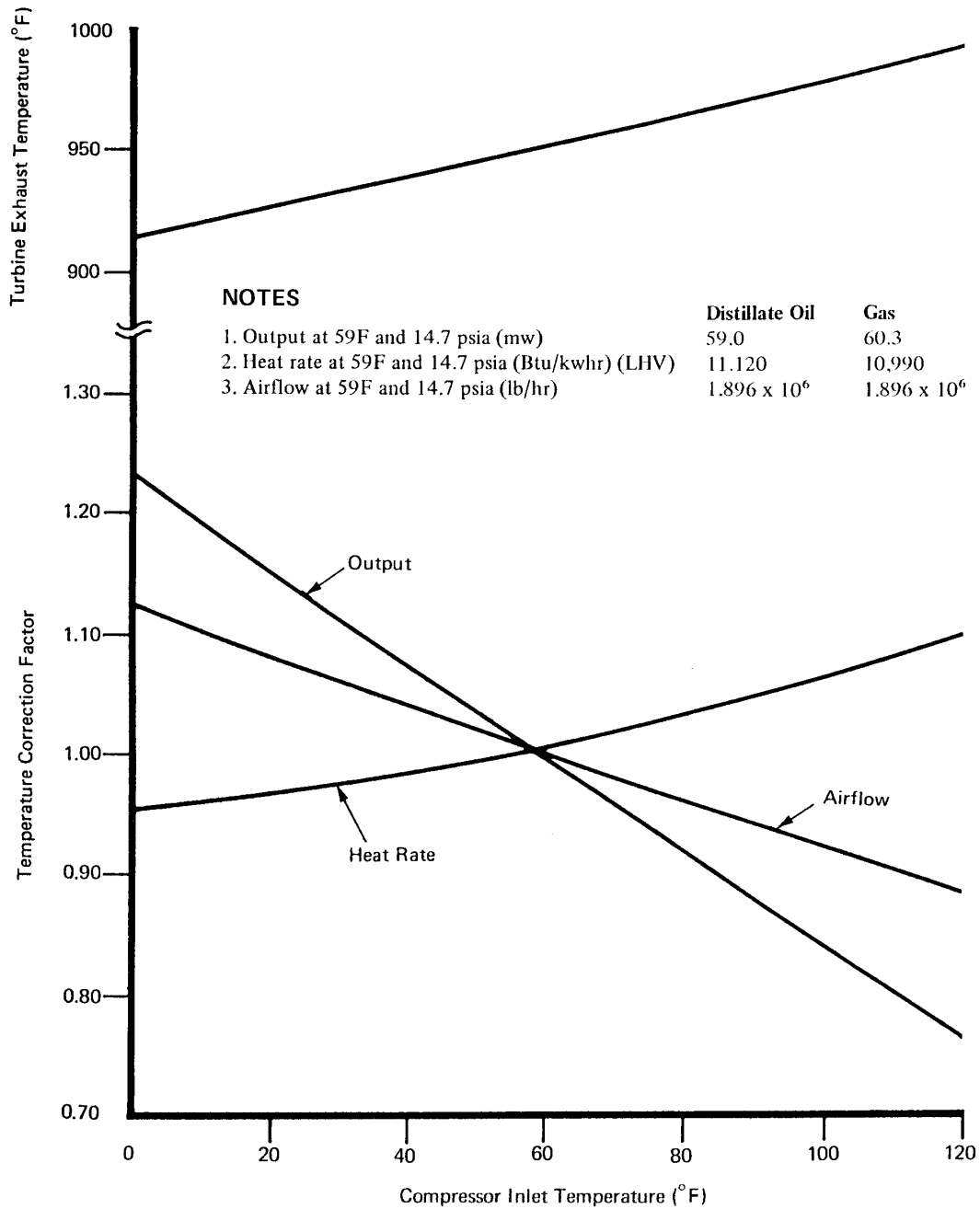


Fig. 5.10 Efecto de la temperatura de entrada al compresor sobre la potencia de salida, flujo de aire, consumo específico de calor y temperatura de escape para una turbina modelo MS 7001B

La temperatura límite de los gases de escape obtenida de la figura 5.10 es 521,67 °C (971 °F). En la siguiente tabla se presenta los resultados obtenidos según las condiciones atmosféricas del lugar:

Combustible		Gas natural	Diesel
Potencia de salida en el sitio	kW	53.034	51.891
Consumo específico de calor en el sitio	BTU/kWh	11.539,5	11.676
Eficiencia térmica	%	29,57	29,23
Temperatura límite de los gases de escape	°C / °F	521,67 / 971	521,67 / 971

Tabla 5.7 Características para el sitio de operación de la unidad modelo MS 7001B

5.3.4 Cálculo del rendimiento actual de las unidades

Primero se va a calcular el rendimiento esperado de las unidades a partir de la temperatura de los gases de escape, la cual se presentó en la tabla 5.2. Conociendo la temperatura de los gases de escape de la turbina, se puede obtener la potencia de salida esperada para ésta condición, así como el consumo específico de calor y la eficiencia, mediante el procedimiento descrito en la sección 2.3.9.

A continuación se presenta un cálculo tipo para la unidad N° 8. La curva característica utilizada para realizar éste cálculo se coloca al final de esta sección (Figura 5.11).

La temperatura promedio de los gases de escape para la unidad N° 8, extraída de la tabla 5.2 es 469 °C (876,2 °F). Con éste valor se entra a la figura 5.11 y se obtiene los siguientes porcentajes:

$$\%PS = 81 \%, \text{ (Con } 876,2 \text{ °F, de la fig. 5.11)}$$

$$\%CC = 83 \%, \text{ (Con } 876,2 \text{ °F, de la fig. 5.11)}$$

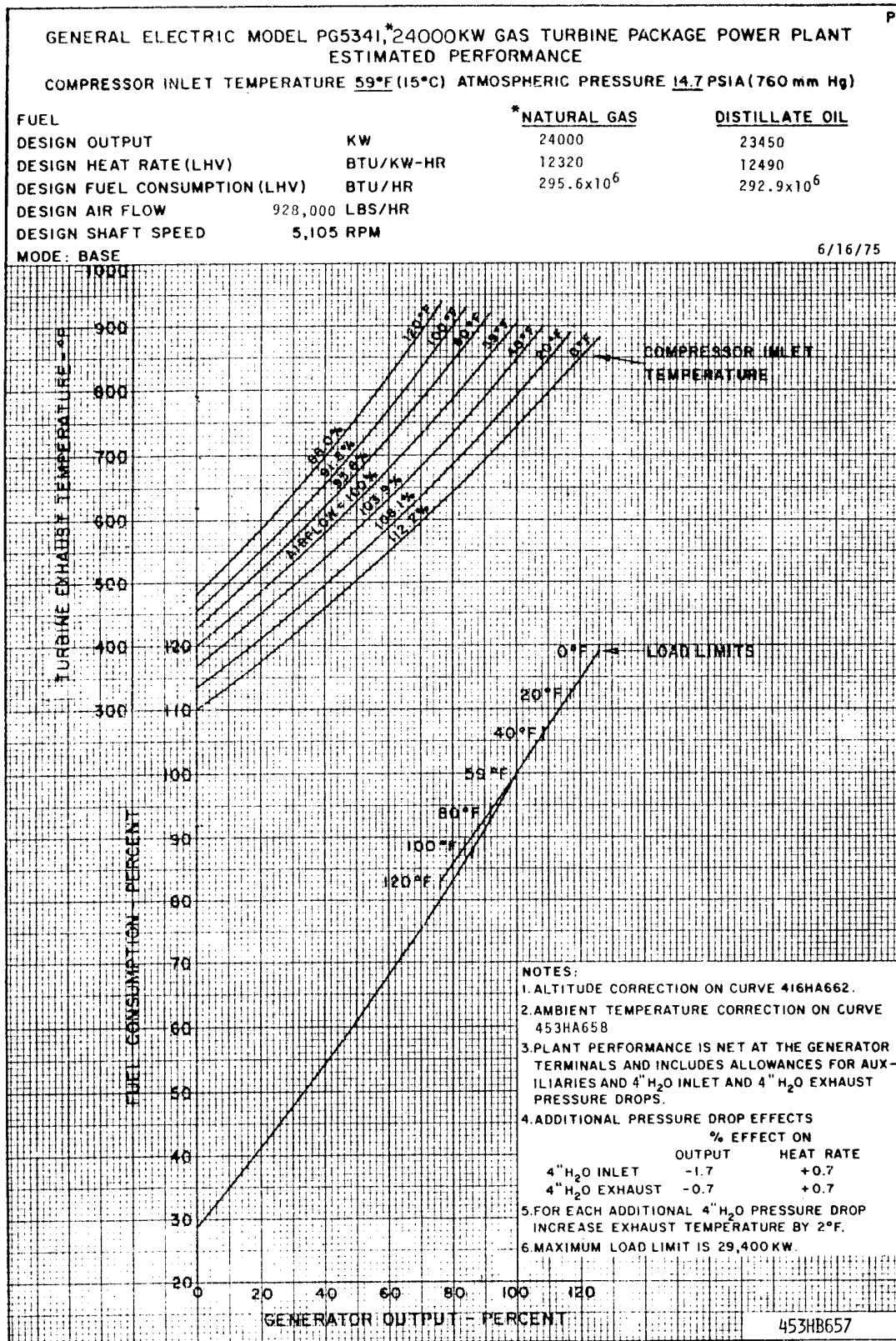


Fig. 5.11 Curva característica de la turbina modelo MS 5001P para rendimiento esperado

Mediante la ecuación 2.12, se obtiene la potencia esperada:

$$PS_{\text{esperada}} = \frac{\%PS}{100} \times PS_{\text{sitio}} = \frac{81}{100} \times 20.809 = 16.855,29 \text{ kW}$$

A través de la ecuación 2.13, se calcula el consumo específico de calor esperado:

$$CEC_{\text{esperado}} = \frac{\%CC}{\%PS} \times CEC_{\text{sitio}} = \frac{83}{81} \times 12.812,8 = 13.129,7 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}}$$

La eficiencia esperada, se obtiene de la ecuación 2.10:

$$\eta = \frac{3.412,7 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}}}{CEC} \times 100 = \frac{3.412,7 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}}}{13.129,7} \times 100 = 25,99 \%$$

La tabla que se presenta a continuación presenta los resultados para las cinco unidades evaluadas:

Unidad N°	%PS (%)	%CC (%)	Potencia de salida esperada (kW)	Consumo específico de calor esperada (Btu / kWh)	Eficiencia esperada (%)
8	81	83	16.855,29	13.129,70	25,99
9	75	78	15.606,75	13.325,21	25,61
10	90	91	18.298,80	13.133,93	25,98
12	78	80	16.231,02	13.141,33	25,96
13	82	86	17.063,38	13.437,81	25,40

Tabla 5.8 Resultados del rendimiento esperado según la temperatura de escape

Ahora se procederá a calcular el rendimiento actual de las unidades, partiendo de las mediciones hechas en las pruebas y que se presentaron en la tabla 5.2. El siguiente es un cálculo tipo para la unidad N° 8, los cálculos para las otras unidades son similares.

La potencia de salida se obtiene a través de la ecuación 2.13, tomando la constante del contador de energía igual a $C_{kWh} = 57.600$ y con $t_{10rev} = 157,1$ seg, según la tabla 5.2:

$$P = \frac{3,6}{t_{10rev}} \times 10 \text{ rev} \times C_{kWh} = \frac{3,6}{157,1} \times 10 \text{ rev} \times 57.600 = 13.199,2 \text{ kW}$$

Para calcular el consumo específico de calor, primero hay que obtener el consumo de combustible. Usando los datos de calibración de la válvula de combustible, que se presentan a continuación:

Gas Natural		Diesel	
VCE (volts)	Consumo de combustible (m^3/h)	VCE (volts)	Consumo de combustible (lpm)
7,3	2390	6,6	120,0
10,7	4780	7,3	128,7
14,4	7410	10,7	170,7
15,1	7960	14,4	216,4
		15,1	225,0

Tabla 5.9 Valores de calibración de la válvula combustible.

Para un valor de VCE = 11,2 volts, leído de la tabla 4.2 para la unidad 8, e interpolando en la tabla 5.9 para gas natural se obtiene que el consumo de combustible (w) es:

$$w = 5135,4 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Los valores aceptados para el poder calorífico bajo (LHV), tanto para el gas natural como para el diesel son:

Combustible	Poder calorífico bajo (LHV)
Gas natural (Btu / ft ³)	1.000
Diesel (Btu / lb)	18.400

Fuente: Cooper Energy Services

Tabla 5.10 Poder calorífico bajo del combustible

El consumo específico de calor se obtiene mediante la ecuación 2.14, multiplicando por un factor de conversión de 35,315 ft³ / m³.

$$CEC = \frac{w}{P} \times LHV = \frac{5.135,5}{13.199,2} \times 1000 \times 35,315 = 13.740,24 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}}$$

La eficiencia se halla a través de la ecuación 2.11, como sigue:

$$\eta = \frac{3.412,7 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}}}{CEC} \times 100 = \frac{3.412,7 \frac{\text{Btu}}{\text{kWh}}}{13.740,24} \times 100 = 24,84 \%$$

La tabla siguiente presenta los resultados obtenidos para todas las unidades:

Unidad N°	Potencia (kW)	Consumo de combustible (m ³ / h)	Consumo específico de calor (Btu/kWh)	Eficiencia (%)
8	13.199,2	5.135,4	13.740,24	24,84
9	13.057,9	4.922,16	13.311,82	25,64
10*	14.096,5	11.572,8**	15.106,03	22,59
12	12.597,8	5.632,97	15.790,57	21,61
13	13.404,0	5206,49	13717,21	24,88

* Unidad N° 10 operando con Diesel

** Consumo de combustible en lb/h (Combustible líquido)

Tabla 5.11 Resultados de los cálculos de rendimiento actual de las unidades

5.3.5 Análisis de los resultados obtenidos en la evaluación técnica

En las tablas 5.5 y 5.7 se observan los resultados obtenidos para el rendimiento según las condiciones atmosféricas del lugar de operación, de las unidades modelo MS 5001P y MS 7001B respectivamente. Los valores presentados en estas tablas, son los máximos que se pueden esperar para éstas unidades según las condiciones del lugar. Las unidades modelo MS 5001P pueden entregar una potencia un poco mayor a 20 MW, dependiendo del combustible, la unidad MS 7001B puede alcanzar los 53 MW operando con gas natural y 51 MW con diesel.

