



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERIA
MECANICA Y ELECTRICA
UNIDAD ZACATENCO**



**SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E
INVESTIGACIÓN**

**“ANÁLISIS DE LAS DESVIACIONES EN EL
COMPORTAMIENTO TERMODINÁMICO EN LAS
TURBINAS DE VAPOR”**

T E S I S

PARA OBTENER EL GRADO DE

**MAESTRO EN CIENCIAS CON ESPECIALIDAD
EN INGENIERÍA MECÁNICA**

PRESENTA

ING. ARTURO ZARAGOZA GARCIA

DIRECTOR DE TESIS:

DR. MIGUEL TOLEDO VELAZQUEZ

QUERÉTARO, QRO. A 8 DE MAYO DEL 2005.



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL COORDINACIÓN GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 12:00 horas del día 3 del mes de Agosto del 2004 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de la E. S. I. M. E. para examinar la tesis de grado titulada:

"ANÁLISIS DE LAS DESVIACIONES EN EL COMPORTAMIENTO TERMODINAMICO EN LAS TURBINAS DE VAPOR"

Presentada por el alumno:

ZARAGOZA

GARCIA

ARTURO

Apellido paterno

materno

nombre(s)

Con registro:

A	9	4	0	1	8	5
---	---	---	---	---	---	---

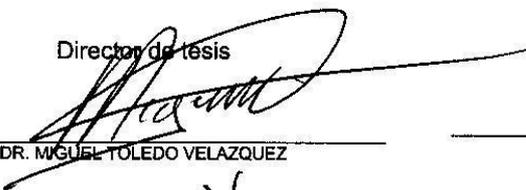
Aspirante al grado de:

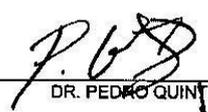
MAESTRO EN CIENCIAS

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

LA COMISIÓN REVISORA

Director de tesis

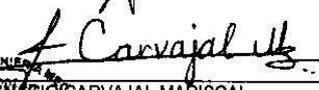

DR. MIGUEL TOLEDO VELAZQUEZ


DR. PEDRO QUINTO DIEZ


DR. FLORENCIO SANCHEZ SILVA


M. EN C. GUILBALDO TEANTINO ESLAVA


DR. GEORGIY POLUPAN


DR. IGNACIO CARVAJAL MARISCAL

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO


DR. FLORENCIO SANCHEZ SILVA


COORDINACIÓN GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
COORDINACIÓN GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACION

CARTA CESION DE DERECHOS

En la Ciudad de México, Distrito Federal, el día 09 del mes de febrero del año 2005, el (la) que suscribe Ing. Arturo Zaragoza García alumno(a) del Programa de Maestría en Ingeniería Mecánica opción Energética con número de registro 940185, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor(a) intelectual del presente Trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Miguel Toledo Velázquez y cede los derechos del trabajo intitulado: Análisis de las Desviaciones en el Comportamiento Termodinámico en las Turbinas de Vapor, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: arturo.zaragoza@ae.ge.com

Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Ing. Arturo Zaragoza García

INDICE

INDICE	i
RELACION DE FIGURAS	vi
RELACION DE TABLAS	vii
NOMENCLATURA	viii
RESUMEN	ix
ABSTRACT	x
INTRODUCCIÓN	xi

CAPÍTULO I

CICLOS TERMODINÁMICOS DE TURBINAS DE VAPOR

1.1 ENTALPIA Y ENTROPIA COMO PROPIEDADES.....	2
DE IMPORTANCIA EN LAS TURBINAS DE VAPOR.	
1.2 CICLOS TERMODINÁMICOS APLICADOS A LA TURBINA DE VAPOR.....	4
1.3 PÉRDIDAS DE ENERGÍA.....	14
1.4 PÉRDIDAS DE ENERGÍA EN LAS TURBINAS.....	19
DE VAPOR Y SU EFICIENCIA.	
1.4.1. PÉRDIDAS INTERNA.....	19
1.4.2. PÉRDIDAS EXTERNAS.....	20
1.4.3. EFICIENCIAS RELACIONADAS CON LA TURBINA.....	20
1.5 DIAGRAMA DE BALANCES TÉRMICOS.....	22
1.6 SELLOS.....	25

CAPÍTULO II

MÉTODOS PARA ANALIZAR EL COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS DE VAPOR.

2.1 PROCEDIMIENTO SIMPLIFICADO PARA LA EVALUACIÓN.....	31
DE LAS TURBINAS DE VAPOR (ASME PTC 6S).	
2.2 MÉTODO COMPLETO PARA LA EVALUACIÓN.....	33
DE TURBINAS DE VAPOR (ASME PTC-6).	
2.2.1. EFICIENCIA Y EFECTIVIDAD EN TURBINAS.....	36
2.3 PROCEDIMIENTO ALTERNATIVO PARA EVALUAR.....	37
TURBINAS DE VAPOR (ASME PTC 6.1).	
2.4 “APÉNDICE A” PARA PRUEBAS DE TURBINAS DE VAPOR	38
(ASME PTC 6A)	
2.5 ARTÍCULOS PUBLICADOS RELACIONADOS A TURBINAS DE VAPOR.....	38

CAPÍTULO III

MONITOREO EN CENTRALES TERMOELÉCTRICAS DEL CICLO TURBINA

3.1. PROGRAMAS DE PRUEBAS.....	43
3.2. PRUEBAS DE EFICIENCIA POR CAÍDA DE ENTALPÍA.....	48
PARA TURBINAS DE ALTA E INTERMEDIA PRESIÓN.	
3.2.1. CAÍDA DE PRESIÓN EN LAS VÁLVULAS DE PARO.....	49
3.2.2. PRESIÓN Y TEMPERATURA DEL RECALENTADO FRÍO.	50
3.2.3. PRESIÓN DEL PRIMER PASO.....	50
3.2.4. CAÍDA DE PRESIÓN EN LA VÁLVULA INTERCEPTORA.....	50
3.2.5. PRESIÓN Y TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CROSS-OVER.....	51
3.2.6. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL RECALENTADOR.....	51

3.2.7. TENDENCIAS DE EFICIENCIA, CAÍDA DE PRESIÓN.....	52
Y CORRECCIONES DE LOS PARÁMETRO DE PRESIONES CLAVES.	
3.2.8. CORRECCIONES DE PRESIONES DE PRUEBA.....	53
A CONDICIONES ESPECÍFICAS.	
3.2.9. EFECTO DE LA PRESIÓN Y TEMPERATURA EN LA.....	56
EFICIENCIA DE LA TURBINA DE ALTA PRESIÓN.	
3.2.10. EFICIENCIA DEL PRIMER PASO.....	56
3.3. FLUJOS OPUESTOS EN TURBINAS -FUGAS INTERNAS-.....	56
3.3.1. LOS MÉTODOS DE G.E. Y BRANDON.....	57
DE MEDICIÓN DE FUGAS INTERNAS.	
3.3.2. MÉTODO DE VARIACIÓN DE TEMPERATURA.....	60
3.3.3. EFICIENCIA DE LA TURBINA DE PI CONTRA.....	62
RANGO DE CARGA.	
3.3.4. APERTURA DE LA VÁLVULA DE ALIVIO DE EMERGENCIA.....	63
3.4. PRUEBA DE EFICIENCIA POR CAÍDA DE ENTALPÍA.....	63
EN LA TURBINA DE BAJA PRESIÓN.	
3.5. PRUEBA DE MÁXIMA CAPACIDAD A VÁLVULAS.....	64
COMPLETAMENTE ABIERTAS.	
3.6. PRUEBAS DE ENTRADA Y SALIDA.....	65
3.7. MÉTODO ALTERNATIVO.....	66

CAPÍTULO IV

INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

4.1 RELACIÓN ENTRE PRESIÓN, TEMPERATURA Y FLUJO.....	67
4.2 PRIMER PASO.....	69
4.3 ÚLTIMO PASO.....	71
4.4. VARIACIÓN DE CONDICIONES DE OPERACIÓN.....	72
4.5 VARIACIÓN EN LA PRESIÓN DE ENTRADA.....	72
4.6 VARIACIÓN EN LA TEMPERATURA DE ENTRADA.....	73
4.7. VARIACIÓN EN LOS CAMBIOS DE LA TEMPERATURA..... DE RECALENTADO CALIENTE.	73
4.8. VARIACIÓN DEL ÁREA DE LA TOREA DEL PRIMER PASO.....	74
4.9. VARIACIÓN EN LA PRESIÓN DE SALIDA DEL PASO.....	74
4.10. USO DE LA RELACIÓN DE TEMPERATURA, PRESIÓN Y FLUJO.....	77
4.11. CONSTRUCCIÓN DE CURVAS CRONOLÓGICAS.....	78
4.12. EFICIENCIA DE ETAPA.....	79
4.13 EFICIENCIA DE LA SECCIÓN DE ALTA PRESIÓN.....	81

CAPÍTULO V

DIAGNÓSTICO DE TURBINAS DE VAPOR (TURBINA ABIERTA)

5.1 CAUSAS DE DETERIORO DE EFICIENCIA DE TURBINAS DE VAPOR.....	83
5.2 EROSIÓN POR PARTÍCULAS SÓLIDAS.....	83
5.3 DEPÓSITOS.....	86
5.4 INCREMENTO EN CLAROS.....	88
5.5 DAÑO POR MATERIAL EXTRAÑO.....	95
5.6 DAÑOS MECÁNICOS.....	95
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	96
REFERENCIAS.....	98

APENDICES

Apéndice A	99
(Programa para el calculote las propiedades termodinámicas para vapor sobrecalentado, líquido comprimido, presión de saturación y temperatura de saturación)	
Apéndice B.....	110
(programación de algunas correcciones que se realizan a la eficiencia de la turbina de vapor de la sección de recalentamiento de acuerdo al procedimiento desarrollado por K. C. Cotton)	
Apéndice C.....	113
(Cálculos de consumo térmico unitario utilizando como referencia el código ASME PTC6)	

RELACION DE FIGURAS

Figura 1.2.1. Ciclo de Carnot.....	5
Figura 1.2.2. Diagrama T-S de agua/vapor.....	6
Figura 1.2.3. Diagrama T-S del ciclo de Carnot, como medio de trabaja agua/vapor.....	7
Figura 1.2.4. Diagrama T-S del ciclo Rankine.....	8
Figura 1.2.5. Diagrama T-S del ciclo Rankine incrementado por la presión inicial.....	9
Figura 1.2.6. Diagrama T-S del ciclo Rankine, incrementado por la presión y temperatura del vapor que entra a la turbina	10
Figura 1.2.7. Diagrama T-S del ciclo Rankine con recalentamiento.....	12
Figura 1.2.8. Diagrama T-S del ciclo Rankine con recalentamiento y ciclo regenerativo...	13
Figura 1.3.1. Diagrama de Sankey.....	15
Figura 1.3.2. Pérdidas por el ciclo natural.....	15
Figura 1.3.3. Pérdidas de turbinas y generador.....	16
Figura 1.3.4. Diagrama de balance termico.....	18
Figura 1.4.1. Gráfica de comparación entre un ciclo teórico..... sin perdidas y un ciclo real con pérdidas.	19
Figura 1.5.1. Carga contra presión de salida.....	23
Figura 1.5.2. Eficiencia de grupos de pasos contra el flujo volumétrico.....	25
Figura 1.6.1. Sistema de sellos de vapor.....	27
Figura 2.1.1. Prueba por caída de entalpía.....	32
Figura 2.2.1. Localización y tipo de medición para la prueba del código ASME PTC 6.... 41	41
Figura 2.3.1. Localización y tipo de medición para la prueba del código alternativo	42
Figura 3.1.1. Diagrama de entradas y salidas en una planta de energía.....	43
Figura 3.2.1. Localización de la instrumentación para el método de eficiencia de caída de entalpía.	49
Figura 3.3.1.1 Sistema de medición para empaques. -Método Brandon-..... 58	58
Figura 3.3.1.2. Gráfica típica de flujo de fugas contra presión anular de la válvula de alivio.	60
Figura 3.3.2.1 Gráfica típica de la eficiencia de turbina de IP contra flujo de fugas.....	61
Figura 3.3.3.1. Gráfica típica de eficiencia de turbina PI contra fugas internas.....	62
Figura 4.1.1. Diagrama típico de un paso de turbina.....	68
Figura 4.2.1. Curva de expansión típica para turbinas de alta presión, a parcial admisión..	70
Figura 4.2.2. Curva de expansión típica para la sección de alta presión.....	70
Figura 4.3.1 Presión contra el Flujo sobre Rangos de Carga.....	71
Figura 5.3.1. Efectos de cambio en el área de la tobera sobre capacidad para turbinas tipo impulso.	87
Figura 5.4.1 Diagrama de construcción de un paso tipo impulso..... 89	89

Figura 5.4.2. Diagrama de construcción de un paso tipo reacción.....	89
Figura 5.4.3. Coeficiente de flujo para empaquetamiento de laberintos.....	93
para uso en la formula de Martin.	