La tabla 5.8 presenta los resultados del rendimiento esperado por las unidades en operación (8, 9, 10, 12 y 13, todas modelo MS 5001P), según la temperatura de los gases de escape. Esta temperatura se obtuvo en las mediciones realizadas a las unidades, es un valor práctico, que con el uso de las curvas características arroja los valores que pueden esperarse obtener de las pruebas de rendimiento, si a las unidades se les han practicado los mantenimientos apropiados y se encuentran funcionando correctamente.

Por último, la tabla 5.11 muestra los resultados de las pruebas de rendimiento realizadas a las unidades en operación. Si se comparan éstos valores con los de la tabla 5.8,

se observa que las unidades están generando menos potencia de la esperada. A continuación se presenta una tabla donde se comparan éstos resultados:

Unidad N°	Potencia esperada (kW)	Potencia generada (kW)	Diferencia (kW)	Rendimiento esperado (%)	Rendimiento obtenido (%)
8	16.855,29	13.199,2	3656,09	25,99	24,84
9	15.606,75	13.057,9	2548,85	25,61	25,64
10	18.298,80	14.096,5	4202,3	25,98	22,59
12	16.231,02	12.597,8	3633,22	25,96	21,61
13	17.063,38	13.404,0	3659,38	25,40	24,88

Tabla 5.12 Comparación entre la potencia esperada y obtenida

En la cuarta columna de la tabla 5.12 se presenta la diferencia entre la potencia esperada y la potencia generada, se puede observar que en promedio es de 3 MW por unidad, si se suman todos los valores de ésta columna, se obtiene que la Planta deja de generar 17.699,84 kW, lo que representa prácticamente la capacidad de una unidad modelo MS 5001P. Además, si se comparan los valores de rendimiento esperado y obtenido, se observa que en promedio éstos últimos están por debajo en 2%. De éstos resultados se puede concluir que se está generando menos potencia de la esperada para las condiciones de operación, y además, con un rendimiento menor al esperado, lo que resulta en una mayor cantidad de combustible para generar menos energía, incrementando los costos del kWh generado.

La razón de ésta deficiencia en la operación de las unidades, es la falta de prácticas de mantenimiento apropiado. Como se observó en la tabla 5.1, a éstas unidades no se les ha realizado los mantenimientos según lo recomendado por el fabricante, en algunos casos las unidades van a duplicar las horas de operación para realizar las labores de mantenimiento. Esto a llevado a una situación de deterioro de las unidades, que conlleva a que las unidades estén operando por debajo de los parámetros esperados, haciendo más costosa la producción de energía y a su vez menos rentable.

Conversando con el personal de la Planta, se llegó a la conclusión de que los planes de mantenimiento no se llevan a cabo por falta de recursos y la baja disponibilidad de la Planta. Las labores de mantenimiento preventivo son costosas y la Planta no dispone de éstos recursos, a la hora de realizar un mantenimiento preventivo se acude a la casa matriz para que ésta evalúe y suministre los recursos necesarios, pero los trámites son engorrosos, se debe pasar por licitaciones y firmas de las personas autorizadas, donde se estancan éstos procesos o a veces se niegan por no conocer la importancia de realizar los mantenimientos preventivos a tiempo. Por éstas razones las labores de mantenimiento que realiza la Planta son labores de mantenimiento correctivo, donde se espera que una parte falle para repararla o cambiarla. Y si esta reparación es muy costosa, entonces la unidad pasa a ser fuente de repuestos para otras unidades, lo que a larga eleva aun más los costos de reparación.

Para el momento de la realización de este trabajo se estaba esperando que comenzaran los trabajos de rehabilitación de la unidad N° 14 (50 MW), y una vez ésta unidad esté operando la Planta tendrá disponibilidad suficiente para realizar las labores de mantenimiento o repotenciación a las unidades N° 8, 9, 10, 12 y 13.

Capítulo 6

Análisis de Fallas

- 4.1 Generalidades.
- 4.2 Fallas presentadas por las Unidades que conforman la Planta Punto Fijo en los dos últimos años (Marzo 1.998 – Marzo 2.000).
- 4.3 Diagnostico de fallas.
 - 4.3.1 Fallas Típicas.
 - 4.3.2 Fallas Atípicas.
- 4.4 Análisis de las fallas.
- 4.5 Rendimiento Actual de las Unidades.

6.1 Generalidades.

En éste Capítulo se realizará un análisis de las fallas presentadas en los dos últimos años por las unidades que conforman la Planta Punto Fijo. Estas serán clasificadas y explicadas brevemente, lo cual permitirá recomendar ciertas acciones a tomar para evitar que vuelvan a presentarse. Posteriormente se tiene un estudio estadístico de la frecuencia con la cual se presentaron y un cuadro comparativo de las horas de trabajo transcurridas desde el último mantenimiento realizado.

6.2 Fallas presentadas por las Unidades que conforman la Planta Punto Fijo en los dos últimos años (Marzo 1.998 – Marzo 2.000).

Se pueden clasificar las fallas que se presentan durante la operación de las unidades como típicas y atípicas; las típicas son aquellas que se presentan frecuentemente y pueden ser de cualquier envergadura, es decir, que su influencia sobre la disponibilidad de la Unidad varía según el tipo de falla, ya que algunas sacarán la unidad de funcionamiento, mientras que otras pueden ser reparadas sin necesidad de detener la misma. Generalmente éstas son conocidas por el fabricante, lo que le permite implementar un sistema de diagnóstico incluido en el sistema de control mediante el uso de lámparas de emergencia, las cuales se encienden al detectar la presencia de una en particular. Para la solución de éste tipo de fallas, se cuenta con una lista de las mismas, que incluyen las posibles causas y las acciones a tomar por parte del operador para poner en funcionamiento la máquina en el menor tiempo posible.

Las fallas atípicas son aquellas que no se presentan frecuentemente, y son motivo de investigación tanto por el fabricante como por los dueños y operadores de las unidades, además, éstas generalmente son graves, es decir, son capaces de sacar la unidad de funcionamiento por un tiempo prolongado, ya que cada una es diferente al ser provocadas por causas distintas, trayendo como consecuencia que la reparación sea específica para cada una. A continuación, en la tabla 6.1, se presenta un resumen de las fallas presentadas por las unidades que conforman la Planta Punto Fijo en los últimos dos años:

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
04/03/98	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
04/03/98	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
04/03/98	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
04/03/98	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
04/03/98	13	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo
06/03/98	9	Falla en posición de la servoválvula de gas	5	Mantenimiento a servoválvula
14/03/98	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	1	Revisión y arranque de nuevo
14/03/98	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	1	Revisión y arranque de nuevo
15/03/98	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	1	Revisión y arranque de nuevo
15/03/98	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
16/03/98	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	1	Revisión y arranque de nuevo
16/03/98	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	5	Calibración de la servoválvula
05/04/98	12	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
05/04/98	13	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Se completó el nivel de agua
05/04/98	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
05/04/98	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
05/04/98	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
05/04/98	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
05/04/98	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
06/04/98	12	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
09/04/98	9	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo
11/04/98	7	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
12/04/98	7	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
21/04/98	12	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
21/04/98	7	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
09/05/98	7	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
09/05/98	12	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
10/05/98	12	Bloqueo del generador	56	Mantenimiento al aislamiento de las barras del generador
12/05/98	7	Alta temperatura de escape	3	Revisión de termocúplas de escape
13/05/98	7	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
15/05/98	7	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
15/05/98	8	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
15/05/98	10	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
15/05/98	12	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
20/05/98	7	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
20/05/98	8	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
20/05/98	9	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
20/05/98	10	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
20/05/98	12	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
21/05/98	8	Baja tensión de corriente continua	4	Se calibró por disparo de baja tensión de corriente continua

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
26/05/98	9	Falla en transformador de potencia	7	Se cambiaron los transformadores de potencia
29/05/98	7	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
08/07/98	7	Alta temperatura de escape	72	Se reparó modulo promediador de temperatura de termocuplas
09/07/98	8	Sobreintensidad fases R y T	1	Fue sincronizado de nuevo
09/07/98	9	Sobreintensidad fases R y T	1	Fue sincronizado de nuevo
09/07/98	10	Sobreintensidad fases R y T	1	Fue sincronizado de nuevo
09/07/98	12	Sobreintensidad fases R y T	1	Fue sincronizado de nuevo
16/07/98	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
02/08/98	7	Alta temperatura de escape	24	Se bloquearon las termocuplas 1 y 5
04/08/98	8	Bloqueo del generador	5	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
04/08/98	9	Bloqueo del generador	5	Revisión y arranque de nuevo
04/08/98	10	Bloqueo del generador	5	Revisión y arranque de nuevo
04/08/98	12	Bloqueo del generador	5	Revisión y arranque de nuevo
04/08/98	13	Bloqueo del generador	5	Revisión y arranque de nuevo
04/08/98	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
10/08/98	8	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
11/08/98	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
11/08/98	8	Alta temperatura de aceite lubricante	5	Se corrigieron fugas de agua
12/08/98	8	Alta temperatura de aceite lubricante	48	Se cambio tarjeta del promediador de termocuplas
15/08/98	7	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
19/08/98	7	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Se completó nivel de agua
31/08/98	10	Alta temperatura de escape	2	Se bloquearon las termocuplas 4, 5, 6, 7, 8 y 12
31/08/98	12	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
01/09/98	9	Bloqueo del generador	1	Revisión y arranque de nuevo
08/09/98	14	Altas vibraciones	17	Se arrancó de nuevo para determinar origen de falla
09/09/98	14	Altas vibraciones	24	Se corrigió fallas en el cableado de los sensores de vibración
09/09/98	10	Falla en la posición de la servoválvula de gas	12	Se hizo mantenimiento a servoválvula
10/09/98	14	Altas vibraciones	144	Se chequeo el balanceo del rotor del generador
10/09/98	7	Sobreintensidad en fase R y T	1	Fue sincronizado de nuevo
10/09/98	8	Sobreintensidad en fase R y T	1	Fue sincronizado de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
10/09/98	9	Sobreintensidad en fase R y T	1	Fue sincronizado de nuevo
10/09/98	10	Sobreintensidad en fase R y T	1	Fue sincronizado de nuevo
10/09/98	12	Sobreintensidad en fase R y T	1	Fue sincronizado de nuevo
10/09/98	10	Falla en la posición de la servoválvula de gas	2	Se cambió servoválvula
11/09/98	10	Alta temperatura de aceite lubricante	264	Se corrigió fuga de agua por manguera de motor de arranque
16/09/98	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
16/09/98	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
16/09/98	9	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo
16/09/98	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
16/09/98	13	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
20/09/98	7	Alta temperatura del aceite lubricante	18	Se reparó el acople del cardán del sistema de enfriamiento
23/09/98	12	Baja presión de aceite lubricante	13	Se completó nivel de aceite
24/09/98	14	Altas vibraciones	264	Se cambió fuente de poder
26/09/98	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
28/09/98	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
01/10/98	7	Alta temperatura de escape	120	Se bloquearon las termocuplas 6 y 9
08/10/98	10	Baja presión de aceite lubricante	15	Se completó nivel de aceite
11/10/98	12	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
13/10/98	7	Alta temperatura del aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
18/10/98	7	Alta temperatura del aceite lubricante	8	Se reparó el acople del cardán del sistema de enfriamiento

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
19/10/98	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	24	Mantenimiento a servoválvulas
20/10/98	12	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
21/10/98	12	Alta temperatura de aceite lubricante	24	Se cambió cardán del ventilador
21/10/98	7	Sin señalización	36	Se cambio fusible de alimentación al solenoide
22/10/98	14	Altas vibraciones	6	Se cambió conector al sensor
23/10/98	7	Falla en la posición de la servoválvula de gas	24	Se hizo mantenimiento a servoválvula
23/10/98	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
28/10/98	12	Alta temperatura de aceite lubricante	2	Se completó el nivel del agua
29/10/98	10	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo
31/10/98	12	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
01/11/98	10	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo
03/11/98	10	Baja presión de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
06/11/98	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
06/11/98	7	Alta temperatura de aceite lubricante	24	Se cambió el cardán del ventilador del sistema de enfriamiento
06/11/98	10	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo
10/11/98	14	Altas vibraciones	72	Se hizo adaptación para sensores de unidades MS-5000
17/11/98	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
17/11/98	7	Alta temperatura de escape	864	Revisión de todo el sistema de medición de temperatura
22/11/98	14	Altas vibraciones	1	Revisión y arranque de nuevo
22/11/98	14	Altas vibraciones	72	Se cambiaron sensores N° 2 y 3

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
30/11/98	14	Altas vibraciones	24	Se reparó el cableado
03/12/98	14	Altas vibraciones	1	Revisión y arranque de nuevo
04/12/98	14	Altas vibraciones	1	Revisión y arranque de nuevo
08/12/98	12	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
08/12/98	8	Sobreintensidad en fase R, S y T	1	Fue sincronizado de nuevo
08/12/98	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	1	Fue sincronizado de nuevo
23/12/98	7	Alta temperatura de escape	24	Se bloquearon termocuplas N° 2 y 3
24/12/98	8	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo
24/12/98	14	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
31/12/98	7	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
31/12/98	8	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
31/12/98	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
31/12/98	10	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
31/12/98	12	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
31/12/98	13	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
31/12/98	14	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
31/12/98	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
31/12/98	12	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
02/01/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
03/01/99	7	Alta temperatura de aceite lubricante	24	Cambio de colmenas del radiador del agua de enfriamiento

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
13/01/99	14	Falla en la alimentación eléctrica	8	Reparación del cableado principal del sistema de control
14/1/99	10	Falla de la posición de la servoválvula de combustible líquido	5	Se cambio la servoválvula
17/01/99	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	5	Se cambio la servoválvula
20/01/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
25/01/99	12	Rupturas de crucetas del cardán del sistema de enfriamiento	72	Cambio y arranque de nuevo
25/01/99	10	Rupturas de crucetas del cardán del sistema de enfriamiento	72	Cambio y arranque de nuevo
25/01/99	12	Fuga de combustible líquido	300	Se realizó mantenimiento general
26/01/99	7	Falla de la posición de la servoválvula de gas	300	Se realizó mantenimiento
27/01/99	10	Cambio de crucetas del cardán del ventilador de enfriamiento	72	Arranque de nuevo
30/01/99	10	Baja presión de combustible líquido	5	Se cambiaron filtros de combustible