RELACION DE TABLAS

Tabla 1.2.1. Comparativo de eficiencias relacionadas al ciclo Rankine.....	14
Tabla 3.1.1. Puntos de ediciones para el programa de pruebas.....	47
Tabla 4.9.1. Incremento de presión de salida para una turbina de impulso.....	
76	
Tabla 5.4.1. kW perdidos por sellos de cabeza.....	90
Tabla 5.4.2. kW perdidos por sellos de diafragma.....	91

NOMENCLATURA

A	Area	(cm ²)
C	Constante caracteristica del tipo se sellos	()
C _p	Calor específico a presión constante	(kJ/kgK)
C _v	Calor específico a volumen constante	(kJ/kgK)
CTU	Consumo Térmico Unitario	(kj/kWh)
F	Flujo	(ft ³ /min)
g	Aceleración debida a la gravedad	(m/seg ²)
H	Entropía	(kJ/kg)
K	Factor de tipos de sellos	()
LF	Factor de pérdidas	()
N	Numero de paquete estacionario	()
P	Presión	(kpa)
Q	Calor	(kj/kg)
R	Constante universal de los gases	(kj/kgK)
S	Entropía	(kj/kgK)
T	Temperatura	(K)
UE	Energía Usada	(kJ/kg)
v	Volumen Especifico	(cm ³ /g)
W	Trabajo	(kJ/kg)
η	Eficiencia	(%)
ε	Efectividad	(%)

RESUMEN

Este proyecto de tesis se enfoca al estudio de las turbinas de vapor cuando se encuentran en operación y cuando salen a un mantenimiento mayor, con lo cual se puede analizar la causas que afectan la eficiencia de las turbinas, que se pueden clasificar en dos: causas internas y causas externas. Con esto se analizan el origen de estas desviaciones para corregirlos, y mantener un buen comportamiento termodinámico de las turbinas.

También se analizan los puntos más importante para lograr un buen monitoreo en la turbina de vapor y contar con todas las armas disponibles para mantener una alta eficiencia térmica en la turbina, que se refleja en la disminución del consumo de combustible y buena operación de las turbinas.

Estas causas de ineficiencia se traducen también en pérdida de potencia eléctrica y empeoramiento del régimen térmico, con el objetivo de tener varios indicadores para tomar las mejores decisiones.

Es importante mantener en buenas condiciones termodinámicas las turbinas y también es importante saber cuando es el momento óptimo para sacar a mantenimiento una unidad, para evitar darle mantenimiento a las unidades cuando no lo necesitan.

Las metodologías mostradas en este trabajo se han aplicado en varias centrales termoeléctricas del país con gran beneficio para las plantas, ya que muestra las pérdidas de energía que se tienen aplicando las normas del ASME; así como también se calculan las pérdidas de potencia por rugosidad, incremento de claros, erosión, etc.

ABSTRACT

This thesis Project focuses to the study of the steam turbines when they are in operation and when they leave to a greater maintenance, with which it can be analyzed causes that affect the efficiency of the turbines, that can be classified in two: internal causes and external causes. With this they analyze the origin of these deviations to correct them, and to maintain thermodynamic good behavior of the turbines.

Also the points are analyzed most important to obtain a good tracking in the steam turbine and to count on all the arms available to maintain a high thermal efficiency in the turbine, that is reflected in the diminution of the consumption of fuel and good operation of the turbines.

These causes of inefficiency are also translated in lost of electrical power and worsening of the thermal regime, with the objective to have several indicators to make the best decisions. It is important to maintain in good thermodynamics conditions the turbines and also it is important to know how when it is optimal moment to remove to maintenance a unit, to avoid giving maintenance to the units when they do not need it.

The methodologies shown in this work have been applied in several thermoelectrically power stations of the country with great benefit for the plants, since it shows the lost ones of energy that are had applying the norms of the ASME; as well as the lost power by rugosity, increase of clear, erosion, etc.

INTRODUCCIÓN

La energía eléctrica es indispensable para la vida diaria por el gran avance tecnológico que tiene la vida actual, por esto es de vital importancia las plantas generadoras de energía, que pueden ser hidroeléctricas, termoeléctricas, geotérmicas, núcleoeléctricas, eólicas y de ciclo combinado; cada una de ellas tiene como base para la generación de energía “las turbinas”; estas se dividen en turbinas de vapor y turbinas de gas.

La función de las turbinas en la generación de energía, radica en la conversión de la energía térmica de un fluido, que puede ser de naturaleza gaseosa o líquida, en energía mecánica que se transmite mediante un eje al generador de energía.

Dada la importancia que tienen las turbinas de vapor en una planta generadora de energía, han sido motivo de innumerables estudios, tanto para mejorar su eficiencia, como también para mantenerlas en el mejor nivel de funcionamiento.

Uno de los problemas más comunes que se presentan en el proceso de generación de energía es evaluar las turbinas de vapor para conocer su eficiencia; este tema ha sido motivo de muchos estudios por varios especialistas [1][2][3] y también por ASME ya que tiene normas aplicables a este tema [4][5].

El desarrollo de nuevas técnicas de mantenimiento de las plantas de energía, ya sean predictivas, preventivas o correctivas, tiene como objetivo reducir el consumo adicional de recursos energéticos de las plantas por medio de la corrección del mal funcionamiento, y además, prolongar la vida útil de los equipos. En este sentido, se considera viable en muchos de los casos mantener una monitorización continua de determinados equipos en planta (caldera,

turbina, condensador, etc.), dicha monitorización tiene como objetivo detectar los deterioros en el comportamiento del equipo y en muchos de los casos permite emprender acciones correctivas antes de que el deterioro sea mayor.

El objetivo de este trabajo consiste en presentar un criterio de evaluación y diagnóstico de las turbinas de vapor para detectar sus posibles fallas que aparecen durante su operación, el control y la vida de las turbinas. Para desarrollar esta metodología se debe saber con precisión los datos de diseño de las turbinas, los modos de operación, y los parámetros de control, y las condiciones actuales de operación.

Esto implica tener en cuenta el proceso de degradación físico y químico de los materiales del equipo, así como la incorrecta operación de la planta, como posibles causas de la desviación del funcionamiento respecto a las condiciones de diseño que proporciona el fabricante.

En el capítulo I, se describe los conceptos teóricos necesarios que aplican a las centrales termoeléctricas.

Es importante conocer todas las normas y trabajos que aplican para evaluar y analizar las turbinas de vapor, esto se analiza en el capítulo II.

El capítulo III, se enfoca a mostrar los puntos claves y las pruebas que aplican para la monitorización de una turbina.

El monitorear una turbina no asegura éxito de un buen comportamiento de la turbina, por lo cual es de mucha importancia saber interpretar los resultados, por lo cual el capítulo IV se enfoca entender las variaciones de los resultados.

En el capítulo V, se muestra una metodología de diagnóstico de turbinas cuando se encuentran en un mantenimiento mayor (turbina abierta).

CAPITULO I

CICLOS TERMODINÁMICOS DE TURBINAS DE VAPOR

En este capítulo se proporcionan los conceptos básicos para aplicar y entender las diferentes metodologías que se describirán en el transcurso de esta tesis..

Las turbinas de vapor y gas, se pueden clasificar de varias formas. La primera es de acuerdo a la dirección general del flujo de fluido de trabajo a través de la máquina, es decir, en *flujo radial* y *flujo axial*. Hoy en día la mayor parte de las *turbinas* aplicadas a la generación eléctrica están diseñadas para flujo axial del vapor o gas (no así los compresores).

Las turbinas de vapor y gas, a pesar de usar fluidos de trabajo muy diferentes, tienen muchos puntos comunes de diseño, construcción y operación. Las mayores diferencias están en las presiones y temperaturas de trabajo de estas máquinas. Para turbinas a vapor, la temperatura máxima está hoy limitada a unos 540 a 600°C. En las turbinas de gas en cambio, la temperatura de ingreso de los gases a la turbina es de unos 1000°C para las de uso industrial y hasta unos 1300°C para turbinas a gas de uso aeronáutico y alto performance. Las presiones máximas son de unos 35 MPa para turbinas a vapor (350 bar), y entre 4 y 2 MPa para turbinas a gas. El tener altas presiones de admisión requiere una construcción robusta para las turbinas de vapor, en cambio las turbinas de gas son de construcción más liviana.

El tema de estudio de este trabajo son las turbinas de vapor; para esto se requiere conocer las diferentes transformaciones de la energía en una turbina de vapor las cuales se describen a continuación: el generador de vapor o el reactor convierte la energía química o energía nuclear

en energía calorífica, esta energía calorífica incrementa la energía térmica del fluido de trabajo agua/vapor. Posteriormente la turbina convierte la energía térmica del vapor en energía mecánica.

El fluido de trabajo agua/vapor en una turbina de vapor, pasa por un gran número de procesos. Calentamiento y sobrecalentamiento en el generador de vapor, expansión en la turbina, condensación en el condensador y compresión en las bombas de agua de alimentación. Pasa a través de todos estos procesos y regresa a su estado original completando de esta forma un ciclo.

El ciclo termodinámico que define una planta de generación termoeléctrica es el ciclo Rankine con sus diferentes variantes, el cual se analizará en este capítulo con más detalle.

1.1 ENTALPIA Y ENTROPIA COMO PROPIEDADES DE IMPORTANCIA EN LAS TURBINAS DE VAPOR.

La presión y temperatura del vapor sobrecalentado, son las propiedades que se pueden medir directamente con facilidad mediante transductores de presión y termopares. La energía termodinámica del vapor está en función de estas dos propiedades (presión y temperatura). La propiedad del vapor que define la energía a una determinada presión y temperatura es llamada entalpía (H , h). Una segunda propiedad usada como una herramienta en la termodinámica es la entropía (S , s). La entropía es especialmente usada al determinar el trabajo hecho en un proceso de expansión. En un proceso de expansión ideal o reversible, la entropía es constante desde el inicio hasta el final del proceso, mientras la energía es medida por el decremento de entalpía.

Los valores de la entropía y entalpía del vapor son encontrados mediante tablas que describen las propiedades del gas como una función de su presión y temperatura. Estas propiedades también pueden ser obtenidas por el diagrama entalpía-entropía (Mollier). Para las aplicaciones que se presentan en este trabajo se programaron las ecuaciones características de las propiedades del vapor (Apéndice) I.

La entalpía es una propiedad termodinámica muy importante por que puede determinar la cantidad de calor suministrado, calor rechazado y trabajo realizado en un proceso en particular. Todo esto a régimen constante (flujo másico constante) para poder aplicar la primera ley de la termodinámica.

Un valor de energía disponible ideal, para una expansión particular en una turbina de vapor puede ser calculado. Para calcularlo, se debe encontrar la entalpía del fluido de trabajo en la entrada de la turbina y calcular la entalpía del fluido con la presión de salida y la entropía de entrada (e.i. expansión isoentrópica). El valor de la diferencia de las entalpías es el trabajo ideal de salida. De forma similar, el calor total suministrado en el ciclo de turbina puede ser calculado encontrando la diferencia entre la entalpía del fluido al inicio de la expansión y la entalpía del líquido saturado que sale del condensador. De esta manera la eficiencia térmica del ciclo ideal puede ser calculado por:

$$\text{Eficiencia Térmica} = \frac{\text{Trabajo Ideal de Salida}}{\text{Calor Suministrado}} \quad (1.1.1)$$

Es común definir el comportamiento térmico de una unidad termoeléctrica por el Régimen Térmico, esto es el inverso de la eficiencia térmica.

$$\text{Régimen Térmico} = \frac{\text{Calor Suministrado}}{\text{Trabajo Ideal de Salida}} \quad (1.1.2)$$

El Régimen Térmico indica, cuanto calor se debe suministrar para producir 1 KW de potencia, este es el indicativo más importante para ver el comportamiento de una unidad termoeléctrica.

1.2 CICLOS TERMODINÁMICOS APLICADOS A LA TURBINA DE VAPOR.

Para adentrarse en el análisis de las turbinas de vapor es importante ver la evolución que ha tenido el ciclo Rankine y sus limitaciones tanto en el fluido de trabajo (Cambio de fase) como sus limitaciones mecánicas.

Para evaluar con mayor objetividad las modificaciones que el ciclo de Carnot debe tener para lograr una mayor eficiencia térmica en la aplicación del ciclo Rankine, en esta parte se analiza las diferentes variaciones que se le hacen al ciclo de Carnot calculando sus eficiencias representativas.

El ciclo más eficiente que un fluido ideal puede tener, es el ciclo de Carnot, figura 1.2.1. El ciclo de Carnot tiene un proceso de temperatura constante (isotérmico) de calor suministrado (1-2), una expansión isoentrópica (2-3), a temperatura constante el calor rechazado (3-4) y 100% de eficiencia en la compresión (4-1). La figura 1.2.1 es la representación de un ciclo de Carnot en un diagrama de Temperatura-Entropía.

La ventaja de analizar un diagrama T-S para un ciclo, es que el área bajo la línea 1-2 representa el calor suministrado y rechazado durante el proceso, y el área contenida dentro del proceso del ciclo completo, representa el trabajo de salida del ciclo. Esto lleva a estimar el calor suministrado, calor rechazado, trabajo realizado y la eficiencia de un particular ciclo. En la figura 1 el trabajo ideal está descrito por el área 1-2-3-4-1. El total del calor suministrado está descrito por el área A-4-1-2-3-B-A y el calor rechazado del ciclo es el área A-4-3-B-A.

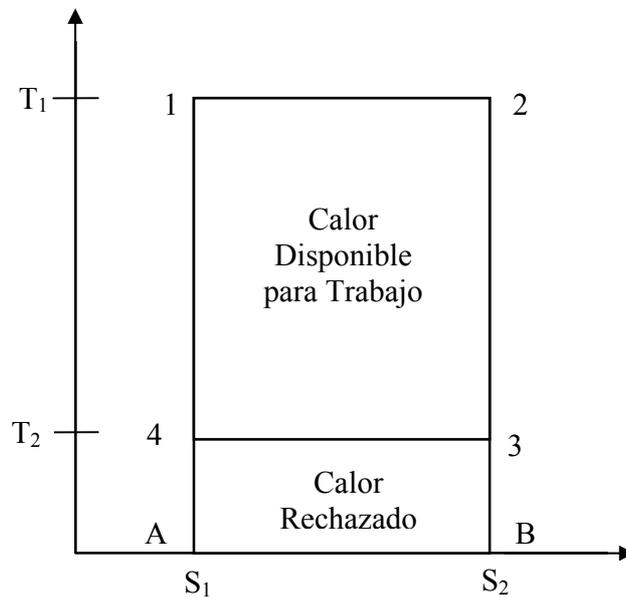


Figura 1.2.1. Ciclo de Carnot.

Se realizarán cálculos de eficiencia, para ver las mejoras que se obtienen en las adaptaciones y modificaciones del ciclo de Rankine.

Si un ciclo de potencia ideal, esta trabajando con un fluido de trabajo a 537 °C (610.15 K), y se expande hasta una temperatura de 37 °C (310.15 K) mientras opera con el ciclo de Carnot, la eficiencia térmica esta dada por:

$$\eta_{\text{Termica}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{610.15 - 310.15(K)}{610.15(K)} = 0.6172, \text{ o } 61.72\% \quad (1.2.1)$$

A diferencia del ciclo de Carnot, un ciclo práctico que usa un fluido en particular depende de las propiedades de este fluido. Dependiendo las características del fluido, el ciclo se adapta para que sea más eficiente. Cuando es Agua/Vapor el fluido de trabajo, sus propiedades deben ser consideradas para establecer limitaciones con el ciclo práctico. Una importante consideración, es el cambio de fases entre los estados líquido y gaseoso. Este cambio de fases es importante debido

a los procesos para suministrar o rechazar calor a presión y temperatura constante, con el objeto de aprovechar la eficiencia del ciclo de Carnot. Las diferentes fases Agua/Vapor se muestran en el diagrama T-S dibujado en la figura 1.2.2.

Un ciclo de Carnot Agua/Vapor puede ser construido debajo de la línea de saturación, pero el estado del fluido de trabajo es impráctico para algunos de los procesos. En la figura 1.2.3 se muestra el ciclo de Carnot en donde el fluido de trabajo es calentado a 249 °C (522.15 K) y se expandiona hasta 37 °C (310 K), en donde el calor es rechazado. La eficiencia térmica de la figura 1.2.3 es:

$$\eta_{\text{Termica}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = \frac{522.15 - 310.15(K)}{522.15(K)} = 0.406, \text{ o } 40.6\%$$

La eficiencia del ciclo de Carnot se disminuyó de 61.72 a 40.6 %, debido a las características del fluido.

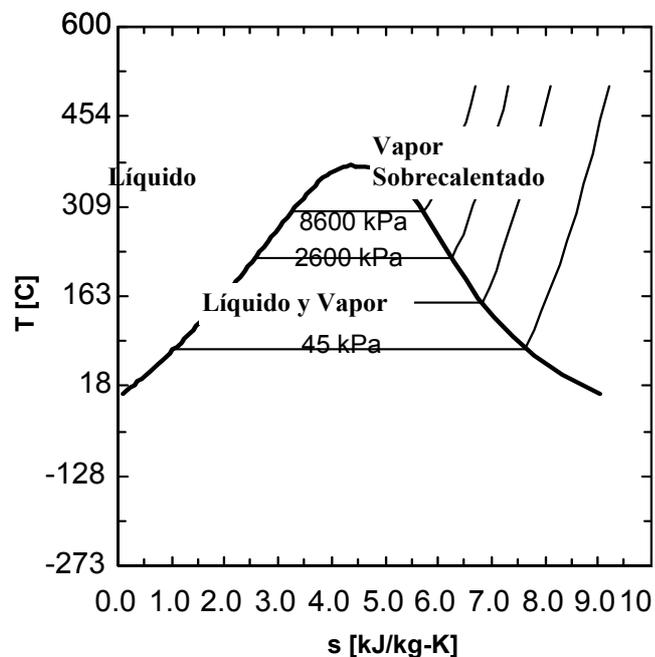


Figura 1.2.2. Diagrama T-S de agua/vapor.

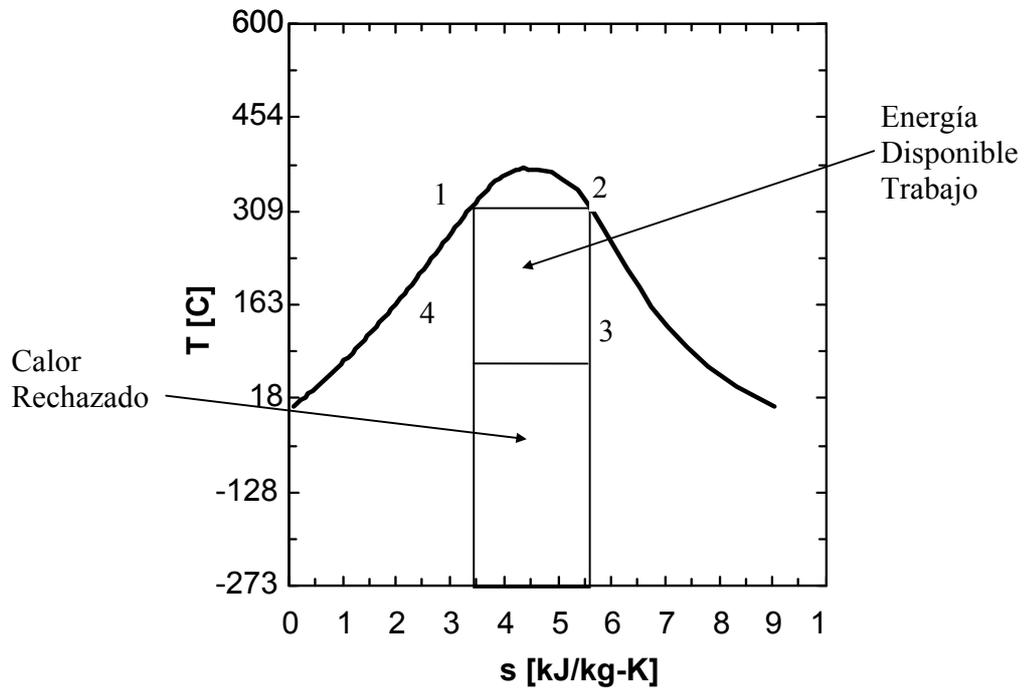


Figura 1.2.3. Diagrama T-S del ciclo de Carnot, como medio de trabajo agua/vapor.

La eficiencia térmica de este ciclo es atractiva, y el calor suministrado (1-2) y el calor rechazado (3-4) son esencialmente procesos isotérmicos por que se encuentran dentro de la región de cambio de fases. Por esto, el proceso de expansión (2-3) ocurre completamente en la región de humedad, trabajando las últimas etapas de la expansión con gran humedad lo que ocasiona grandes problemas.

El proceso de expansión en la región de humedad, provoca grandes pérdidas de eficiencia (pérdidas en la eficiencia mecánica), así como también la compresión del vapor es ineficiente. La experiencia muestra que la eficiencia del ciclo práctico es la mitad de la eficiencia del ciclo ideal de Carnot.

Un ciclo mas práctico que utiliza como fluido de trabajo agua/vapor es llamado ciclo Rankine, figura 1.2.4. Este ciclo Rankine también tiene agua/vapor calentado a 480 °F (560 °R) y expandido a 100 °F (560°R), igual que el ciclo de Carnot representado en la figura 3. El proceso

del calor rechazado continua hasta 4', donde el vapor es completamente condensado a agua. El proceso de compresión (4'-1), se comprime completamente en estado líquido, lo cual se logra con bombas en lugar de compresores de vapor, y esto es también parte de la energía suministrada al proceso. Esta porción de energía suministrada en el proceso (4'-1) no es isotérmico.