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
01/02/99	7	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
02/02/99	8	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
02/02/99	13	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
04/02/99	9	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
07/02/99	8	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
07/02/99	14	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
12/02/99	10	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
15/02/99	13	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
17/02/99	8	Fuga en el sistema de combustible liquido	72	Mantenimiento en el sistema de combustible y en cámaras de combustión
19/02/99	7	Fuga de agua por la bomba	6	Se cambiaron los sellos de la bomba

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
23/02/99	9	Fuga de agua por un radiador	72	Instalación de radiador nuevo
01/03/99	14	Baja presión de aceite lubricante	5	Revisión de la bomba
02/03/99	8	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
07/03/99	10	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
10/03/99	10	Falla sistema de enfriamiento	1	Se completo nivel del agua
10/03/99	12	Alta temperatura de aceite lubricante	12	Revisión del sistema de enfriamiento
11/03/99	12	Falla sistema hidráulico	24	Cambio de la servoválvula de control
11/03/99	7	Alta temperatura de aceite lubricante	5	Mantenimiento de la servoválvula de control
14/03/99	12	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
17/03/99	14	Falla en el sistema de combustible liquido	48	Se reemplazo motor y bomba del fuel-skind

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
20/03/99	7	Problemas motor Diesel de arranque	240	Mantenimiento completo al motor de arranque
24/03/99	13	Bloqueo del Generador	1	Fue sincronizado de nuevo
01/04/99	7	Problemas en la servoválvula para gas	144	Mantenimiento completo de las servoválvulas
05/04/99	12	Falla posición de la servoválvula de gas	1	Revisión y arranque de nuevo
05/04/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
16/04/99	7	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
20/04/99	14	Falla posición de la servoválvula de gas	12	Mantenimiento de las servoválvulas, corrección de fugas y cambio de filtros
23/04/99	14	Baja presión de aceite lubricante	60	Cortocircuito en el embrague de la bomba
24/04/99	12	Falla posición de la servoválvula	6	Mantenimiento de las servoválvulas del speed ratio
27/04/99	14	Baja presión de combustible líquido	12	Cambio de filtros

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
28/04/99	12	Altas vibraciones	120	Revisión del juego axial del Rotor
30/04/99	7	Conato de incendio en los quemadores	348	Limpieza y reposición de piezas necesarias
04/05/99	14	Pérdida de llama	36	Reparación del tubo conductor de gasoil
06/05/99	13	Fuga de aceite hidráulico	6	Corrección de fuga y puesta en servicio
06/05/99	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	6	Revisión y arranque de nuevo
07/05/99	10	Falla en posición de la servoválvula de combustible líquido	12	Mantenimiento de la servoválvula
08/05/99	10	Mantenimiento en el sistema de combustible	336	Sacada de barra por permiso de concesión
11/05/99	14	Altas vibraciones	24	Revisión y arranque de nuevo
12/05/99	7	Módulo promediador de termocúplas dañado	24	Colocación de módulo nuevo
16/05/99	7	Falla en el sistema de control	144	Realización de mantenimiento

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
16/05/99	7	Bomba de gasoil funcionando con recalentamiento	600	Colocación de bomba nueva
25/05/99	14	Fuga en sistema de suministro hidráulico	96	Mantenimiento completo en el sistema hidráulico
01/06/99	14	Explosión del plenum de escape	----	Ocurrida a las 7:00 a.m. durante el arranque de la unidad
04/06/99	12	Alta temperatura de aceite lubricante	1	Revisión y arranque de nuevo
05/06/99	12	Fuga de gases en el sistema de combustión	96	Eliminación de dicha fuga y puesta en funcionamiento
16/06/99	13	Aspa suelta en el ventilador de radiadores	48	Colocación de aspa, chequeo de crucetas y balanceo del cardán
23/06/99	7	Fuga de gas por válvula principal	48	Eliminación de la fuga
23/06/99	7	Problemas de vibración	72	Búsqueda detallada del origen de la vibración y puesta en servicio
26/06/99	7	Problemas en el cojinete N° 1	----	Actualmente en mantenimiento mayor
02/07/99	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
05/07/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
08/07/99	8	Fuga de gas	24	Cambio de la tubería cuerpo-válvula de gas
10/07/99	13	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
14/07/99	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
15/07/99	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
20/07/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
21/07/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
22/07/99	10	Baja presión de combustible líquido	24	Se cambiaron filtros de combustible líquido
23/07/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
24/07/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
29/07/99	13	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
31/07/99	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
02/08/99	8	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
05/08/99	8	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
06/08/99	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
06/08/99	12	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
06/08/99	13	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
10/08/99	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
11/08/99	12	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
12/08/99	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
14/08/99	8	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
14/08/99	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
14/08/99	10	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
14/08/99	12	Sobreintensidad en fase R, S y T	2	Fue sincronizado de nuevo
16/08/99	12	Falla en posición de la servoválvula de gas	1	Revisión y arranque de nuevo
17/08/99	12	Falla en la posición de la servoválvula	5	Se reemplazó servoválvula del Speed Ratio
21/08/99	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	1	Fue sincronizado de nuevo
24/08/99	8	Sobreintensidad en fase R, S y T	1	Fue sincronizado de nuevo
24/08/99	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	1	Fue sincronizado de nuevo
08/09/99	13	Falla el disyuntor del lado del transformador	48	Se reparó y se puso en servicio

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
09/09/99	10	Bloqueo del generador	1	Se sincronizó de nuevo
19/08/99	13	Bloqueo del generador	1	Se sincronizó de nuevo
01/11/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
01/11/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
04/11/99	10	Baja presión de combustible líquido	5	Revisión de filtros de gasoil
07/11/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
09/11/99	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
11/11/99	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
11/11/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
11/11/99	13	Baja presión de aceite lubricante	6	Cambio de filtros

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
13/11/99	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
13/11/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
13/11/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
14/11/99	10	Fuera de barra	4	Se sincronizó y arrancó de nuevo
14/11/99	12	Fuera de barra	4	Se sincronizó y arrancó de nuevo
14/11/99	13	Fuera de barra	4	Se sincronizó y arrancó de nuevo
21/11/99	10	Baja presión de combustible líquido	2	Revisión y arranque de nuevo
22/11/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
23/11/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
30/11/99	9	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
06/12/99	8	Falla en posición de la servoválvula de gas	24	Mantenimiento de la servoválvula, cambio de filtros de aire, filtros de aceite lubricante y banco de baterías
07/12/99	9	Falla en sistema de combustible líquido	24	Cambio del embrague de la bomba de combustible
07/12/99	13	Fuga de agua por la bomba principal	24	Eliminación de fugas en todo el sistema
12/12/99	9	Cableado del sistema de control dañado	72	Reposición de todo el cableado principal del sistema de control
15/12/99	12	Falla en la posición de la servoválvula	1	Revisión y arranque de nuevo
15/12/99	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
25/12/99	10	Fuga de gases por el plenum de escape	48	Revisión y corrección de la fuga
02/01/00	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
02/01/00	10	Problemas en la bomba de agua de enfriamiento	24	Sustitución de la bomba
16/01/00	10	Alta temperatura de escape	12	Revisión del sistema de enfriamiento

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
16/01/00	10	Alta temperatura de aceite lubricante	12	Revisión del sistema de enfriamiento
18/01/00	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión del sistema de enfriamiento
18/01/00	10	Falla en la posición de la servoválvula	12	Reemplazo de la servoválvula de gasoil
31/01/00	13	Baja presión de aceite lubricante	12	Revisión del sistema de enfriamiento
31/01/00	13	Alta temperatura de aceite lubricante	12	Revisión del sistema de enfriamiento
01/02/00	8	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo
01/02/00	9	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo
01/02/00	10	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo
01/02/00	12	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo
04/02/00	9	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
08/02/00	10	Falla en la posición de la servoválvula	5	Se realizó mantenimiento a la servoválvula de combustible líquido
12/02/00	8	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo
12/02/00	9	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo
12/02/00	10	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo
12/02/00	12	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo
12/02/00	13	Falla en el sistema de agua de enfriamiento	96	Revisión de la bomba de agua y del motor diesel de arranque
13/02/00	10	Daños en la colmena del radiador	24	Reposición del radiador
24/02/00	9	Pérdida de llama	3	Revisión de detectores de llama
25/02/00	12	Bloqueo del generador	1	Se sincronizaron de nuevo
25/02/00	13	Bloqueo del generador	4	Se sincronizaron de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
28/02/00	8	Bloqueo del generador	1	Se sincronizaron de nuevo
28/02/00	9	Bloqueo del generador	1	Se sincronizaron de nuevo
03/03/00	9	Avería en el cardan del sistema de enfriamiento	24	Cambio de crucetas y balanceo del cardan
06/03/00	10	Baja presión de combustible líquido	5	Revisión de filtros de gasoil
06/03/00	13	Falla en posición de la servoválvula de gas	1	Revisión y arranque de nuevo
10/03/00	9	Sobreintensidad en fase R, S y T	1	Fue sincronizado de nuevo
10/03/00	10	Sobreintensidad en fase R, S y T	1	Fue sincronizado de nuevo
10/03/00	12	Sobreintensidad en fase R, S y T	1	Fue sincronizado de nuevo
12/03/00	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
12/03/00	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo

**FALLAS PRESENTADAS EN LAS TURBINAS SEGUN LOS REPORTE
DIARIOS DE LOS ULTIMOS DOS AÑOS (MARZO 1.998 – MARZO 2.000)**

Fecha	Unidad	Falla presentada	Horas parada	Observaciones
13/03/00	8	Sin señalización	1	Revisión y arranque de nuevo
13/03/00	9	Salió de barra	1	Se sincronizó de nuevo
13/03/00	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
15/03/00	8	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
17/03/00	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
18/03/00	9	Salió de barra	1	Se sincronizó de nuevo
20/03/00	10	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo
20/03/00	12	Alta temperatura de escape	1	Revisión y arranque de nuevo

6.3 Diagnóstico de Fallas

Un mal funcionamiento de la turbina puede dañar gravemente la máquina si no es descubierto y corregido a tiempo. Por éste motivo es importante que el personal de operación tenga un conocimiento a fondo de los parámetros operativos de las unidades, que permitan tomar acciones correctivas necesarias para un cabal funcionamiento de la unidad, otorgando así la importancia que se merece un diagnóstico sistemático, ya que en definitiva lo que se busca es la eliminación adecuada de perturbaciones para ahorrar tiempo y aumenta la confiabilidad de la Turbina a Gas.

6.3.1 Fallas Típicas

Para las fallas típicas presentadas en las unidades que conforman la Planta se ha preestablecido la tabla 6.2, en la cual se encuentran además de éstas las causas probables de ocurrencia de las mismas y las acciones correctivas a tomar indicadas por el fabricante.

Falla presentada.	Causa probable.	Acciones a tomar.
1 Alta temperatura de escape.	1.1 Alarma de alta temperatura de escape fuera de calibración.	1.1.1 Calibrar según especificaciones de manual de control.
		1.1.2 Revisar todos los componentes de los sistemas de combustible y de combustión.
		1.1.3 Calibrar los termoelementos de disparo con respecto a los termoelementos de control para indicación de aquellos que se encuentren defectuosos.
	1.2 Extensión excesiva de temperatura en la campana de escape.	1.2.1 Controlar la presencia de la llama en todos los dispositivos de combustión. Revisar si las toberas de combustible están obstruidas.

	1.3 Fallo en el sistema de control de temperatura de escape o fallo de un canal del sistema de protección.	1.3.1 Puede obtenerse, a partir de las luces sobre las tarjetas del SPEEDTRONIC, el dispositivo que causó la alarma. La unidad no debería arrancarse hasta que este determinada y corregida la causa de la alarma.
2. Sin Señalización.	2.1 Bombillos y/o relés del sistema SPEEEDTRONIC averiados.	2.1.1 Revisión detallada de luces y relés del sistema de protección del SPEEDTRONIC. De encontrarse alguno defectuoso revisar la posible causa de alarma.
3. Falla en la posición de alguna Servoválvula.	3.1 Perturbación del flujo de combustible.	3.1.1 Luces en la tarjeta de control individual actuarán como guía con respecto a la servoválvula, a la clase de defecto y el sistema afectado.
	3.2 Relé de la servoválvula en cuestión no funciona.	3.2.1 Mantenimiento del relé con respecto a un atascamiento ocasionado por suciedades o rasguños.
		3.2.2 Colocación de un relé nuevo.
4. Alta temperatura de aceite lubricante.	4.1 Alarma de alta temperatura de aceite lubricante fuera de calibración.	4.1.1 Calibrar según especificaciones (véase manual de la máquina)
	4.2 Temperatura del aceite lubricante por encima o por debajo de los límites recomendados.	4.2.1 Baja: Realizar el servicio apropiado a los calentadores del deposito de aceite. El arranque se impide si la temperatura es baja.
		4.2.2 Alta: Revisar el funcionamiento del sistema de refrigeración del agua para el intercambiador de calor, incluyendo la válvula reguladora de temperatura.
5. Bloqueo del generador.	5.1 Voltaje inferior del generador o sobretensión del campo del generador.	5.1.1 Realizar el servicio apropiado del regulador de voltaje.

	<p>5.2 Interruptor del generador disparado fuera de la secuencia.</p>	<p>5.2.1 Revisar los dispositivos del circuito de disparo del interruptor del generador.</p>
	<p>5.3 Campo del generador puesto a tierra.</p>	<p>5.3.1 El funcionamiento del generador con el campo puesto a tierra es posible pero no es recomendable debido a que una segunda puesta a tierra podría ocasionar un daño excesivo en el generador. Utilizar un medidor de aislamiento para determinar la condición.</p>
<p>6. Sobreintensidad en las fases R, S y/o T.</p>	<p>6.1 Voltaje inferior de la barra colectora. Perturbación del circuito.</p>	<p>6.1.1 Controlar los fusibles y cables de la barra colectora.</p>
	<p>6.2 Perturbación del suministro de energía</p>	<p>6.2.1 Controlar los voltajes de la barra colectora, fusibles e interruptores.</p>
	<p>6.3 Perturbación o fallo del transformador.</p>	<p>6.3.1 El problema tendría que ser determinado y corregido antes de efectuar una reenergización.</p>
<p>7. Altas Vibraciones.</p>	<p>7.1 Unidad no esta en el engrane de giro para enfriamiento.</p>	<p>7.1.1 Hacer girar la unidad por manivela durante diez minutos, entonces arrancar de nuevo.</p>
		<p>7.1.2 Revisar si el trinquete hidráulico funciona debidamente. Revisar el detector de vibración con respecto a un servicio continuo y correcto.</p>
<p>8. Baja presión de Aceite lubricante.</p>	<p>8.1 Presión del cabezal de aceite lubricante por debajo de 12 psig.</p>	<p>8.1.1 Chequear posibles fugas. Medir caudal de la bomba principal de aceite lubricante y revisar filtros principales de aceite lubricante.</p>
<p>9. Falla en el sistema de combustible.</p>	<p>9.1 Perturbación en la bomba de combustible líquido o problemas en el suministro de gas.</p>	<p>9.1.1 Luces en la tarjeta de control individual actuaran como guía con respecto a la clase de defecto y el sistema afectado.</p>

	9.2 Falla en la bomba de combustible líquido.	9.2.1 Revisión de la bomba o cambio de la misma de ser necesario.
10. Falla en el sistema de refrigeración.	10.1 Bajo nivel de agua en el depósito.	10.1.1 Reparar posibles fugas (véase esquema de tuberías en el manual). Reponer el nivel de agua.
	10.2 Ruptura de las crucetas del cardán del ventilador del sistema.	10.2.1 Colocación de crucetas nuevas.
11. Falla en el sistema hidráulico.	11.1 Baja presión de abastecimiento de aceite.	11.1.1 Revisar el filtro de alimentación de presión hidráulica y el manómetro de presión diferencial. Regular la válvula o la bomba.
12. Falla en el motor de arranque	12.1 Motor diesel no arranca.	12.1.1 Revisar circuito eléctrico de motor de arranque del diesel. 12.1.2 Revisar el sistema de combustible del motor diesel.
	12.2 Motor de arranque del diesel no funciona.	12.2.1 Reparar o reemplazar.
	12.3 Motor diesel no acelera.	12.3.1 Chequeo del solenoide de acelerador del motor diesel. Revisar dicho circuito eléctrico.

Tabla 6.2. Diagnóstico de fallas típicas con acciones a tomar para unidades MS-5001P y MS-7001B

1.3.1 Fallas Atípicas.

Desplazamiento Axial del Rotor (Unidad N° 11):

Como otros equipos rotativos, las turbinas de combustión están diseñadas para operar soportando cargas axiales, las cuales son producidas al pasar el fluido de trabajo por los álabes del compresor y turbina. Estas cargas son soportadas por el grupo de cojinetes N° 1, que se encuentra ubicado en la parte frontal del rotor de la máquina, conocido como

cojinete activo y esta conformado por tres cojinetes independientes, el cojinete de empuje cargado, el de empuje sin carga y el de apoyo. El grupo de cojinetes N° 2 consiste solo en un cojinete de apoyo.

Estas maquinas, específicamente los modelos MS 5001, durante su operación normal generan cargas axiales sobre los cojinetes de empuje inactivos, para lo cual no estaban diseñados. De allí que estas cargas anormales produzcan temperaturas mayores que las esperadas en los respectivos cojinetes. Tales temperaturas fueron generadas por la fricción a que esta sometido el recubrimiento anti-fricción, conocido como “BABITT”, reduciendo la vida útil del cojinete, provocando falla por fatiga mecánica en un tiempo menor al que fue diseñado.

Al fallar el cojinete de empuje, las fuerzas axiales generadas durante el funcionamiento de la maquina, calculadas en unas 18.000 libras-fuerza, serán capaces de desplazar el rotor de la unidad hacia su parte posterior, ocurriendo un choque entre alabes fijos y móviles de la primera, segunda y ultima etapa del compresor, además de los alabes de segunda etapa de la turbina, que ocasionan daños de importancia al rotor y la destrucción de los sellos del difusor de escape del mismo, dejando a la unidad inutilizada.

Para solventar este problema, la General Electric rediseñó el cojinete de empuje inactivo realizándole algunas modificaciones de importancia como es la construcción de la base del cojinete en Cobre en lugar de acero al carbono a fin de obtener una mejor disipación de calor, además de modificar el pasaje del aceite para permitir una mejor circulación que genere una mayor presión de aceite para contrarrestar las cargas axiales y el cambio de la zapata de apoyo por múltiples zapatas independientes que absorben en mejor forma estas cargas.

En estudios posteriores realizados a maquinas a las cuales se les instaló el cojinete modificado, se pudo observar una disminución en la temperatura de operación y ninguna hasta ahora ha vuelto a presentar la falla en cuestión, aunque la vida útil de la pieza no aumento como se esperaba.

Esta máquina luego de presentar el desplazamiento axial del rotor, ha sido “canibalizada” casi en su totalidad, para mantener las otras unidades de la planta en funcionamiento.

Problema en el Cojinete N° 1 de la Unidad N° 7:

El veintiséis de Junio de mil novecientos noventa y nueve ocurrió el disparo de la Unidad N° 7, encendiendo las alarmas de altas vibraciones en los puntos N° 1 y 2. Al realizar la respectiva inspección se detectó que el problema se generó en el grupo de cojinetes N° 1. Al destapar el grupo, se detectó que la falla ocurrió por falta de lubricación, lo que motivó que la Empresa tomara la decisión de realizarle mantenimiento mayor a la unidad.

Durante la realización del mismo, se detectó que la tubería encargada de suministrar el lubricante al cojinete estaba obstruida y se procedió, pues, a destapar la misma mediante el uso de aire a presión. De esta tubería se extrajeron pedazos de cartón que pertenecían a los filtros de alta presión de aceite, lo cual fue corroborado al realizar el cambio de estos y encontrarlos en muy mal estado, algunos rotos, siendo esta la causa principal de la falla.

Para prevenir este problema se tomaron ciertas medidas en el mantenimiento preventivo al disminuir los tiempos de revisión o cambios de los filtros y la selección de estos al comprarlos de manera que garanticen su calidad y su durabilidad.

Explosión del Plenum de escape de la Unidad N° 14:

El primero de Junio de mil novecientos noventa y nueve, a las 7:39 A.M. estaba en secuencia de encendido la unidad MS7001B, la cual se encontraba en “CRANK”, es decir, girando encendida pero sin generar, en el momento que se produce una explosión en el ducto de escape.

Esta explosión causó daños de distinta índole, provocando la destrucción total de la chimenea y el ducto de salida de gases de la turbina, además de afectar el transformador de Potencia, el interruptor y los seleccionadores de la Unidad, así como techos de las casetas de servicios auxiliares.

Un análisis técnico realizado para la Empresa determinó que el sistema hidráulico de la Unidad presentaba fallas desde Enero de ese año, que era compensado mediante el uso de la bomba auxiliar a este sistema, la cual es accionada por un motor eléctrico. Para evitar el disparo de la maquina por baja presión de aceite, el personal de operación de la Planta efectuó un puente en la tarjeta del sistema de control, para así actuar sobre el servomecanismo de la válvula de combustible directamente y evitar la limitación de entrada del mismo. Bajo estas condiciones ocurrió una falla en el acople de dicha bomba lo cual causó una disminución brusca de la presión de aceite que provocó una acumulación de gas en la cámara de combustión, incrementando la presión y la temperatura de la mezcla aire-combustible, provocando una combustión completa.

Estos gases producto de la combustión al pasar por la turbina y el difusor de escape, llegaron a una velocidad supersónica, ya que los alabes actuaron como una tobera convergente divergente, provocando una onda de ocasionó los daños antes mencionados.

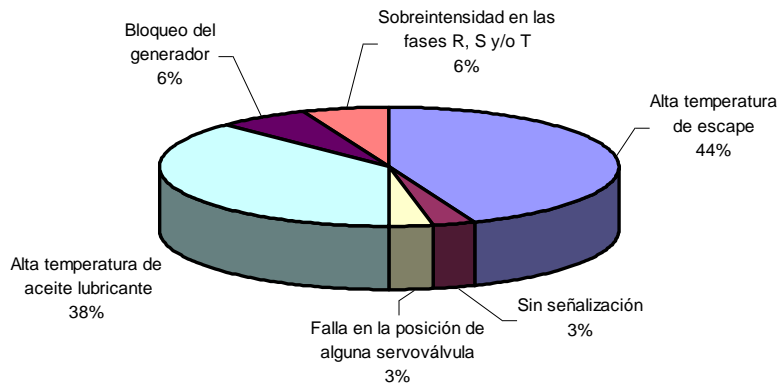
Esta unidad se encuentra para la fecha de realización de este trabajo en periodo de licitación para su reparación, donde se tomaran las medidas pertinentes para evitar que problemas de esta índole puedan repetirse.

1.4 Análisis de las fallas

A continuación, se presenta en forma esquemática las fallas presentadas por cada unidad que conforma la planta en los dos últimos años y un resumen general de las mismas.

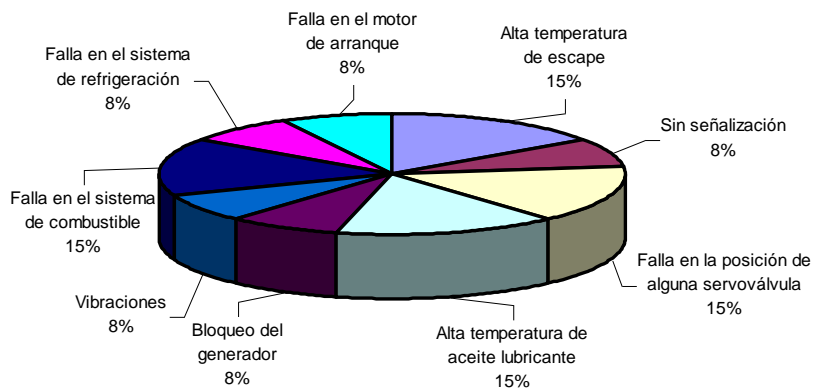
UNIDAD N.º 7

Fallas presentadas por la Unidad N.º 7 en el año 1.998

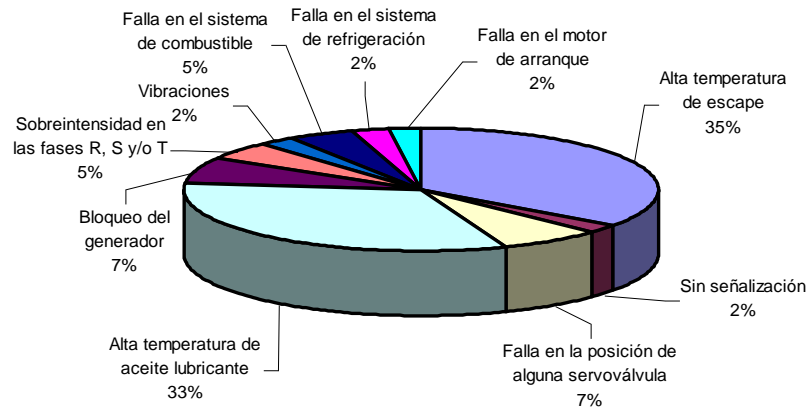


UNIDAD N.º 7

Fallas presentadas por la Unidad N.º 7 en el año 1.999



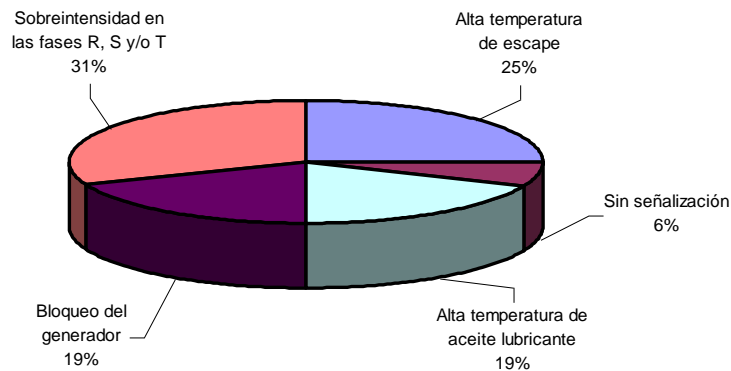
**Fallas presentadas por la Unidad N° 7 en los dos últimos años
(Marzo 1.998 - Marzo 2.000)**



Unidad N° 7: Como se puede observar, las principales fallas presentadas por esta unidad son producto de altas temperaturas, tanto de los gases de escape como del aceite, lo cual es el resultado de un mantenimiento preventivo deficiente, que produjo la falla del cojinete N° 1, la cual inhabilitó la máquina por un período mayor de un año. Actualmente esta unidad se encuentra en mantenimiento mayor.