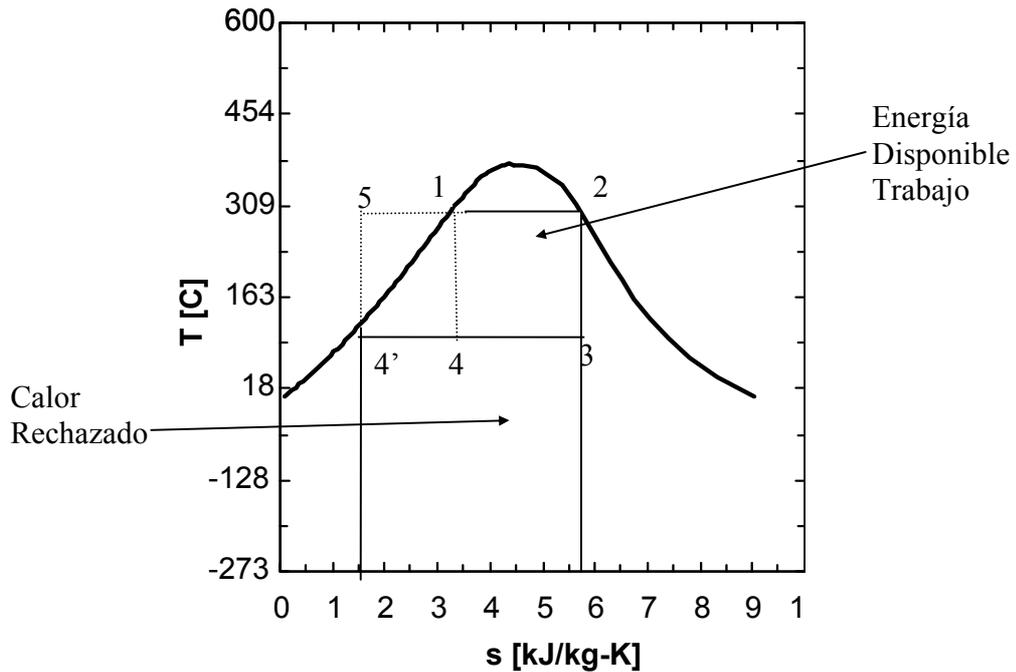


Figura 1.2.4. Diagrama T-S del ciclo Rankine.

La eficiencia térmica del ciclo Rankine ideal de la figura 1.2.4, puede ser calculada usando las tablas de vapor o ecuaciones para encontrar las entalpías en la entrada y la salida del proceso de expansión, y la entalpía del vapor/agua a la entrada y la salida del proceso donde se le suministra calor:

$$\eta_{Termica} = \frac{\text{Trabajo_Ideal_Salida}}{\text{Calor_Suministrado}} = \frac{2801.46 - 1877.792(\text{KJ/ Kg})}{2801.46 - 154.856(\text{KJ/ Kg})} = 0.349, \text{ o } 34.9\% \quad (1.2.2)$$

Analizando la figura 1.2.4 se observa que una porción del calor ideal disponible para trabajo (4'-5-1-4'), fue baja debido a las limitaciones del proceso por las propiedades de vapor (saturación). El área descrita por la energía disponible para el trabajo es 4'-1-2-3-4', y representa aproximadamente una tercera parte del área que describe la energía total que le entra al ciclo.

Un camino para incrementar la eficiencia del ciclo Rankine es mediante un incremento en la presión inicial del vapor. La presión inicial del ciclo de la figura 4 es 4000 KPa, correspondiente a la temperatura específica de 250.41 °C. Si la presión es aumentada a 16500 KPa, la temperatura máxima es incrementada a 349.55 °C, como lo muestra la figura 1.2.5, y la eficiencia térmica llega a ser:

$$\eta_{\text{Térmica}} = \frac{\text{Trabajo_Ideal_Salida}}{\text{Calor_Suministrado}} = \frac{2694 - 1700(\text{KJ/ Kg})}{2694 - 160.81(\text{KJ/ Kg})} = 0.3921, \text{ o } 39.21\%$$

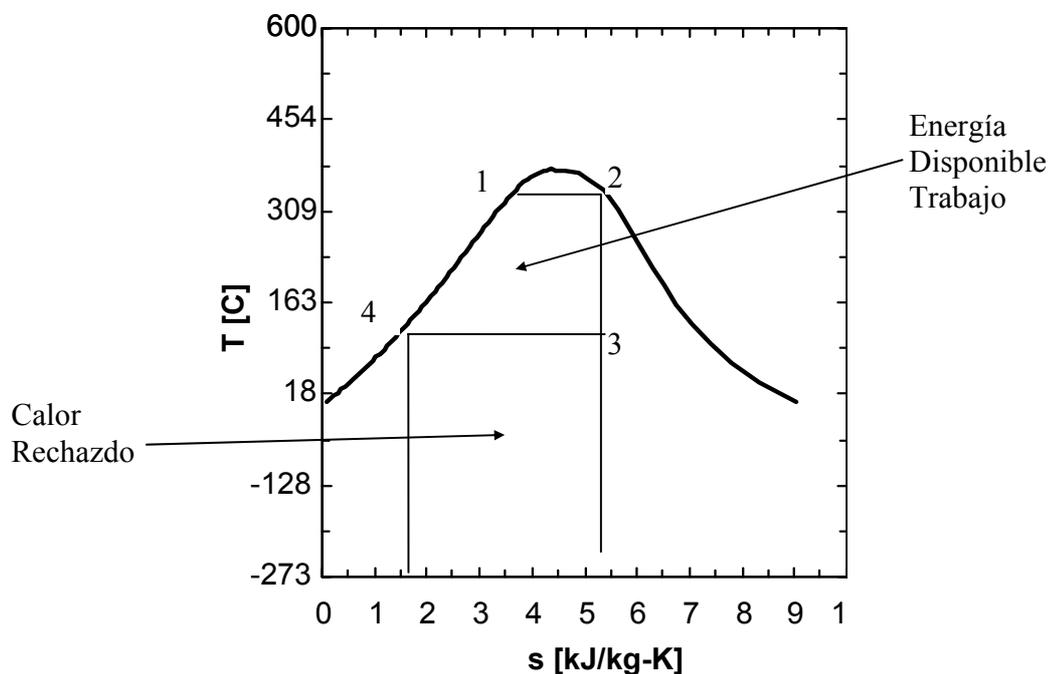


Figura 1.2.5. Diagrama T-S del ciclo Rankine incrementado por la presión inicial.

Una comparación de los diagramas T-S de la figura 1.2.4 y 1.2.5, muestran que hay una reducción en el calor rechazado del ciclo con un pequeño cambio en la disponibilidad de la energía para el realizar el trabajo.

Otro parámetro que incrementa la eficiencia del ciclo, es incrementar la temperatura inicial del vapor a la entrada de la turbina, es decir, en condiciones de vapor sobrecalentado. El diagrama del ciclo agregando el cambio de temperatura se muestra en la figura 1.2.6, donde 2-3 es el proceso de sobrecalentado.

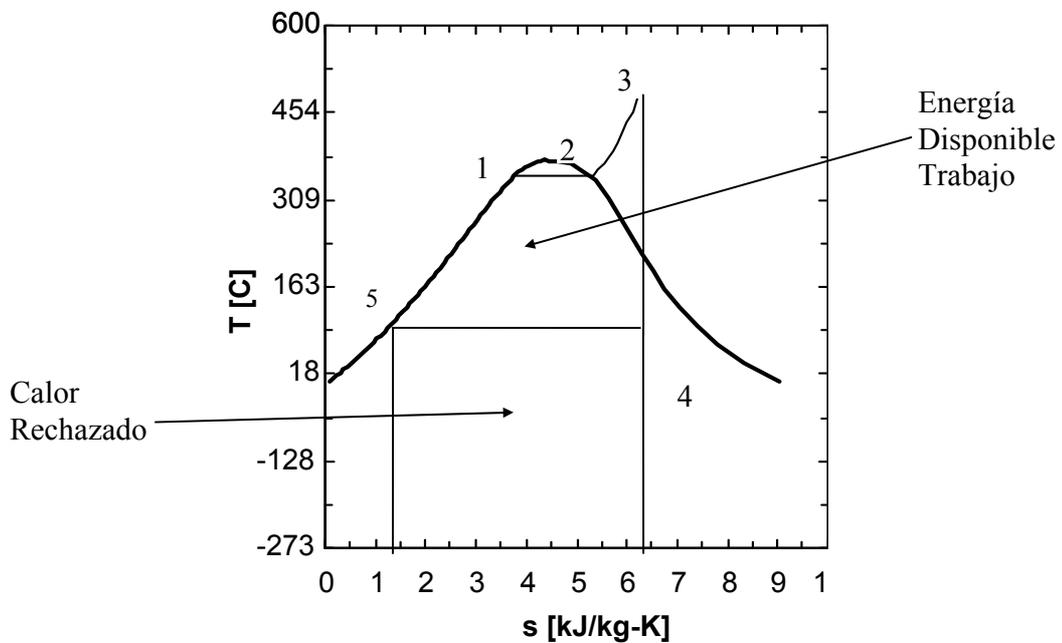


Figura 1.2.6. Diagrama T-S del ciclo Rankine, incrementado por la presión y temperatura del vapor que entra a la turbina.

La eficiencia ideal de un ciclo Rankine sobrecalentado para 16500 KPa de presión 537 °C, expansión a 37 °C es :

$$\eta_{\text{Termica}} = \frac{\text{Trabajo_Ideal_Salida}}{\text{Calor_Suministrado}} = \frac{3398.22 - 1984.12(\text{KJ/ Kg})}{3398.22 - 154.856(\text{KJ/ Kg})} = 0.436, \text{ o } 43.6\%$$

Mientras menor sea el porcentaje de humedad contenido en el vapor de salida de la expansión, la eficiencia de la turbina es mayor.

Existen restricciones mecánicas que llegan a ser mas severas cuando se incrementa la temperatura del vapor de forma excesiva, lo que limita en cierta medida esta posibilidad de incremento de eficiencia térmica.

Una solución para incrementar en promedio la temperatura del ciclo, sin incrementar a un máximo la temperatura del vapor a la entrada de la turbina es recalentando el vapor después de una expansión parcial, figura 1.2.7. En un ciclo recalentado, el vapor es extraído de una primera expansión de la turbina en el punto 3, y se le agrega energía hasta igualar la temperatura a la temperatura inicial (3-4). Entonces el vapor se expande completamente en la turbina (4-5). La eficiencia ideal para un ciclo Rankine sobrecalentado y recalentado a una presión de 16500 KPa, Temperatura inicial y recalentada de 537 °C, expansión hasta 37 °C es :

$$\eta_{\text{Termica}} = \frac{\text{Trabajo_Ideal_Salida}}{\text{Calor_Suministrado}} = \frac{(3398.22 - 2999.61) + (3529.47 - 2222.96)(\text{KJ/ Kg})}{(3398.22 - 154.856) + (3529.47 - 2999.61)(\text{KJ/ Kg})} = 0.4519,$$

o 45.19%

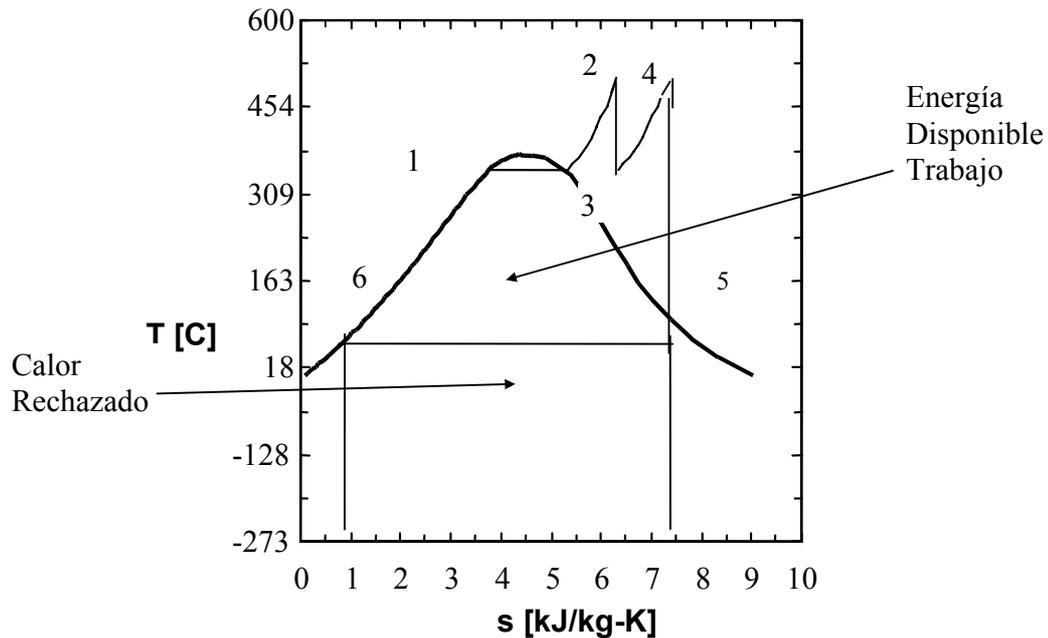


Figura 1.2.7. Diagrama T-S del ciclo Rankine con recalentamiento.