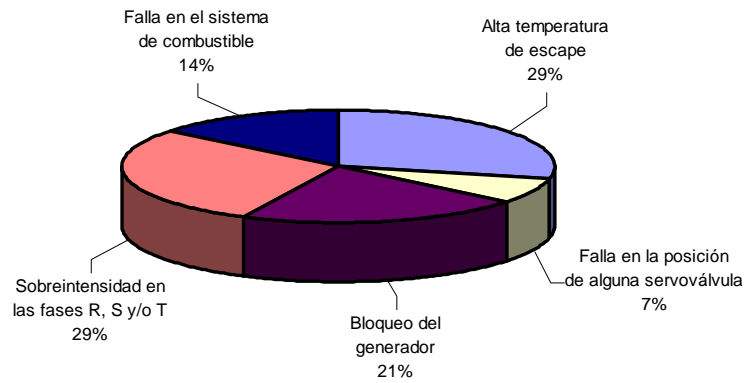
UNIDAD N° 8

Fallas presentadas por la Unidad N° 8 en el año 1.998



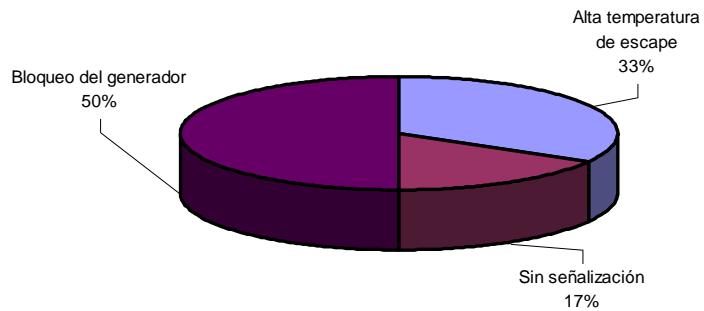
UNIDAD N°. 8

Fallas presentadas por la Unidad N° 8 en el año 1.999

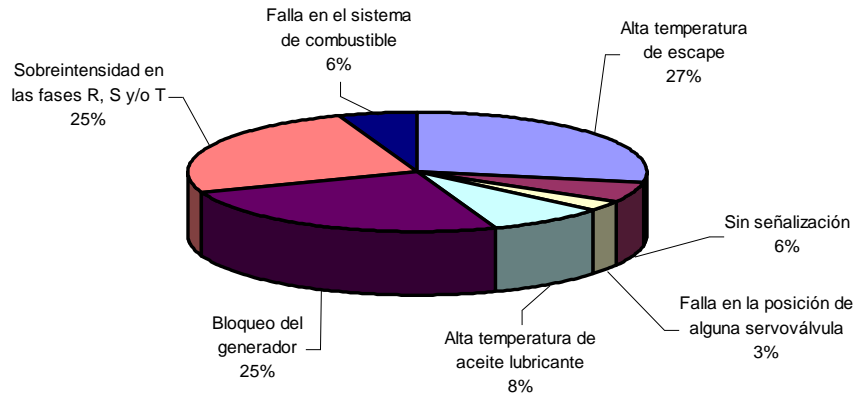


UNIDAD N°. 8

Fallas presentadas por la Unidad N° 8 en el año 2.000



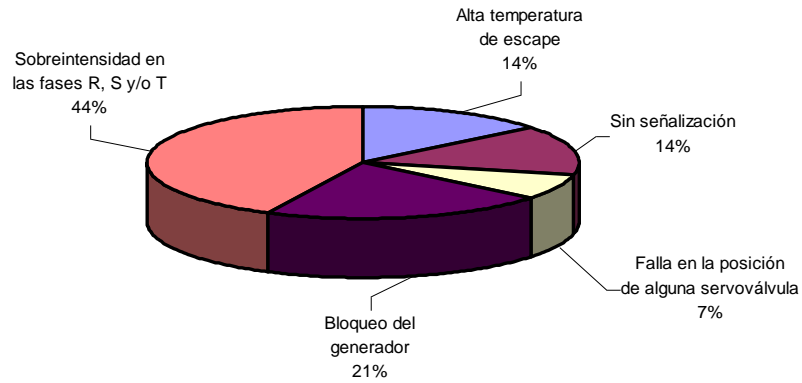
**Fallas presentadas por la Unidad N° 8 en los dos últimos años
(Marzo 1.998 - Marzo 2.000)**



Unidad N° 8. En esta unidad, se aprecia que el 50% de las fallas ocurridas pertenecen a la parte eléctrica de la misma, ya sea en el generador o en el transformador de la máquina, lo cual es consecuencia de una falta de mantenimiento a todo nivel, como lo refleja la cantidad de horas que tiene la unidad acumuladas que sobrepasan las recomendadas por el fabricante, ocasionando un deterioro general y una disminución en la eficiencia de la misma. Cabe destacar que esta unidad sufre de fuga de gases producto de la combustión en el compartimiento de la Turbina. Esta unidad también presenta deterioro en la casa de filtros.

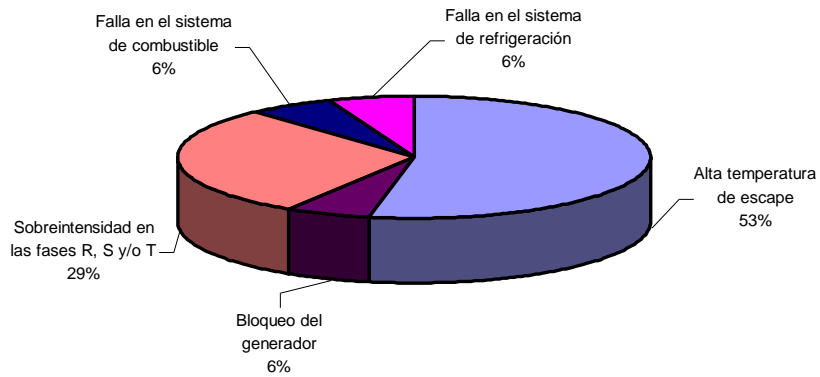
UNIDAD N.º 9

Fallas presentadas por la Unidad N.º 9 en el año 1.998



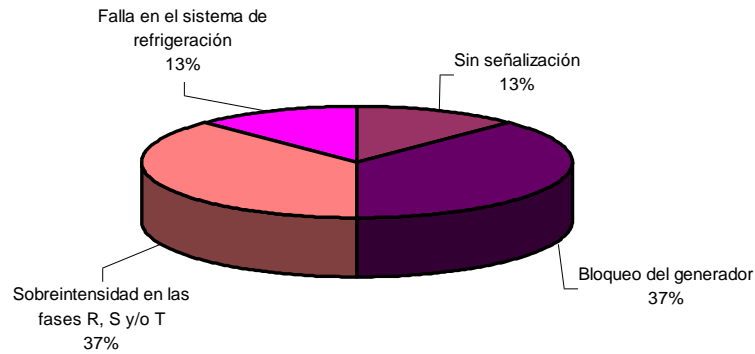
UNIDAD N.º 9

Fallas presentadas por la Unidad N.º 9 en el año 1.999

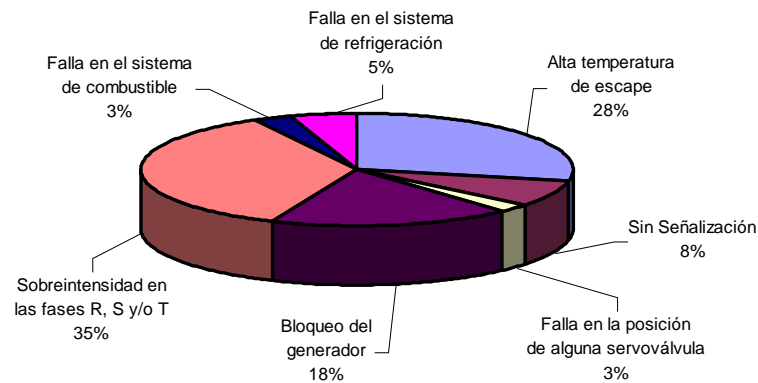


UNIDAD N° 9

Fallas presentadas por la Unidad N° 9 en el año 2.000



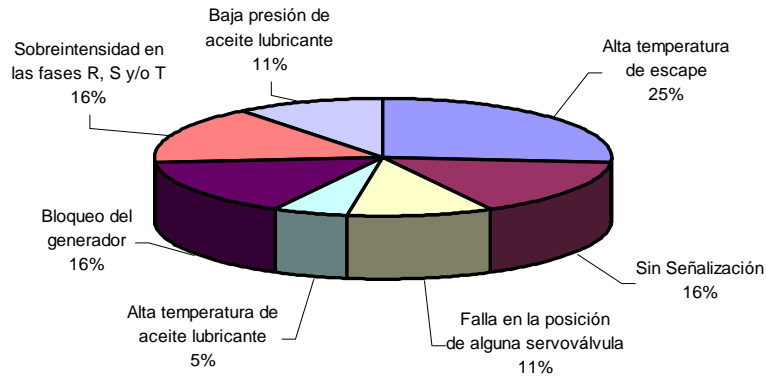
Fallas presentadas por la Unidad N° 9 en los dos últimos años (Marzo 1.998 - Marzo 2.000)



Unidad N° 9. El estado actual de esta máquina se asemeja mucho al de la unidad N° 8, ya que igualmente el 51% de las fallas ocurrieron en la parte eléctrica y todos los tiempos recomendados por el fabricante para los distintos mantenimientos han sido superados extensamente. La casa de filtros de esta unidad se encuentra muy deteriorada, además de no poseer bomba de combustible, lo que limita su funcionamiento únicamente al uso de combustible gaseoso.

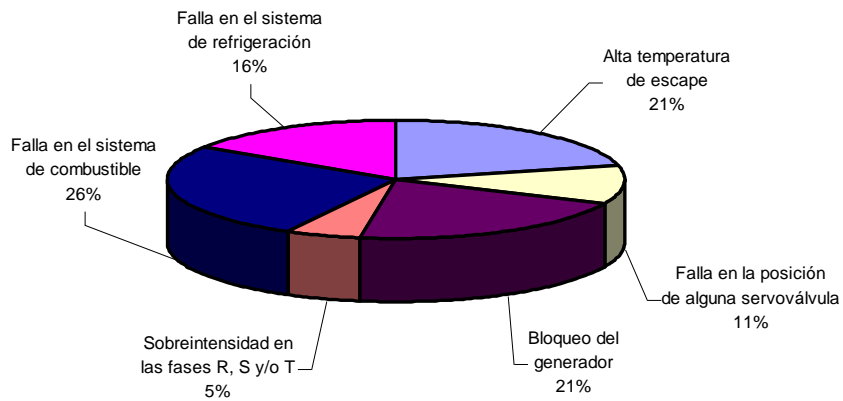
UNIDAD N°. 10

Fallas presentadas por la Unidad N° 10 en el año 1.998



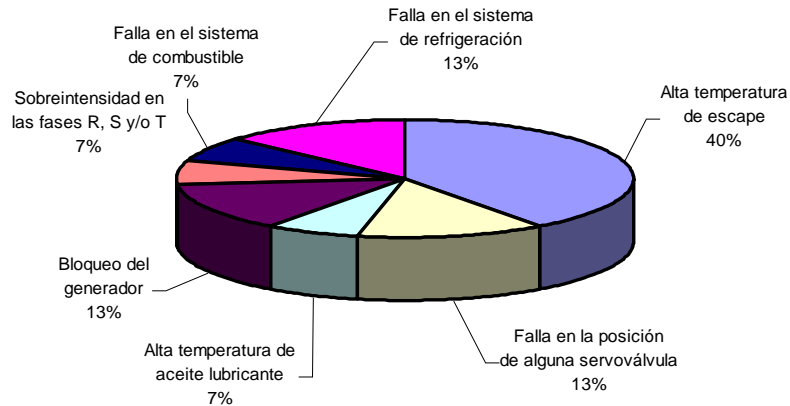
UNIDAD N°. 10

Fallas presentadas por la Unidad N° 10 en el año 1.999



UNIDAD N° 10

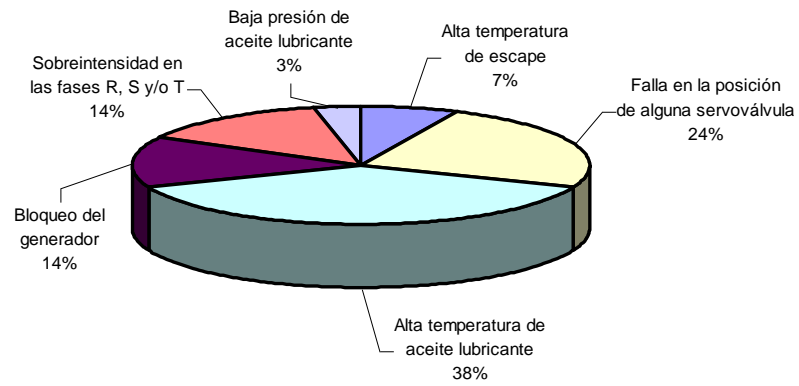
Fallas presentadas por la Unidad N° 10 en el año 2.000



Unidad N° 10. Esta unidad a pesar de ser la que tiene la menor cantidad de horas totales de funcionamiento, también ya excedió los tiempos para mantenimiento y presenta una serie de irregularidades como la falta de todas las puertas del compartimiento de la turbina y algunas del compartimiento de accesorios, lo que conlleva a la inutilización del sistema contra incendios basado en inyección de CO₂ en el compartimiento, además del deterioro de la casa de filtros, de presentar disparos continuos por altas temperaturas de escape y por fallas en las servoválvulas de combustible, que tiene a esta máquina trabajando solo con combustible líquido.

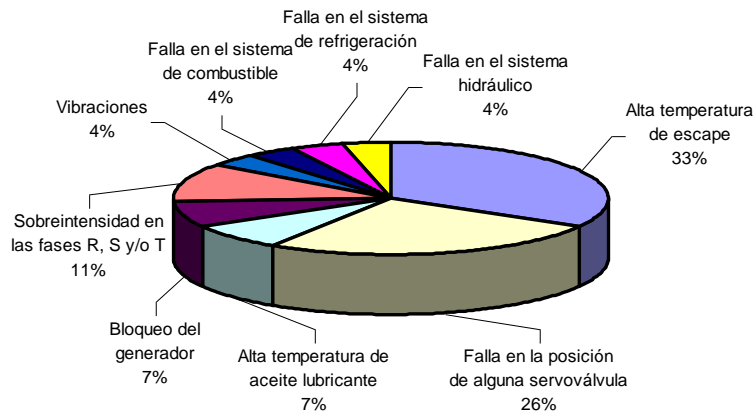
UNIDAD N°. 12

Fallas presentadas por la Unidad N° 12 en el año 1.998



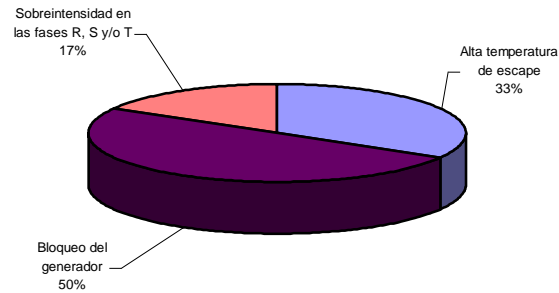
UNIDAD N°. 12

Fallas presentadas por la Unidad N° 12 en el año 1.999

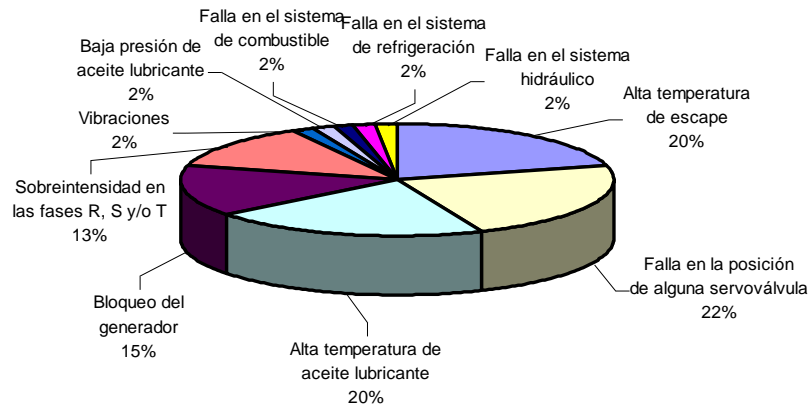


UNIDAD N°. 12

Fallas presentadas por la Unidad N° 12 en el año 2.000



Fallas presentadas por la Unidad N° 12 en los dos últimos años (Marzo 1.998 - Marzo 2.000)

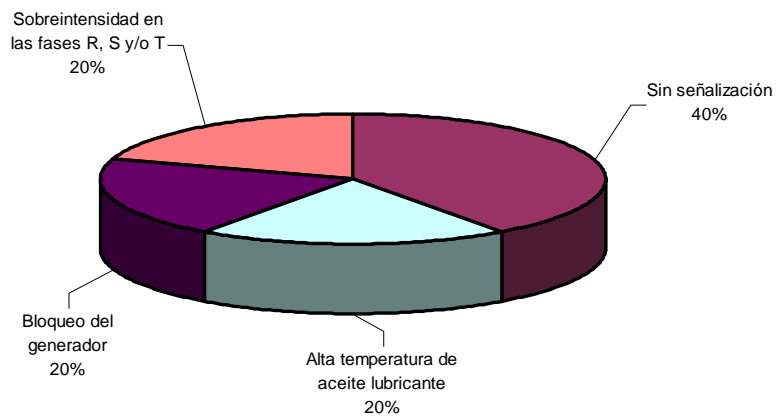


Unidad N° 12. Esta unidad es la que presenta el tiempo de funcionamiento total mayor de la planta, presentando en su mayoría fallas menores, aunque se encuentra en muy mal estado, ya que la casa de filtros esta muy dañada, además de tener una gran fuga de aceite en el compartimiento de accesorios, la falta de las puertas en los compartimientos de turbina y accesorios, así como el sistema de control que no permite tomar lecturas del

funcionamiento de la máquina. Es importante recalcar que la unidad carece de la bomba de combustible líquido, lo que obliga a su utilización solo con Gas Natural.

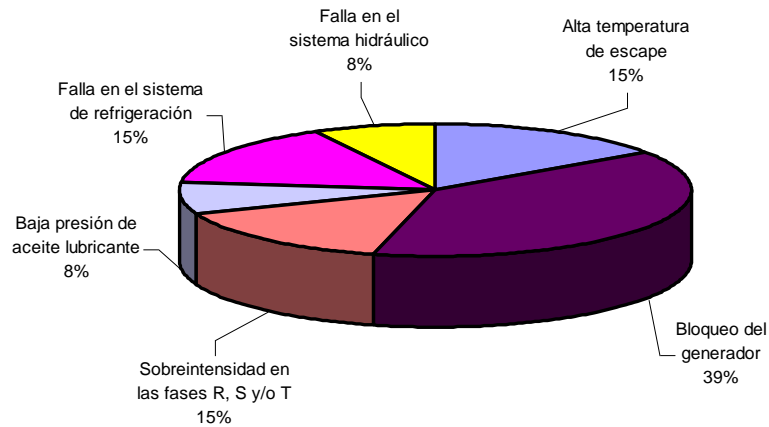
UNIDAD N° 13

Fallas presentadas por al Unidad N° 13 en el año 1.998



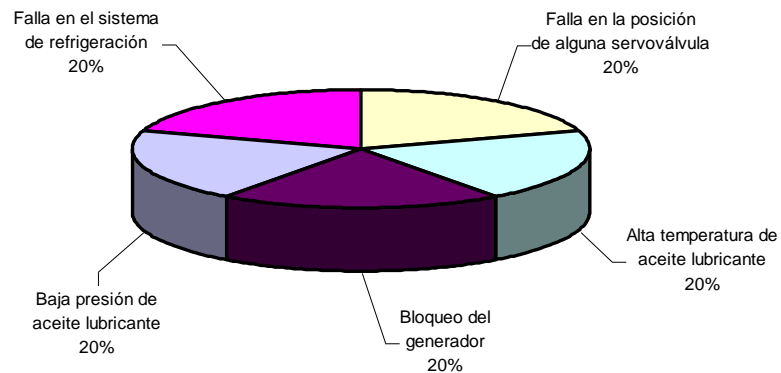
UNIDAD N° 13

Fallas presentadas por la Unidad N° 13 en el año 1.999

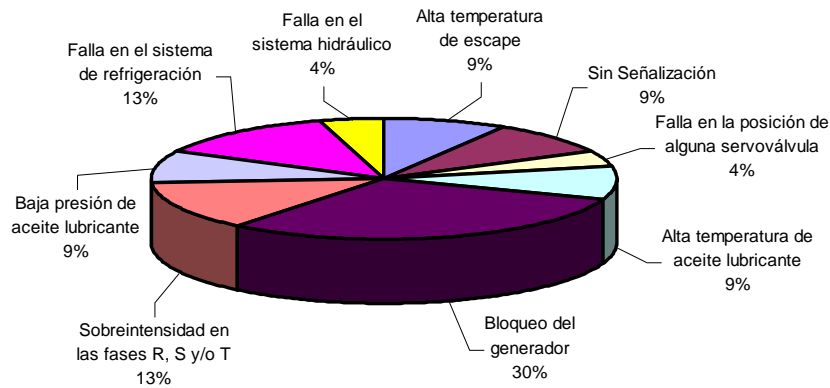


UNIDAD N°. 13

Fallas presentadas por la Unidad N° 13 en el año 2.000



Fallas presentadas por la Unidad N° 13 en los dos últimos años (Marzo 1.998 - Marzo 2.000)

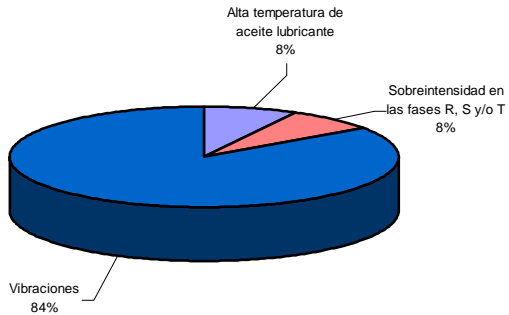


Unidad N° 13. De las unidades que se encuentran operativas, esta es la única que tiene al menos un mantenimiento dentro de los parámetros de tiempo estipulado por el fabricante, específicamente el de paso de gases, y que cuenta con el compresor de aire de atomización, aunque presenta una amplia gama de fallas debido a la falta de mantenimiento

preventivo en el generador, el sistema de control y fugas en el sistema de refrigeración y en el compresor de aire de atomización.

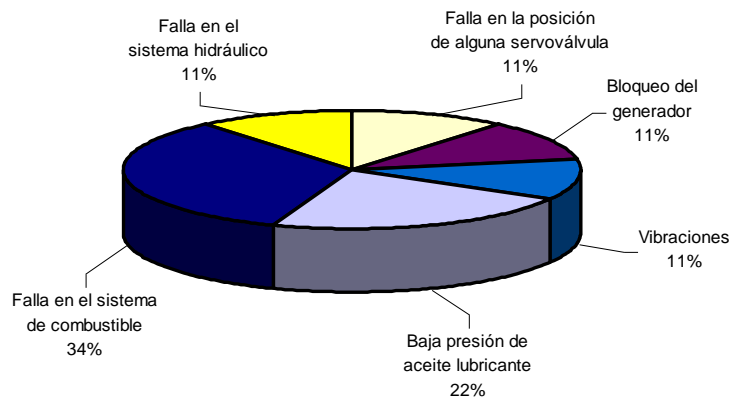
UNIDAD N° 14

Fallas presentadas por la Unidad N° 14 en el año 1.998

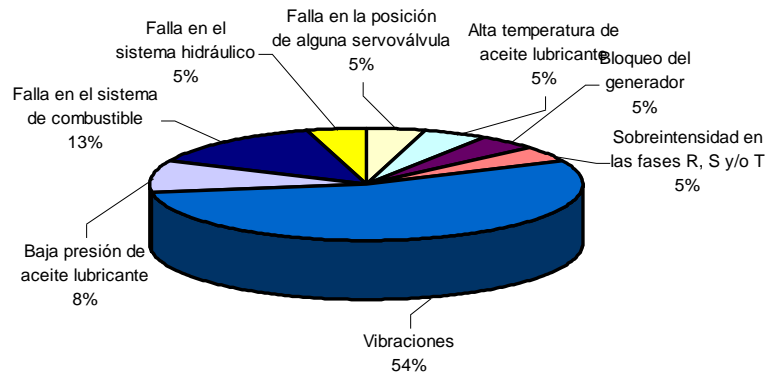


UNIDAD N° 14

Fallas presentadas por la Unidad N° 14 en el año 1.999



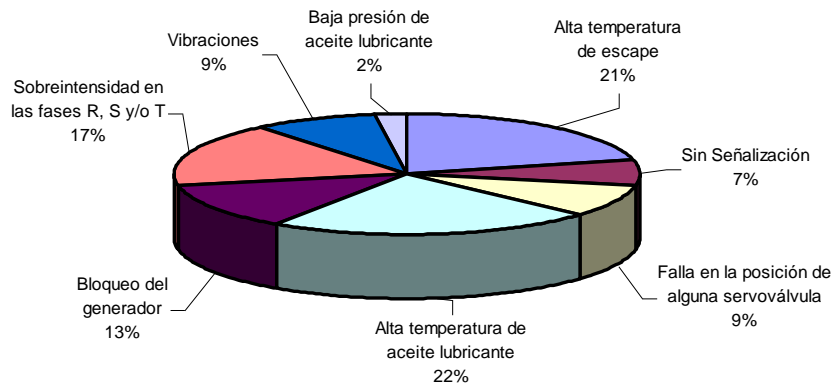
**Fallas presentadas por la Unidad N° 14 en los dos últimos años
(Marzo 1.998 - Marzo 2.000)**



Unidad N° 14. La única unidad MS7001 que tiene la planta, se encuentra actualmente fuera de servicio debido a la explosión del plenum de escape, y esta en proceso de licitación para su reparación y mantenimiento mayor, aunque este fue realizado hace poco tiempo, pero la máquina quedó presentando disparos por altas vibraciones en el rotor compresor-turbina.

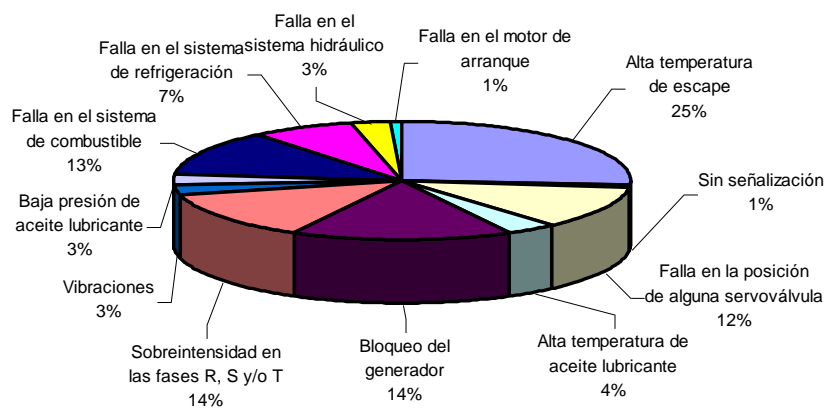
RESUMEN GENERAL

Resumen de fallas presentadas por las unidades de la Planta Punto Fijo durante el año 1.998

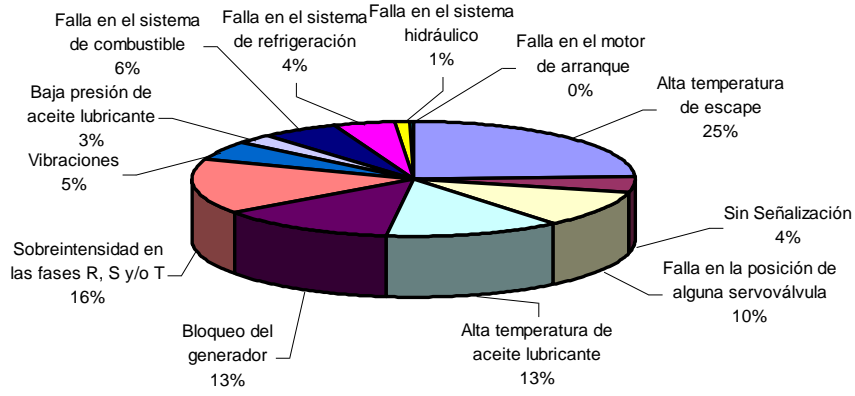


RESUMEN GENERAL

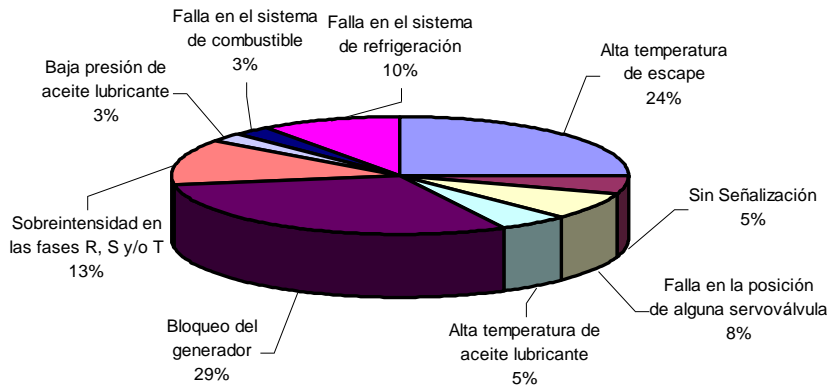
Resumen de fallas presentadas por las unidades de la Planta Punto Fijo durante el año 1.999



Fallas presentadas por las unidades de la Planta Punto Fijo en los dos últimos años (Marzo 1.998 - Marzo 2.000)



Resumen de fallas presentadas por las unidades de la Planta Punto Fijo durante el año 2.000



Como se puede observar, existe una amplia variedad en las fallas presentadas por las unidades turbogas pertenecientes a la planta Punto Fijo, aunque todas guardan en común que una de sus principales causas es la falta de mantenimiento (Tabla 4.3), lo que ha llevado a estas unidades a un alto nivel de deterioro, que amerita tomar decisiones rápidas que permitan brindar un servicio eficiente y competitivo.

Existen varias opciones que permitirían llevar la calidad de servicio a los niveles deseados, como son la venta de estas unidades para comprar maquinas nuevas, la realización de mantenimiento mayor a todas las unidades de la planta, que permitiría la rehabilitación de las mismas, o la repotenciación de las turbinas, que implica el uso de tecnología de ultima generación, que permite aumentar la capacidad de cada unidad. Estas opciones, serán estudiadas posteriormente para brindar las recomendaciones que el caso amerita.