Una mejora adicional al ciclo, debido al recalentamiento, es que hay una significativa reducción en la humedad contenida en el vapor de los últimos pasos de la turbina, con esto se reducen las pérdidas por humedad y la expansión del vapor se realiza de una forma más eficiente.

En un ciclo ideal usado en las modernas plantas termoeléctricas, se realizan calentamientos regenerativos al agua de alimentación, incluyendo el recalentado y sobrecalentado, con esto también se logra incrementar la eficiencia del ciclo. La regeneración del agua de alimentación viene acompañada por extracciones de vapor de la turbina y son usadas para el calentamiento del agua que va al generador de vapor, este proceso incrementa el grado de energía que va al generador de vapor, mediante el intercambio de calor con las pequeñas extracciones de vapor en varios puntos de la expansión a través de la turbina. La temperatura del agua de alimentación es mucho más grande a la entrada del economizador, por lo tanto, la diferencia de temperatura al inicio del proceso de suministro de calor es menor. El resultado que el ciclo sea regenerativo es una reducción en el calor suministrado por el generador de vapor y del calor rechazado en el condensador. Por ejemplo, asumiendo que hay una bomba antes de cada calentador entonces el ciclo regenerativo, con recalentamiento puede mostrarse como en la figura 1.2.8.

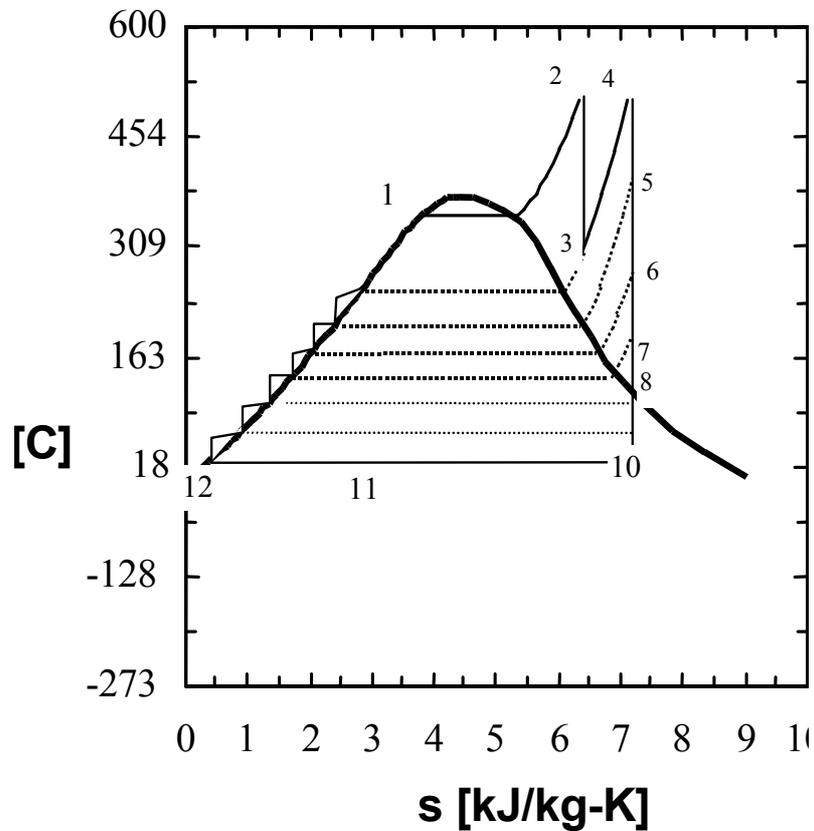


Figura 1.2.8. Diagrama T-S del ciclo Rankine con recalentamiento y ciclo regenerativo.

En el punto 3 el vapor ha completado la primera expansión en la turbina y este es recalentado. A este punto comúnmente se le llama punto de recalentado frío, en este punto existe una extracción, y el flujo de la extracción va a un intercambiador de calor, en donde el calor latente es transferido al agua de alimentación y así continua el proceso para cada extracción. El número de extracciones depende de las características particulares de cada ciclo; posteriormente todos los flujos de las extracciones drenan al condensador o al deaerador donde se incorporan al flujo de condensado o agua de alimentación.

En la tabla 1.2.1 se resume las variaciones de las eficiencia térmicas que tienen las diferentes variaciones del ciclo Rankine.

Descripción de ciclo	Eficiencia Calculada
Ciclo de Carnot	61.72 %
Ciclo de Carnot con fluido agua/vapor	40.6 %
Ciclo Rankine	34.9 %
Ciclo Rankine incrementando la presión de entrada en el generador de vapor	39.21 %
Ciclo Rankine incrementando la temperatura de entrada a la turbina	43.6 %
Ciclo Rankine con recalentamiento	45.19 %

Tabla 1.2.3. Comparativo de eficiencias relacionadas al ciclo Rankine.

1.3 PÉRDIDAS DE ENERGÍA

Los ciclos descritos hasta ahora son ciclos ideales que no incluyen ninguna pérdida; en otras palabras, los procesos realizados en los ciclos son asumidos termodinámicamente reversibles. En la actualidad en las plantas termoeléctricas existen pérdidas asociadas con todos los procesos y todos los equipos que se utilizan. Una descripción de estas pérdidas y sus efectos en el ciclo se muestran en el diagrama de Sankey. Este diagrama muestra los flujos de energía de las pérdidas a través del ciclo y del calor rechazado. Un diagrama de Sankey para una unidad termoeléctrica típica se muestra en la figura 1.3.1.

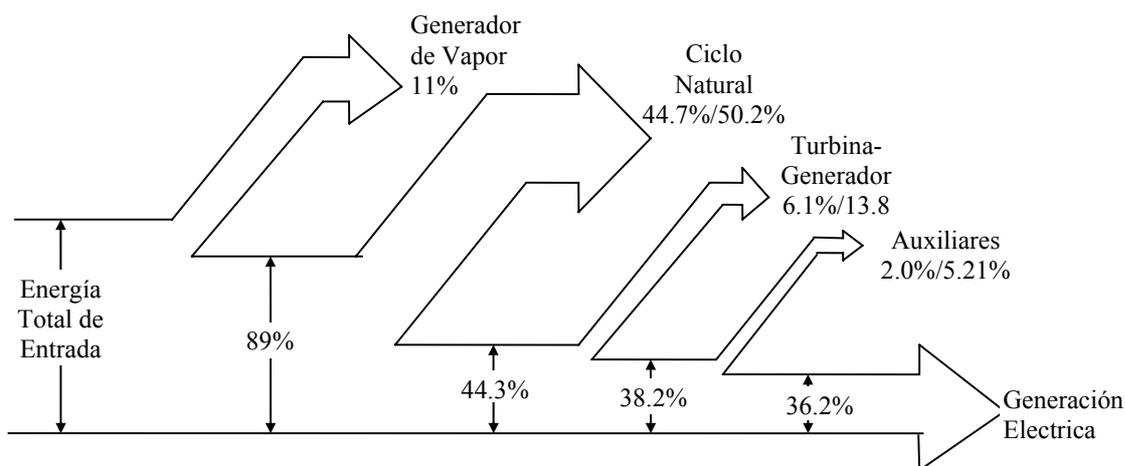


Figura 1.3.1. Diagrama de Sankey.

El término “Ciclo Natural” usado en la figura 1.3.1, es una combinación de diferentes pérdidas e imperfecciones del equipo y del fluido de trabajo. Una descripción detallada de estas pérdidas se muestran en la figura 1.3.2.

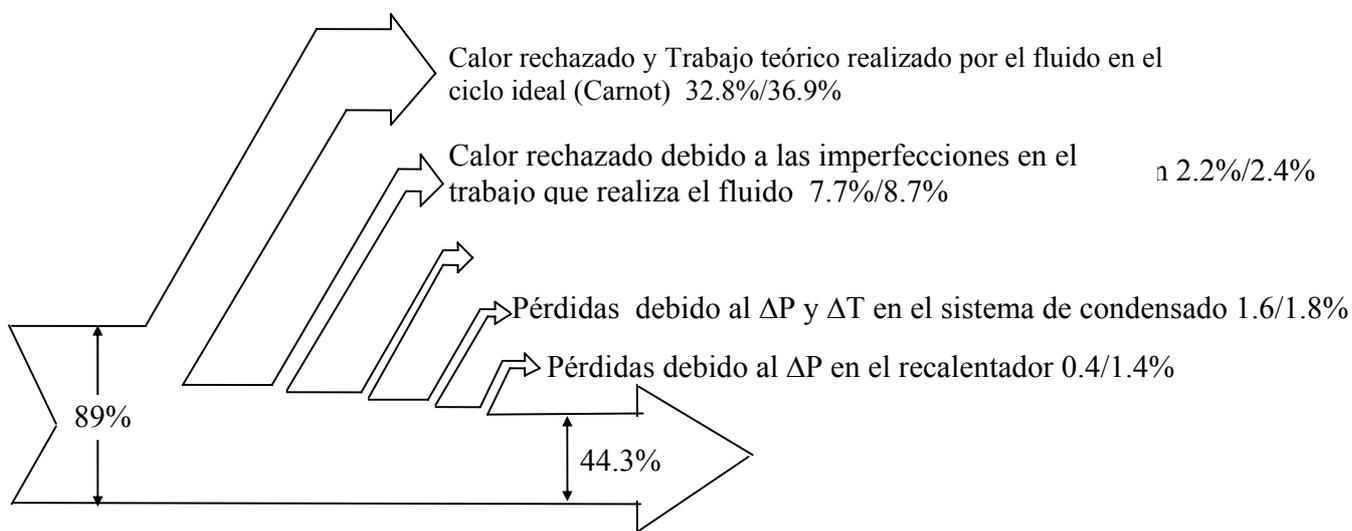


Figura 1.3.2. Pérdidas por el ciclo natural.

Las pérdidas tituladas “Pérdidas de Turbinas y Generador”, incluyen pérdidas aerodinámicas de los pasos, perdidas a la salida del vapor que deja el último paso de la turbina, caídas de presión, sellos y pérdidas mecánicas. La magnitud de estas pérdidas se describen en la figura 1.3.3.

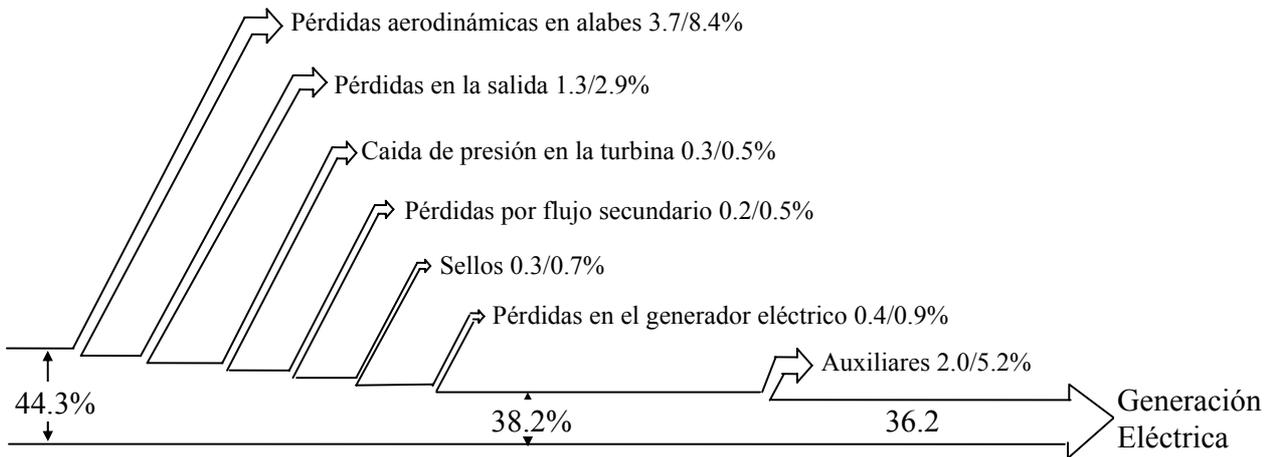


Figura 1.3.3. Pérdidas de turbinas y generador.