Unidad No.	Mantenimiento sistema de Combustión. (8.000 hrs.)	Mantenimiento paso de Gases. (20.000hrs.)	Mantenimiento Mayor. (40.000 hrs.)	Totales de Funcionamiento.
7	1.628	20.030	20.030	126.593
8	10.204	51.643	66.161	126.177
9	9.248	36.728	74.183	123.283
10	7.977	36.589	54.713	94.288
11	2.837	11.327	11.327	81.480
12	9.035	39.867	75.711	134.237
13	15.245	15.245	56.700	105.503
14	4.756	5.993	29.094	73.339

Tabla 6.3. Horas de trabajo transcurridas desde el ultimo mantenimiento para las unidades que conforman la planta Punto Fijo al 30 / 04 / 2.000

7.1 Generalidades

En este capítulo se va a elaborar un análisis tanto técnico como económico de las opciones que el fabricante General Electric ofrece en materia de turbinas a gas, que permitan aumentar la competitividad de la Planta Punto Fijo. Se calculará el Valor Actual Neto de cada una de las unidades, así como se hará el planteamiento de las posibles combinaciones de equipos en cada una de estas opciones; para luego evaluar los costos del kilovatio hora generado en cada caso.

7.2 Posibilidades para la Actualización Tecnológica

Para lograr la actualización tecnológica de la Planta Punto Fijo se consideran tres posibilidades:

- ◆ Rehabilitación de las unidades.
- ◆ Repotenciación de las unidades.
- ◆ Venta de las unidades existentes para adquirir nuevas turbinas a gas.

Aparte del aspecto tecnológico, se toman en cuenta los costos asociados a las posibilidades antes mencionadas, ya que la inversión a realizar debe justificarse con un aumento en la vida útil, en la capacidad instalada y en la competitividad de la Planta. Los costos presentados en este trabajo son todos aproximados, ya que el fabricante General Electric no proporciona estos valores por considerarlos secretos de importancia para los procesos de licitaciones mediante los cuales se repotencian o adquieren los equipos.

7.3 Calculo del Valor Actual Neto

Para calcular el valor actual neto de cada una de las turbinas a gas de la Planta Punto Fijo, se realizó un cálculo tipo utilizando los datos de la unidad N° 7 y usando las ecuaciones 2.17 y 2.16, donde:

$$CD = \frac{(Co \times AF)}{n} \quad \text{Ec. 2.17}$$

$$CD = \frac{(4.600.00 \times 25)}{25} = \mathbf{4.600.000 \$}$$

$$VAN = CUN - (CD + CR) \quad \text{Ec. 2.16}$$

$$VAN = 14.465.000 - (4.600.000 + 1.500.000) = \mathbf{8.365.000 \$}$$

A continuación en la tabla 7.1, se presenta el valor actual neto de cada unidad, calculado con los valores indicados.

UNIDAD	7	8	9	10	11	12	13	14
Co (MM\$)	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	4.6	6.5
AF(años)	25	24	24	22	22	20	20	20
n (años)	25	25	25	25	25	25	25	30
CD (MM\$)	4.6	4.416	4.416	4.048	4.048	3.68	3.68	4.334
CR (MM\$)	1.5	1.5	1.5	1.5	3.5	1.5	1.5	3.652
CUN (MM\$)	14.465	14.465	14.465	14.465	14.465	14.465	14.465	35.441
VAN (MM\$)	8.365	8.549	8.549	8.917	6.917	9.285	10.165	27.456

Tabla 7.1: Valor actual neto de las unidades que comprenden la Planta Punto Fijo

7.4 Rehabilitación de las Unidades

Los costos de rehabilitación (*CR*) aproximados se encuentran incluidos en la tabla 7.1, de manera independiente para cada unidad. Cabe destacar que la rehabilitación de la planta no aumenta la vida útil del equipo, ni su capacidad instalada. Como la mayoría de las unidades MS-5001P se encuentran en condiciones parecidas, el costo para su rehabilitación se estimó en un tercio (1/3) del valor inicial de la máquina, que es el monto de aplicación

mas frecuente en este tipo de equipos. Para las unidades 11 y 14, además de esta cantidad se incluye el costo aproximado de la reparación de estas máquinas, el cual es de 2.000.000\$ y de 1.485.000 \$ respectivamente.

En resumen, el costo para rehabilitar las unidades que conforman la Planta Punto Fijo, es de 14.651.667 Dólares aproximadamente.

7.5 Repotenciación de las Unidades

Se entiende por repotenciación de las unidades, la colocación de las mejoras tecnológicas que ofrece el fabricante General Electric en las turbinas a gas, distintas para cada modelo. Esta repotenciación incrementa la vida útil de la unidad, según el fabricante en diez años, así como la potencia de salida de la misma con una inversión moderada, la cual incluye la rehabilitación del compartimento de accesorios. La capacidad instalada en unidades MS-5001P aumenta de 20 MW a 22 MW, con una inversión de 1.450.000 Dólares por unidad. Por otra parte, para la unidad MS-7001B, la potencia de salida varía desde 50 MW hasta 60 MW, con una inversión de 2.430.000 Dólares aproximadamente.

Es importante destacar que hasta ahora no se ha incluido el sistema de control SPEEDTRONIC Mark V, que aumenta la inversión por unidad en 263.000 Dólares. Este sistema de control no aumenta la vida útil de la turbina, pero sí su confiabilidad, que permite operarla de forma más exitosa. La inversión se realizaría de la forma siguiente:

Como en la actualidad todas las unidades de la Planta han excedido el tiempo para la realización del mantenimiento mayor, el costo por unidad MS-5001P sería de 1.450.000 \$ con piezas de nueva tecnología, más 263.000 \$ por el sistema de control, que arroja un total de 1.713.000 Dólares por máquina. De forma análoga, para la unidad modelo MS-7001B, la inversión asciende a 2.693.000 Dólares, lo que resulta en un total de 14.684.000 Dólares para repotenciar toda la Planta, incrementando la capacidad instalada desde 190 MW hasta 214 MW, con la misma disponibilidad.

7.6 Venta de las Unidades existentes para adquirir nuevas Turbinas a Gas

La otra posibilidad que se tiene, involucra una inversión mucho mayor, pero a su vez maneja dos nuevas variables: la instalación del mismo número de unidades, que incrementará notablemente la capacidad instalada de la Planta, o la instalación de una capacidad similar, que sacrifica la disponibilidad de ésta.

Si se toma la primera opción, se deben instalar 7 unidades modelo MS-5001PN/T de 26.3 MW, a un valor de 14.465.000 \$ cada una, más una modelo MS-7001EA de 85.4 MW, por un costo de 35.441.000 \$, para lo cual se requiere una inversión de 136.696.000 Dólares. Si se realiza la venta de las unidades existentes en la actualidad, se recaudarían cerca de 88.203.000 \$, de manera que la inversión estaría alrededor de 48.493.000 Dólares, con una capacidad instalada de 269.5 MW.

Si por el contrario la decisión tomada es mantener la capacidad instalada, se instalarían 8 unidades MS5001PN/T que ofrecen 210.4 MW a un precio de 115.720.000 \$, pero si tomamos en cuenta que al vender las unidades existentes se obtienen 88.203.000 \$, la inversión estaría en el orden de 27.517.000 Dólares. Además de esta opción, se puede combinar unidades MS-5001PN/T con máquinas modelo MS-7001EA, reduciendo el número de turbinas instaladas y la disponibilidad de la Planta. De ésta manera existen múltiples combinaciones, como por ejemplo, cuatro máquinas MS5001PN/T y una MS-7001EA que ofrecen una capacidad instalada de 190.6 MW, a un costo de 93.301.000 \$, que al vender los equipos existentes, reduciría la inversión a 5.098.000 Dólares.

7.7 Costo de producción del Kilovatio hora (Kwh) en la actualidad

Para calcular el costo del Kwh es necesario conocer la demanda de energía eléctrica de la Península, la energía generada, la depreciación de los equipos, el consumo de combustible y los costos asociados al pago del personal, mantenimiento y reparaciones menores necesarios para un periodo de un mes.

Demanda de Energía Eléctrica

Según datos suministrados por CADAPE, la demanda de energía eléctrica en la península de Paraguaná es cubierta con la energía generada por la Planta Punto Fijo en conjunto con el sistema interconectado nacional, es decir, que en la actualidad no es posible que la planta satisfaga esta demanda. Una estimación de esta demanda se encuentra en la tabla 7.2.

AÑO	1.999	2.000	2.001
Demanda (MVA).	187.52	195.02	202.82
Demanda (MW).	163.14	169.67	176.45

Tabla 7.2: Estimación de la demanda de la Península de Paraguaná

Energía Generada

Para calcular la energía generada en un mes, CADAPE considera que las cinco unidades en funcionamiento tienen una capacidad efectiva promedio de 13.000 Kw, trabajando 24 horas al día por 30 días, obteniendo:

$$E. G. = N^{\circ} \text{ Unidades} \times \text{Cap. Efec.Prom.} \times 24 \text{ hrs/día} \times 30 \text{ días/mes} \quad \text{Ec. 7.1}$$

$$5 \text{ Unid.} \times 13.000 \text{ Kw/Unid.} \times 24 \text{ hrs/día} \times 30 \text{ días/mes} = \mathbf{46.800.000 \text{ Kwh/mes.}}$$

Si se toma en cuenta las pérdidas estimadas por Transformación (0.5%) y consumo interno (1%), la energía generada en barra lista para su distribución será:

$$E. B. = E. G. \times (1 - 0.005 - 0.01) \quad \text{Ec. 7.2}$$

$$46.800.000 \text{ Kwh/mes} \times (1 - 0.005 - 0.01) = \mathbf{46.098.000 \text{ Kwh/mes.}}$$

Depreciación de los Equipos

La depreciación anual de las unidades se obtiene al dividir el costo inicial del equipo (C_o) entre la vida útil del mismo (n). Estos datos se encuentran en la tabla 7.1. La depreciación mensual de las unidades se obtiene al dividir este valor entre los doce (12) meses del año, de esta manera (Ec. 7.3):

$$D = \frac{C_o(\$)}{25\text{años} \times 12\text{meses}} \quad \text{Ec. 7.3}$$

Para unidades MS-5.001P:

$$D = \frac{4.600.000\$}{25\text{años} \times 12\text{meses}} = \mathbf{15.333,33 \$/mes.}$$

Para unidades MS-7.001B:

$$D = \frac{6.500.000\$}{25\text{años} \times 12\text{meses}} = \mathbf{21.666,66 \$/mes.}$$

Para obtener la depreciación mensual de la planta, en Bolívares, se suma la depreciación de cada unidad y multiplicar por la tasa de cambio actual de 680 Bs./\$, arrojando un valor de **87.720.000 Bs.**

Consumo de Combustible

Como no se dispone del consumo específico del combustible líquido, se asumirá que las unidades trabajan solamente con gas natural, a un precio de 24 Bs/m³, si las unidades consumen un promedio de 0.47 m³/Kwh y la producción mensual es de 46.800.000 Kwh/mes, se tiene (Ec. 7.4):

$$C. C. = 24 \text{ Bs/m}^3 \times 0.47 \text{ m}^3/\text{Kwh} \times E. B. \quad \text{Ec. 7.4}$$

$$24 \text{ Bs/m}^3 \times 0.47 \text{ m}^3/\text{Kwh} \times 46.800.000 \text{ Kwh/mes} = \mathbf{527.904.000 \text{ Bs./mes.}}$$

Costos asociados al personal de la Planta

Los costos asociados al personal de la Planta presupuestados para el año 2.000, se encuentran repartidos en 75.000.000 Bs. para los empleados y 40.000.000 Bs. para los obreros, generando un gasto mensual de **9.583.333 Bs./mes.**

Mantenimiento y Reparaciones Menores

Según el presupuesto de la Planta Punto Fijo para el año 2.000, se tienen 2.300.000.000 Bs. disponibles para cubrir estas necesidades, que al distribuirlos mensualmente da un valor de **191.666.667 Bs./mes.**

Costo Estimado del Kwh

Bajo estas condiciones, el costo del Kwh en barra se obtiene al tener la sumatoria de los gastos y dividir éstos entre la energía en barra:

- ◆ Energía en Barra = **46.098.000 Kwh/mes.**
- ◆ Depreciación de los Equipos = **87.720.000 Bs./mes.**
- ◆ Consumo de Combustible = **527.904.000 Bs./mes.**
- ◆ Costos del Personal de la Planta = **9.583.333 Bs./mes.**
- ◆ Mantenimiento y Reparaciones Menores = **191.666.667 Bs./mes.**

$$\text{Gastos totales} = (87.720.000 + 527.904.000 + 9.583.333 + 191.666.667) \text{ Bs./mes.}$$

$$\text{Gastos totales} = \mathbf{816.874.000 \text{ Bs./mes.}}$$

$$\text{Costo del Kwh} = \frac{816.874.000 \text{ Bs/mes}}{46.098.000 \text{ Kwh/mes}}$$

$$\text{Costo del Kwh} = \mathbf{17.72 \text{ Bs./Kwh.}}$$

7.8 Costo de producción del Kilovatio hora (Kwh) al repotenciar las Unidades

Como se comentó anteriormente, el costo para repotenciar las unidades de la Planta Punto Fijo asciende a 14.684.000 Dólares, que en moneda local, calculado a 680 Bs. por Dólar, establece un resultado de 9.985.120.000 Bolívares, incrementando la capacidad efectiva promedio a 18.000 Kw por unidad para el modelo MS-5001P y a 45.000 Kw para el modelo MS7001B.

CADAFE considera la inversión a realizar como un gasto capitalizable distribuido de forma lineal durante un período de cinco años. Bajo estas condiciones, se realiza el cálculo del costo del Kwh, a partir del año entrante, asumiendo una inflación del 17 %.