Analizando estas figuras se observa que las pérdidas de la Turbina son solo el 6.1% del total del ciclo, con esto se puede decir que la eficiencia de la turbina es de 38.2/44.3 o 86.2%; Aunque esta cantidad de eficiencia puede ser cuestionable ya que no se consideraron las pérdidas de eficiencia de los equipos asociados a la turbina.

El régimen térmico de la turbina y del equipo asociado en el ciclo puede encontrarse tomando el inverso de la eficiencia térmica, multiplicada por la conversión a kJ/kWh e incluyendo la eficiencia del generador de vapor.

$$\text{Régimen Térmico de la Turbina} = \frac{1}{0.382} * 3599.993 * 0.89 = 8387.418246 \text{ kJ/kWh}$$

El régimen térmico de la planta es determinado tomando el inverso de la salida eléctrica de la planta y multiplicada por 3599.99 kJ/kWh.

$$\text{Régimen Térmico Neto de la Planta} = \frac{1}{0.362} * 3599.99 = 9944.732 \text{ kJ/kWh}$$

El régimen térmico neto para una turbina-generador en particular nos la da su balance térmico en donde describe el estado estable termodinámico en operación y comportamiento de las turbinas y del ciclo en general. La figura 1.3.4 presenta un típico diagrama de balance de energía de una turbina Tandem.

- Debida al claro entre el rotor y las guías.
- Ocasionadas por la humedad del vapor
- En el tubo de salida, etc.

1.4.2. PÉRDIDAS EXTERNAS.

Son aquellas que no están relacionadas con las condiciones propias del vapor. Entre ellas se encuentran:

- Pérdidas mecánicas
- Pérdidas por fugas de sellos, laberintos, etc.

En la figura 1.4.1 las pérdidas en la válvula reguladora están representadas por Δh . Como puede observarse, durante la estrangulación, en el proceso de 1 a 1' cae la presión de P_1 a P'_1 ; o sea, en el punto 1 la energía disponible es h_t y en el nuevo punto 1' será h'_t .

Las demás pérdidas, llamadas internas, se han representado por h_a , h_b , h_e , y h_r , y al observar la figura 1.4.1, la energía disponible total se reduce a h_r .

1.4.3. EFICIENCIAS RELACIONADAS CON LA TURBINA.

Eficiencia de la Turbina.

La eficiencia interna de la turbina es la relación entre el trabajo interno útil dado por el vapor dentro de la turbina y el trabajo disponible, y se representa por la ecuación:

$$\eta_i = \frac{h_r}{h_t} \quad (1.4.1)$$

o bien:

$$\eta_i = \frac{h_t - \Delta h - h_a - h_b - h_f - h_e}{h_t} \quad (1.4.2)$$

Eficiencia Mecánica de una Turbina.

La eficiencia mecánica de la turbina, es la relación entre el trabajo real en la flecha de una turbina y el trabajo interno.

$$\eta_{mec} = \frac{h_u}{h_r} \quad (1.4.3)$$

Donde h_u es el trabajo real de la flecha.

Eficiencia de la Máquina.

Es el producto de la eficiencia interna por la mecánica.

$$\eta_m = \eta_i \times \eta_{mec} \quad (1.4.4)$$

Eficiencia del Generador Eléctrico.

Tratándose de plantas termoeléctricas, la energía que finalmente se entrega es la energía eléctrica en las terminales del generador.

La relación entre la energía medida en las terminales del generador, y el trabajo útil o real en la flecha de la turbina, se llama eficiencia del generador.

$$\eta_g = \frac{h_e}{h_u} \quad (1.4.5)$$

1.5 DIAGRAMA DE BALANCES TÉRMICOS.

El diagrama de balance térmico representa condiciones de operación en estado estable de un ciclo turbina-generador específico. Con el objeto de mostrar el comportamiento termodinámico del ciclo para poder verificar su buen funcionamiento de la unidad, la empresa manufacturera garantiza el comportamiento de la unidad, mediante balances térmicos en operación de diseño que ellos proporcionan al realizar las pruebas de aceptación del equipo. Las condiciones del ciclo dependen de la turbina-generador y de sus componentes.

Por ejemplo, el generador de vapor produce vapor a cierta presión y temperatura inicial, y recalienta el vapor a cierta temperatura, estas condiciones pueden ser descritas en los balances térmicos. La temperatura del agua de alimentación que regresa al generador de vapor es un importante parámetro en el ciclo para la turbina y para el generador de vapor. Este es llamado temperatura final del agua de alimentación, y por lo general especifica con un rango de temperatura.

La presión de salida en la turbina es establecida por el condensador y el sistema de enfriamiento, la eficiencia de la turbina y el rendimiento del ciclo son particularmente sensibles a este parámetro. Un incremento en la temperatura ambiente incrementa la temperatura del agua de enfriamiento al condensador, aumenta la presión de salida de la turbina y reduce la salida de la turbina-generador. Si la presión de salida de la turbina es controlada durante todo un año, se puede observar que durante los periodos de alta temperatura en el ambiente, el trabajo realizado por la turbina es bajo con respecto al valor nominal.

Cuando una unidad es trabajada en condiciones de carga parcial, el flujo de entrada en la turbina es restringido por la posición de las válvula de control. Al reducir el flujo trae como consecuencia una reducción en el calor rechazado en el condensador. Si el agua de enfriamiento circula por bombas, estas suministran al condensador el agua de enfriamiento normalmente, entonces el condensador producirá una baja en la presión de condensación con una reducción en el calor rechazado en la salida del vapor. La figura 1.5.1 muestra la variación en la presión de salida con respecto la carga para una turbina diseñada a carga completa a 3.5 in Hg abs.

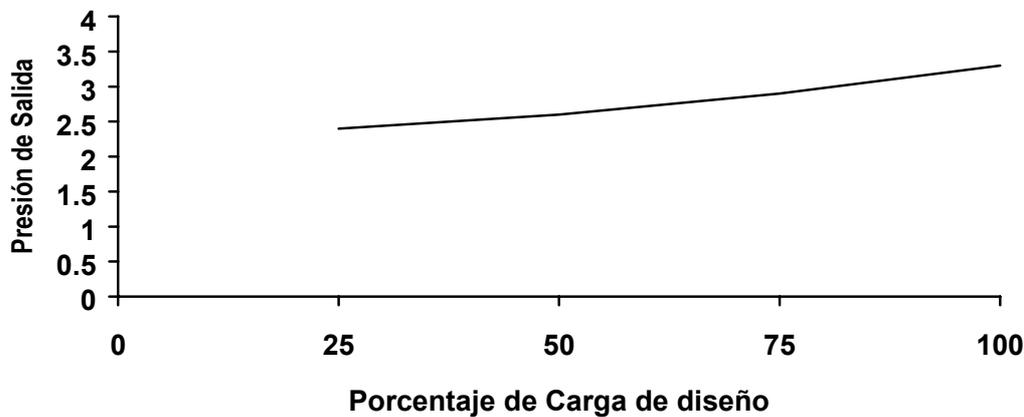


Figura 1.5.1. Carga contra presión de salida.

La curva en la figura 1.5.1. ilustra que al 50% de carga la presión de salida disminuye hasta 2.6 in de Hg., este cambio en la presión de salida es debido a la reducción de carga al 50% y la disminución de presión afecta directamente al régimen térmico del ciclo.

Las bombas y calentadores de agua de alimentación de una planta de potencia, tienen un considerable efecto en la eficiencia del ciclo de la unidad. Una optimización en el comportamiento en los calentadores de condensado y de agua de alimentación, proporciona un mejor comportamiento del ciclo; así como también afecta directamente en el trabajo proporcionado por la turbina, ya que una variable importante en el comportamiento de la turbina es el flujo de extracción, que depende del comportamiento del calentador. La información que proporcionan los balances térmicos de los calentadores es la diferencia terminal de temperatura, diferencia de los drenes, caída de presión en la extracción, configuración de los drenes (arreglo de los calentadores) y las características de la bomba de agua de alimentación.

Los datos necesarios que describen el comportamiento de las bombas son la presión de descarga, presión de succión y también el incremento de entalpía del agua de alimentación o la eficiencia

de la bomba. La confiabilidad de una evaluación del comportamiento de turbina, depende de la confiabilidad del comportamiento de los componentes y del balance térmico.

Los parámetros de una unidad incluyen la eficiencia en la expansión del vapor a través de la turbina, el vapor de sellos que sale de la turbina, las pérdidas en la salida, las pérdidas mecánicas y las pérdida del generador.

La eficiencia en la expansión o eficiencia interna de la turbina es una combinación del comportamiento de cada paso en las secciones de la turbina. Esta eficiencia puede ser calculada determinando el comportamiento de cada paso de la turbina y luego combinar los pasos para calcular el comportamiento total de la sección. Para poder hacer esto, se necesitan detalles geométricos de cada paso y el flujo de vapor a través de este. Un análisis de datos en varias secciones de turbinas de similar diseño, revela que la eficiencia de grupos de pasos correlacionan parámetros termodinámicos como incremento de presión y flujo volumétrico inicial. Analizando grupos de pasos que fueron diseñados con el mismo criterio de diseño, con un mismo flujo inicial e igual incremento de presión, se pueden considerar que tienen la misma eficiencia cuando varían las condiciones iniciales del vapor.

El análisis de los datos de un grupo de pasos revela que cuando el flujo de vapor que entra al grupo se incrementa, también lo hace la eficiencia de la sección. Como el flujo volumétrico se incrementa la altura de los pasos también se incrementa. La figura 1.5.2, ilustra la relación entre la eficiencia del grupo de pasos y el flujo volumétrico inicial para un grupo con variación de presión constante.

Cuando la relación de presión se incrementa, el promedio del flujo volumétrico de la sección se incrementa cuando la presión inicial es constante, por lo cual, la relación de presión en la sección de la turbina tiene gran influencia en su eficiencia. Otro efecto es cuando se incrementa la relación de presión produciendo un incremento en el factor de recalentamiento. El factor de recalentamiento es debido al cambio de la geometría en el diagrama de Mollier. Cualquiera de estos factores se refleja en un incremento en la eficiencia de la sección.

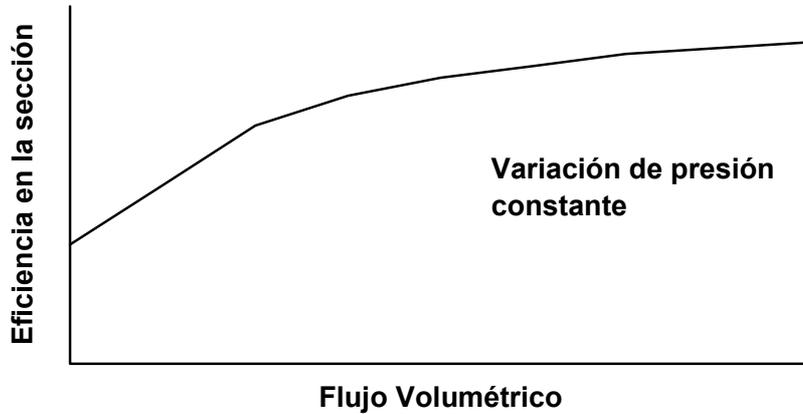


Figura 1.5.2. Eficiencia de grupos de pasos contra el flujo volumétrico.

1.6 SELLOS.

La fuga de vapor que sale de la turbina, depende principalmente del diseñador de la turbina, cualquier vapor que sale de la turbina deja de trabajar, lo que ocasiona una disminución en la potencia de la turbina. La turbina está diseñada para minimizar todas estas fugas y obtener un uso óptimo de vapor. El efecto de los sellos internos son incluidos en la eficiencia de la sección, pero las fugas externas son mencionadas en el balance térmico.

Los flujos de sellos pueden ser calculados utilizando la ecuación de Martin []:

$$F = 25KA \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{N - \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}} \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} = C \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} \quad (1.6.1)$$

En donde:

F=Flujo de vapor.

K=Factor del tipo de sellos.

A=Area del sello.

P_1 =Presión inicial.

P_2 =Presión final.

V_1 =Volumen específico inicial.

N=Número de paquete estacionario.

C=Constante del sello, en donde P_2/P_1 , N, K, y A son constantes.

La constante C está en función de la geometría del sello, los claros y el tipo y números de dientes.

En la sección de alta presión el vapor de sellos sale con alta presión lo que permite que puedan tener varias aplicaciones en varios lugares en el ciclo. La utilización de los flujos de sellos mejoran la eficiencia térmica del ciclo. La figura 1.5.3 ilustra los flujos de sellos correspondientes a la sección de baja e intermedia presión. Los sellos 1 y 2 son de las válvulas de control y paro, el sello 1 drena en el vapor recalentado caliente y el 2 se considera de baja presión y drena en el regulador vapor de sellos, donde es usado como sello en la sección de baja presión.

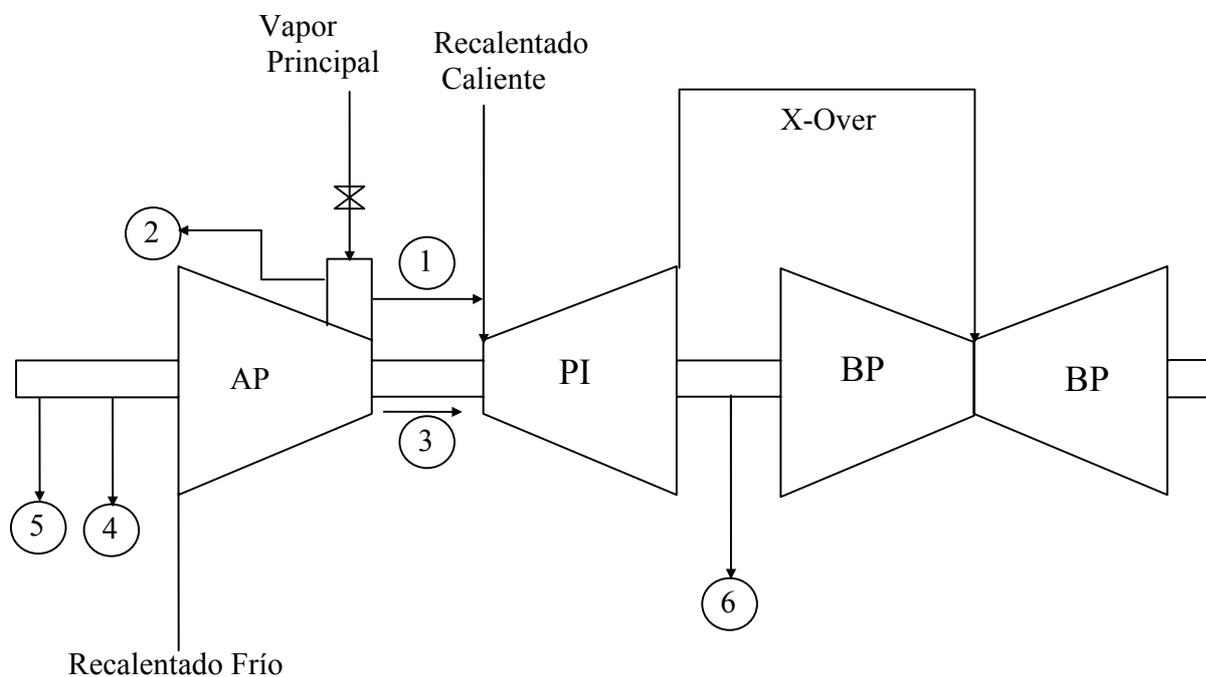


Figura 1.6.1. Sistema de sellos de vapor.

El sello número 3 pasa por el rotor entre la sección de alta presión y la de intermedia presión, el vapor que pasa por este particular sello sale del primer paso (paso curtis) de la turbina de alta presión y entra a trabajar en la turbina de intermedia presión, al mezclarse este vapor con el vapor de recalentado caliente, reduce la temperatura en promedio del vapor que entra a trabajar a la sección de la turbina de media presión, y consigue que el rotor tenga una temperatura uniforme, cuando el vapor sale del sello, el vapor enfría el primer paso de la turbina de presión intermedia, el flujo del sello se mezcla con el vapor que entra a la turbina de presión media y se expande a través de ella. El flujo que sale del sello número 4, se utiliza para los calentadores de agua de alimentación. Los sellos 5 y 6 son drenados al regulador vapor de sellos, en donde son utilizados para sellar la turbina de baja presión.

Hay pérdidas en las que incurre el vapor mientras fluye a través de la salida de la turbina al condensador. Estas pérdidas son llamadas pérdidas en la salida, y estas pérdidas son función principalmente de la velocidad del vapor que deja el último álabe, figura 16. Las pérdidas en la salida son representadas para cada configuración de diseño del último álabe.

La pérdida a la salida es la energía cinética del vapor que deja el último paso. Una restricción ocurre cuando en la relación de presión a través del último paso es suficiente para causar una velocidad axial igual a la del sonido. Después de este punto cualquier incremento en el radio de presión no cambia la efectividad del paso, y por eso no produce un trabajo adicional.

En este capítulo se analizaron algunos conceptos que son de importancia en el estudio de las turbinas de vapor; en la actualidad se cuentan con normas y artículos publicados en los cuales proporcionan procedimientos para evaluar el comportamiento termodinámico de las turbinas de vapor. El objetivo del siguiente capítulo es analizar las normas y artículos que se aplican para realizar pruebas de evaluación a las turbinas de vapor.

CAPITULO II

MÉTODOS PARA ANALIZAR EL COMPORTAMIENTO TERMODINAMICO DE LAS TURBINAS DE VAPOR.

En este capítulo se discuten algunos de los métodos que son usados para determinar el nivel de comportamiento termodinámico en operación de las turbinas de vapor. Se describe como estos métodos pueden ser utilizados para mantener una eficiencia alta en el equipo en operación en las plantas de potencia.

El comportamiento térmico de una turbina afecta directamente el consumo de combustible en el generador de vapor. Conocer el nivel de eficiencia de operación de una turbina es importante para mejorar el rendimiento del ciclo.

En términos económicos los métodos que se aplican para la evaluación de turbinas son muy caros, especialmente si se aplica el método completo de la ASME PTC-6. El costo en operación de una planta termoeléctrica puede ser estimado en función del flujo de combustible. Esta estimación es producto de la deficiencia del régimen térmico (excesivo régimen térmico), es decir, se necesita suministrarle mas flujo de combustible para poder producir 1 kWh.

Un parámetro importante que utilizan estos procedimientos es el consumo térmico unitario, que es la relación de los kJ proporcionados al ciclo a los kWh desarrollados en la flecha. El Consumo Térmico Unitario se calcula con la ecuación siguiente:

$$CTU = \frac{\text{Calor_Suministrado} \left(\frac{kJ}{kWh} \right)}{\text{Potencia_Pr oducida}} \quad (2.1)$$

El CTU es un parámetro muy utilizado para determinar el rendimiento de una planta termoeléctrica, sin embargo este valor puede referirse a diferentes conceptos, en ocasiones puede ser el rendimiento total, pero también puede tratarse del rendimiento térmico de la turbina.

El valor del CTU esta dado en kJ/kWh en el sistema internacional y su valor varia de 8200 a 11000.

En la siguiente expresión el consumo térmico unitario se relaciona directamente con la eficiencia térmica.

$$\eta_t = \frac{3600}{CTU}$$

En general mientras mayor capacidad tengan las plantas termoeléctricas, su CTU disminuye en forma significativa.

En este capítulo discutiremos algunas de las metodologías que son usados para determinar el nivel de comportamiento en operación de las turbinas. Se describirá como estas metodologías pueden ser utilizados para mantener una alta eficiencia en el equipo en operación en las plantas de poder.

Existen algunas opciones que proporcionan los códigos de la ASME para evaluar las turbinas de vapor, las cuales son:

- Procedimiento simplificado para la evaluación de las turbinas de vapor (ASME PTC 6S).
- Método completo para la evaluación de turbinas de vapor (ASME PTC-6).
- Procedimiento alternativo para evaluar turbinas de vapor (ASME PTC 6.1).
- Ejemplos para evaluar turbinas de vapor (ANSI/ASME PTC 6A)

A continuación se desarrollará un análisis detallado sobre las características de la aplicación de estos métodos.

2.1 PROCEDIMIENTO SIMPLIFICADO PARA LA EVALUACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR (ASME PTC 6S).

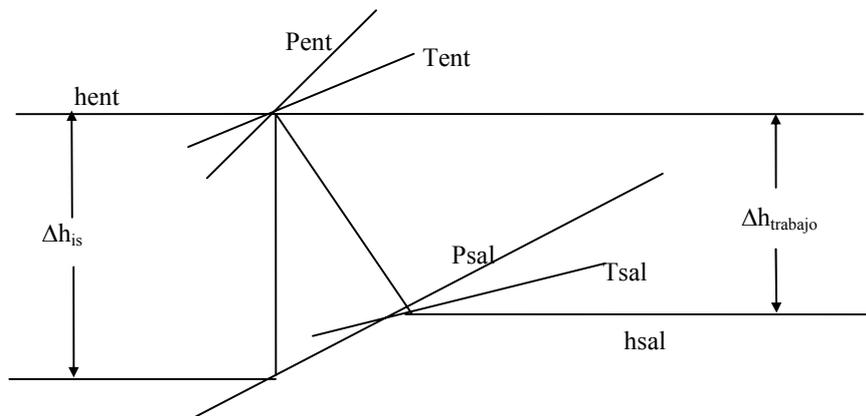
Este tipo de prueba es muy fácil de aplicar, pero su alcance está limitado solo para turbinas que operan en la región de vapor sobrecalentado, por que se puede medir en la entrada y en la salida las condiciones del vapor (temperatura y presión) para poder encontrar sus correspondientes entalpías. Con estas entalpías se puede calcular la eficiencia de la turbina.

Una unidad generadora termoeléctrica por lo general esta constituida por tres turbinas, turbina de alta presión, turbina de media presión y turbinas de baja presión. La condición de salida del vapor en las turbinas de baja presión se encuentra en la región de vapor húmedo, una medición de temperatura en esta zona corresponde a una presión de saturación, con lo cual no se puede obtener la entalpía correspondiente en este punto.

Esta técnica se puede aplicar para encontrar la eficiencia de las turbinas de alta e intermedia presión, pero no para las de baja presión que trabajan en la zona de vapor húmedo en la salida. De una forma gráfica en la figura 2.1.1 se muestra el cálculo de la prueba de caída de entalpía.

La obtención del régimen térmico simplificado consiste en la medición del calor suministrado en la turbina y la potencia eléctrica de salida a determinado punto de válvula, esta prueba también requiere medición de flujo, aislar el ciclo y medición del agua de alimentación (temperatura y presión).