Energía Generada

En este caso, utilizando la ecuación 7.1, se suponen en operación las siete unidades MS-5001 con una capacidad efectiva promedio de 18.000 Kw, además de la unidad MS-7001 con capacidad efectiva promedio de 45.000 Kw trabajando 24 horas al día por 30 días.

$$7 \text{ Unid.} \times 18.000 \text{ Kw/Unid.} \times 24 \text{ hrs/día} \times 30 \text{ días/mes} = \mathbf{90.720.000 \text{ Kwh/mes.}}$$

$$1 \text{ Unid.} \times 45.000 \text{ Kw/Unid.} \times 24 \text{ hrs/día} \times 30 \text{ días/mes} = \mathbf{32.400.000 \text{ Kwh/mes.}}$$

$$\mathbf{E. G. = 123.120.000 \text{ Kwh/mes.}}$$

Si se toma en cuenta las pérdidas estimadas por Transformación (0.5%) y consumo interno (1%), la energía generada en barra lista para su distribución según la ecuación 7.2 será:

$$E. B. = 123.120.000 \text{ Kwh/mes} \times (1 - 0.005 - 0.01) = \mathbf{121.273.200 \text{ Kwh/mes.}}$$

Gasto Capitalizable

El gasto capitalizable se obtiene de la ecuación 7.7, si se invierte aproximadamente 9.985.120.000 Bolívares y se piensa recuperar en un período de cinco años, se tiene:

$$G.C. = \frac{\text{Inversión}(Bs)}{5\text{años} \times 12\text{meses}} \quad \text{Ec. 7.5}$$

$$G.C. = \frac{9.985.120.000Bs}{5\text{años} \times 12\text{meses}} = \mathbf{166.418.667 \text{ Bs./mes.}}$$

Depreciación de los Equipos

Se asumirá la depreciación de los equipos igual a la tomada para el cálculo del Kwh en la actualidad, es decir, la depreciación de los equipos será de **87.720.000 Bs./mes.**

Consumo de Combustible

Al igual que en la parte anterior, se asumirá que las unidades trabajan solamente con gas natural, a un precio de 24 Bs/m³, si las unidades repotenciadas consumen un promedio de 0.38 m³/Kwh y la producción mensual es de 123.120.000 Kwh/mes, de la ecuación 7.4 se tiene:

$$C. C. = 24 \text{ Bs/m}^3 \times 0.38 \text{ m}^3/\text{Kwh} \times 123.120.000 \text{ Kwh/mes} = \mathbf{1.122.854.400 \text{ Bs./mes.}}$$

Costos asociados al personal de la Planta

Los costos asociados al personal de la Planta presupuestados para el año 2.001, son calculados con un aumento por inflación del 17 %, generando un gasto mensual de **11.212.500 Bs./mes.**

Mantenimiento y Reparaciones Menores

De forma análoga al cálculo de los costos asociados al personal de la Planta, el gasto generado por mantenimiento y reparaciones menores será de **224.250.000 Bs./mes.**

Costo Estimado del Kwh

De igual forma, el costo del Kwh en barra se obtiene a partir de las ecuaciones 7.5 y 7.6, si:

- ◆ Energía en Barra = **121.273.200 Kwh/mes.**
- ◆ Gasto Capitalizable = **166.418.667 Bs./mes.**
- ◆ Depreciación de los Equipos = **87.720.000 Bs./mes.**
- ◆ Consumo de Combustible = **1.122.854.400 Bs./mes.**
- ◆ Costos del Personal de la Planta = **11.212.500 Bs./mes.**
- ◆ Mantenimiento y Reparaciones Menores = **224.250.000 Bs./mes.**

Gastos totales = **1.612.455.567 Bs./mes.**

$$\text{Costo del Kwh} = \frac{1.612.455.567 \text{ Bs./mes}}{121.273.200 \text{ Kwh/mes}}$$

Costo del Kwh = **13.30 Bs./Kwh.**

7.9 Costo de producción del Kilovatio hora (Kwh) con Unidades Nuevas

Para realizar el cálculo del costo de producción del Kwh, se tomará la posibilidad de compra de 8 unidades MS5001PN/T que ofrecen 26.300 Kw cada una, a un precio total de 115.720.000 \$, pero si tomamos en cuenta que al vender las unidades existentes se obtienen 88.203.000 \$, la inversión estaría en el orden de 27.517.000 Dólares, que al cambio, con una tasa de 680 Bs./\$, resulta en 18.711.560.000 Bolívares.

Se asumirá que esta inversión es un gasto capitalizable distribuido de forma lineal durante un período de cinco años que incrementa la capacidad efectiva promedio de cada unidad a 20.000 Kw. También se supondrá una inflación del 17 % para el año 2.001.

Energía Generada

Al operar las ocho unidades con una capacidad promedio de 20.000 Kw cada una, trabajando 24 horas al día por 30 días, de la ecuación 7.1 se tiene:

$$E. G. = 8 \text{ Unid.} \times 20.000 \text{ Kw/Unid.} \times 24 \text{ hrs/día} \times 30 \text{ días/mes} = \mathbf{115.200.000 \text{ Kwh/mes.}}$$

Al tomar en cuenta las pérdidas estimadas por transformación (0.5%) y consumo interno (1%), la energía generada en barra lista para su distribución según la ecuación 7.2 será:

$$E. B. = 115.200.000 \text{ Kwh/mes} \times (1 - 0.005 - 0.01) = \mathbf{113.472.000 \text{ Kwh/mes.}}$$

Gasto Capitalizable

Si la inversión se realiza de la manera antes descrita, usando la ecuación 7.5, se tiene:

$$G.C. = \frac{18.711.560.000Bs}{5años \times 12meses} = \mathbf{311.859.333,30 \text{ Bs./mes.}}$$

Depreciación de los Equipos

La depreciación mensual de los equipos se calcula utilizando la ecuación 7.3, donde:

$$C_o = 14.465.000 \$ \times 680 \text{ Bs./\$} = 9.836.200.000 \text{ Bs.}$$

$$n = 25 \text{ años.}$$

$$D = \frac{9.836.200.000Bs}{25años \times 12meses} = \mathbf{32.787.333,33 \text{ Bs./mes.}} \quad \text{Ec. 7.3}$$

Para ahora obtener la depreciación mensual de la planta, basta multiplicar este valor por las ocho máquinas, lo cual da como resultado **262.298.666.70 Bs.**

Consumo de Combustible

Como se ha venido realizando, se asumirá que las unidades trabajan solamente con gas natural a un precio de 24 Bs/m³, si las unidades nuevas consumen un promedio de 0.32 m³/Kwh y la producción mensual es de 115.200.000 Kwh/mes, se tiene por la ecuación 7.4:

$$C. C. = 24 \text{ Bs/m}^3 \times 0.32 \text{ m}^3/\text{Kwh} \times 115.200.000 \text{ Kwh/mes} = \mathbf{884.736.000 \text{ Bs./mes.}}$$

Costos asociados al personal de la planta

Al igual que en la parte anterior, los costos asociados al personal de la planta presupuestados para el año 2.001, son calculados con un aumento por inflación del 17 %, generando un gasto mensual de **11.212.500 Bs./mes.**

Mantenimiento y Reparaciones Menores

De igual forma que en la parte pasada, el gasto generado por mantenimiento y reparaciones menores será de **224.250.000 Bs./mes.**

Costo Estimado del Kwh

De esta manera, el costo del Kwh en barra se obtiene a partir de las ecuaciones 7.5 y 7.6, sí:

- ◆ Energía en Barra = **113.472.000 Kwh/mes.**
- ◆ Gasto Capitalizable = **311.859.333,30 Bs./mes.**
- ◆ Depreciación de los Equipos = **262.298.666.70 Bs./mes.**
- ◆ Consumo de Combustible = **1.299.456.000 Bs./mes.**
- ◆ Costos del Personal de la Planta = **11.979.166,25 Bs./mes.**
- ◆ Mantenimiento y Reparaciones Menores = **239.583.333,80 Bs./mes.**

Gastos totales = **2.125.176.500 Bs./mes.**

$$\text{Costo del Kwh} = \frac{2.125.176.500 \text{ Bs/mes}}{113.472.000 \text{ Kwh/mes}}$$

Costo del Kwh = **18.73 Bs./Kwh.**

Un resumen de las posibilidades Tecnológicas, así como de la inversión a realizar y del costo del kilovatio hora, se encuentra en la tabla 7.3.

Posibilidad de actualización tecnológica.	Capacidad de la Planta (MW).	Aumento de la Capacidad (MW).	Costo total (Bs).	Costo del Kwh (Bs/Kwh).
Rehabilitación de las Unidades	190	0	9.963.133.560	17.72
Repotenciación de las Unidades.	214	24	9.985.120.000	13.30
Venta y sustitución de las Unidades.	210.4	20.4	18.711.560.000	18.73

Tabla 7.3: Cuadro comparativo de las posibilidades de actualización tecnológica de la Planta Punto Fijo

CONCLUSIONES

- Todas las unidades que se encuentran en funcionamiento actualmente en la Planta presentan diferencias notables entre la potencia esperada y la potencia generada, al igual que para el rendimiento, ya que estos valores están por debajo de los establecidos por el fabricante.
- Es evidente la falta de mantenimiento a todo nivel en las unidades turbogeneradoras que conforman la Planta, por el hecho de no aplicar las políticas de mantenimiento recomendadas por el fabricante de los equipos, debido a la falta de recursos económicos para costear los mismos.
- La unidad número siete se encuentra en la fase final del mantenimiento mayor, siendo la principal falla presentada en los últimos dos años el disparo por alta temperatura de escape.
- La unidad número ocho es la que se encuentra en mejor estado general, a pesar de haber excedido en casi veinte mil horas el tiempo estipulado para el mantenimiento mayor. No cuenta con la bomba de combustible. Se puede apreciar que el 50% de las fallas ocurridas pertenecen a la parte eléctrica de la misma, ya sea en el generador o en el transformador de la unidad.
- La unidad número nueve presenta fugas de gases producto de la combustión en la sección de la turbina y de lubricante en el compartimento de accesorios, además de tener el sistema contra incendios inutilizado por la falta de compuertas en los distintos compartimentos de la turbina y no posee bomba de combustible líquido ni el manómetro para medir la presión diferencial de los filtros de lubricante. La casa de

filtros se encuentra muy deteriorada y más de la mitad del número de fallas presentadas ocurrieron en el generador o en el transformador de la unidad.

- La unidad número diez solamente funciona con combustible líquido por no tener completo el sistema de inyección de gas natural, presentando fugas de combustible y de lubricante en el compartimento de accesorios y de gases de la combustión en el compartimento de la turbina. Carece de compuertas en distintos compartimentos que inutilizan el sistema contra incendios y su principal falla se debe a disparos por alta temperatura de escape.
- La unidad número once se encuentra en avanzado estado de deterioro, ya que esta “canibalizada”, lo que hace que su recuperación sea muy costosa y requiera mucho tiempo.
- La unidad número doce tiene fugas de aceite lubricante y de gases producto de la combustión, no tiene bomba de combustible líquido y carece de algunas puertas de sus compartimentos. El sistema de control no permite tomar lecturas del funcionamiento de la máquina. Es importante recalcar que la unidad carece de la bomba de combustible líquido, lo que obliga a su utilización solo con Gas Natural.
- La unidad número trece tiene fugas de aceite lubricante y de gases producto de la combustión, además carece de compuertas en distintos compartimentos que inutilizan el sistema contra incendios y del manómetro que mide la presión diferencial de los filtros de lubricante. Su principal falla es el bloqueo de su generador.
- La unidad número catorce tenía poco tiempo funcionando luego de la realización del mantenimiento mayor, cuando ocurrió la explosión del plenum de escape y actualmente está en proceso de licitación su rehabilitación. En el período que estuvo en operación presentaba como principal falla los disparos por altas vibraciones en el rotor compresor-turbina.

- La Rehabilitación de las unidades que conforman la planta no aumenta la vida útil del equipo, ni su capacidad instalada.
- La Repotenciación de las unidades incrementa la vida útil de éstas en diez años, así como la potencia de salida de la misma, la cual aumenta según el modelo de la turbina y los intervalos de tiempo entre mantenimientos en un 50 %. También se reducen en aproximadamente un 30 % los costos asociados a la operación y mantenimiento, debido a que los materiales utilizados permiten el aumento de la vida útil de las partes, logrando todo esto con una inversión moderada.
- La compra de Turbinas nuevas requiere de una fuerte inversión, pero brinda la confiabilidad de estar operando equipos de última tecnología, además de reducir drásticamente los costos por mantenimiento.
- Al considerar todos los aspectos técnicos y económicos de las tres posibilidades planteadas para rehabilitar la Planta, se concluye que la opción más viable es la repotenciación paulatina de las unidades, ya que con una inversión moderada se incrementa la vida útil de las unidades, la capacidad instalada y los intervalos de tiempo entre los mantenimientos, lo cual reduciría también los costos asociados a éstos últimos.

RECOMENDACIONES

- A la hora de la ejecución de los trabajos de repotenciación, se recomienda realizarlos a una turbina a la vez, comenzando con la unidad N° 12, por ser ésta la que tiene mayor cantidad de horas totales de operación y encontrarse con todos los tiempos estipulados para los mantenimientos excedidos. Bajo éste mismo criterio, se debe continuar con las máquinas número 9, 8, 13 y 10 respectivamente. Mención especial requiere el caso de la unidad N° 11, por su avanzado estado de deterioro, ya que el tiempo necesario para la realización del trabajo sería mayor en comparación con las demás máquinas, por tanto, debe ser dejada de última. Como a la unidad N° 7 se le acaba de realizar mantenimiento mayor, se recomienda esperar que cumpla su ciclo para realizar su repotenciación; igualmente para la máquina N° 14, ya que su rehabilitación para la fecha de culminación de este trabajo está por empezar.

- Es recomendable la instalación del sistema de control SPEEDTRONIC Mark V a todas las unidades de la Planta, ya que ésto permitiría tener una mayor confiabilidad en el uso de esta máquinas. Esta labor puede ser realizada a la par de los trabajos de rehabilitación para cada unidad.

- Se deben cumplir al pie de la letra todos los planes de mantenimiento recomendados por el fabricante, para así obtener el rendimiento esperado de los equipos y reducir los costos ocasionados por el mantenimiento correctivo.

- Así como serán repotenciadas las turbinas a gas, para lograr la actualización tecnológica de la Planta, es necesario dotar de equipos nuevos a los talleres de mantenimiento, pues muchos de ellos se encuentran averiados u obsoletos.

- A fin de recaudar fondos que disminuirían la inversión a realizar, se recomienda la venta de las unidades ya desincorporadas, es decir, desde la unidad N° 1 hasta la N° 6 inclusive, ya que ésto permitiría a su vez el uso de la infraestructura civil donde se encuentran con fines productivos (Almacén, oficinas o talleres, entre otros).

- Es necesaria la capacitación del personal que laborará con los equipos repotenciados, ya que ésto permitirá un uso más eficiente de las turbinas y a su vez motivará a éstos a cuidar y mantener en buen estado las máquinas.