Este método presenta un análisis importante que muestra la perdida en el Consumo Térmico Unitario al disminuir la eficiencia en la turbina de alta e intermedia presión.



$$\eta = (hent-hsal)/\Delta his$$

Figura 2.1.1. Prueba por caída de entalpía.

Un cambio en la eficiencia de la turbina de alta presión resulta en un cambio en la generación producida por la turbina y un cambio en el recalentador. Un cambio en la eficiencia de la turbina de la media presión resulta en un cambio en la generación de las secciones de media y baja presión. El cambio de la eficiencia de cada una de estas secciones pueden ser traducidos a un cambio en el Consumo Térmico Unitario.

El cálculo correspondiente del $\Delta CTU\%$ para la turbina de alta presión es:

$$\Delta CTU\% = \frac{\Delta \eta_{AP}(UE_{AP})(Q_{AP})}{3412.142(kW_{tot})} - \frac{\Delta \eta_{AP}(UE_{AP})(Q_{rec})}{CTU(kW_{tot})} \quad (2.1.1)$$

El cálculo correspondiente para la turbina de presión intermedia es:

$$\Delta CTU\% = \Delta \eta_{pi} \% \left[\frac{UE_{PI}(L.F.)}{UE_{rec}} \right] \left[1 - \frac{UE_{AP}(Q_{AP})}{3412.142(kW_{tot})} \right] \quad (2.1.2)$$

Donde:

UE	=	Energía Usada	kJ/kg
η	=	Eficiencia	%
$\Delta\eta$	=	$\eta_1 - \eta_2$	
$\Delta\eta\%$	=	$\Delta\eta(100)/\eta_1$	
Q	=	Flujo	Kg/h
kW	=	Generación	kW
CTU	=	Consumo Térmico Unitario	kJ/kWh
$\Delta\text{CTU}\%$	=	$(\text{CTU}_1 - \text{CTU}_2)*100/\text{CTU}_1$	
L.F.	=	Factor de Pérdida	

2.2 MÉTODO COMPLETO PARA LA EVALUACIÓN DE TURBINAS DE VAPOR (ASME PTC-6).

Este código muestra un procedimiento para la evaluación del comportamiento de las turbinas de vapor. Se recomienda aplicarlo cuando se realizan pruebas de aceptación en turbinas, y también en algunas otras situaciones en que el nivel de comportamiento debe ser determinado con un mínimo de error.

Este código contiene reglas y procedimientos para desarrollar y reportar las pruebas de turbinas de vapor; indica todos los requerimientos que se necesitan para poder desarrollar las pruebas, como es el caso de la instrumentación utilizada, su aplicación y métodos de medición, técnicas de prueba y métodos para calcular los resultados de la prueba.

Los parámetros que pueden ser determinados mediante este código son:

- Consumo Térmico Unitario (CTU).
- Capacidad de generación.
- Flujos de vapor.
- Flujo de agua de alimentación.

A diferencia del método ASME 6S, esta metodología analiza todo el ciclo de la turbina incluyendo la turbina de baja presión, para esto incluye un método para determinar los valores de entalpía dentro de la zona de humedad (proceso iterativo). Para este procedimiento es indispensable calcular el ciclo de prueba (técnica descrita en el código), para encontrar la eficiencia de la turbina y así pasar a las correcciones del primer grupo.

Las correcciones del primer grupo son debido a las variables que afectan al ciclo térmico. Este grupo incluye correcciones por el efecto de variables como:

- Diferencia de temperatura en los calentadores del ciclo térmico.
- Caídas de presión en las tuberías de vapor de extracción.
- Variaciones de nivel en los tanques del sistema.
- Aumento de entalpía del agua en las bombas de condensado y de alimentación.
- Subenfriamiento del condensado en el condensador.
- Flujo del agua de repuesto al ciclo térmico.

Las correcciones por el efecto de estas variables se pueden hacer con el cálculo de un nuevo balance para corregir el ciclo de prueba al de referencia.

Una vez encontrado el ciclo de referencia se realizan las correcciones del grupo 2, estas correcciones son por las variables que afectan la eficiencia de la turbina como:

- Presión del vapor a la entrada de la turbina de alta presión.
- Temperatura de vapor a la entrada de la turbina de alta presión.
- Temperatura de vapor en el recalentador.

- Caída de presión en el recalentador.
- Presión en el escape de la turbina de baja presión (vacío del condensador).

El método de cálculo para las correcciones del grupo 1, se basa en que el ciclo de referencia debe ser imaginariamente unido con la turbina de prueba; para hacer este cálculo se necesita antes determinar mediante la primera ley de la termodinámica la eficiencia total de la sección de recalentamiento (Turbina de media y baja presión).

La eficiencia del ciclo térmico puede ser ahora calculado usando la línea de expansión de prueba (eficiencia de prueba en la turbina), el ciclo de referencia, los flujos de vapor de sellos de referencia y el flujo de vapor de admisión de prueba.

Un término importante para el calculo de la eficiencia de la turbina son las pérdidas a la salida, este termino indica varias pérdidas de energía que ocurren entre el último paso y el condensador. Las pérdidas a la salida incluyen pérdidas de energía debidas a la velocidad del vapor después de dejar el último paso, las pérdidas de energía debido a la caída de presión a través del cuello del condensador y el decremento en eficiencia en las turbina de baja presión. Las pérdidas en la salida son determinadas con una curva que proporciona el fabricante. Esta curva muestra las pérdidas en la salida en función del flujo volumétrico o velocidad del vapor en la salida, a un area anular efectiva del último álabe.

Para poder aplicar este método se requiere una gran cantidad de instrumentación, lo cual lo hace muy costoso, en la figura 2.2.1, se muestra la instrumentación requerida.

En el apéndice II se muestra la aplicación de este procedimiento para una prueba de aceptación de un turbogenerador.

2.2.1. EFICIENCIA Y EFECTIVIDAD EN TURBINAS.

El cálculo de la entalpía de salida de la turbina de baja presión permite determinar la eficiencia en esta sección. Esta eficiencia puede ser graficada contra el flujo volumétrico o velocidad anular, y poder utilizar la gráfica obtenida para calcular eficiencias de la sección. Esta técnica es válida solo cuando las características del vapor que entran en la sección es la de un vapor sobrecalentado.

Para turbinas de baja presión con humedad removida en pasos, no es un indicador la eficiencia de la turbina calculada por el método convencional. El comportamiento de la turbina es mejor medirlo en términos de efectividad, ε donde:

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{\Delta h - T_0 \Delta S} \quad (2.2.1.1)$$

Donde:

Δh = El trabajo actual de la turbina (kJ/kg).

Δs = Cambio de entropía de la turbina (kJ/kgK).

T_0 = Temperatura (K) correspondiente a la sección de baja presión.

La efectividad puede ser graficada contra el flujo volumétrico de salida o velocidad anular, de manera similar a la eficiencia.

En el apéndice II se muestra la aplicación de cálculo de eficiencias para una prueba de aceptación de un turbogenerador.

2.3 PROCEDIMIENTO ALTERNATIVO PARA EVALUAR TURBINAS DE VAPOR (ASME PTC 6.1).

El método alternativo fue desarrollado para simplificar el cálculo y reducir el costo de las pruebas sin reducir significativamente la confiabilidad de los resultados de la prueba, el bajo costo es en base a la reducción de instrumentación (Figura 2.3.1).

Para una unidad termoeléctrica, los resultados al aplicar el código del ASME PTC-6 la confiabilidad es de 1/4%, comparado con la confiabilidad de 1/3% por el procedimiento alternativo.

Al igual que en el método directo las reglas y procedimientos para llevar a buen fin las pruebas, aplicando este procedimiento, se muestran en las normas.

Este procedimiento está basado en la medición del flujo del agua de alimentación, a diferencia del método directo que requiere el agua de condensado; esta técnica también se corrige en base a dos grupos que se mencionaron en la norma ASME PTC-6.

El cálculo del consumo térmico mediante este procedimiento es aplicando la primer ley de la termodinámica en el ciclo completo; por lo cual involucra a los calentadores de alta presión, las características termodinámicas del agua de alimentación y los flujos de atemperaciones, así como también las características termodinámicas del vapor principal, recalentado caliente y calentadores de alta presión.

Las correcciones del primer grupo son las mismas que en el método directo , pero a diferencia de este , son en base a gráficas proporcionadas por el fabricante(particular para cada unidad), para así obtener el consumo térmico corregido por el grupo uno.

El tipo de correcciones del segundo grupo, son iguales que en el método directo, por lo tanto su cálculo es igual.

El procedimiento alternativo no provee datos suficientes para calcular las correcciones al ciclo completo, por esto las correcciones para los componentes del ciclo que mas impactan son realizadas por curvas específicas con referencia al ciclo de diseño.

El cálculo de la entalpía del flujo del vapor que va al condensador no es posible en este procedimiento debido a datos insuficientes, por esto es imposible calcular directamente la eficiencia de la turbina de baja presión. Pero se puede calcular la eficiencia de la turbina de baja presión con la carga corregida, consumo térmico unitario corregido, eficiencia de la turbina de baja presión, eficiencia de la turbina de media presión, pérdidas mecánicas y pérdidas eléctricas.

2.4 “APÉNDICE A” PARA PRUEBAS DE TURBINAS DE VAPOR (ASME PTC 6A)

Este documento muestra varios ejemplos, en los cuales aplica las normas anteriormente mencionadas, para calcular el comportamiento térmico de las turbinas.

Además de las normas de la ASME, existen varios artículos que tratan de analizar el comportamiento termodinámico de las turbinas de vapor y analizar las causas de desplazamiento de la curva de expansión.

2.5 ARTÍCULOS PUBLICADOS RELACIONADOS A TURBINAS DE VAPOR.

En el caso de la General Electric Company han publicado artículos sobre el comportamiento termodinámico en las unidades de centrales termoeléctricas. El primero fue por Warren-Knowlton, mostrando el comportamiento termodinámico de unidades sin recalentamiento. Enseguida Elston-Knowlton, extiende el área de aplicación incluyendo unidades con recalentamiento. Hegetschweiler-Bartlett, presenta un artículo donde analiza unidades a completa carga o carga parcial, con o sin recalentamiento.

El artículo de Cotton-Spencer, publicado en 1963 también por la General Electric Company, muestra una alternativa para analizar y predecir el comportamiento termodinámico de las turbinas de vapor de una forma práctica; este método analiza las turbinas en base a datos de la prueba, condiciones de diseño y características físicas de las turbinas.

Las correcciones al comportamiento termodinámico de las turbinas por el método Cotton-Spencer son:

- Correcciones por el flujo volumétrico.
- Correcciones en características de diseño.
- Corrección por caída de presión en la turbina.
- Corrección por condiciones iniciales del vapor.
- Corrección por carga parcial.
- Corrección por flujos de sellos.
- Corrección por humedad.

Este artículo es de mucha importancia, por que es utilizado para simular el comportamiento de las turbinas de vapor en condiciones de diseño y fuera de diseño, con diferentes configuraciones de turbina, este método es utilizado por software comerciales que simulan plantas termoeléctricas como Gate Cycle y Steam Pro.

Se logró programar la metodología que desarrolló K. C. Cotton, para predecir el comportamiento de las turbinas, el apéndice III se muestran algunos procedimientos de las correcciones de eficiencia interna en la sección de recalentamiento.

Otros artículos que analizan el comportamiento de turbinas de vapor son:

M. J. Boss, en este artículo describe teóricamente el ciclo termodinámico de unidades en plantas termoeléctricas, y muestra como las variaciones de las condiciones de vapor en diferentes partes del ciclo, afectan la eficiencia de las turbinas.

J. A. Booth, describe como el comportamiento termodinámico del ciclo afectando directamente el consumo del combustible en el generador de vapor, lo cual aumenta los costos de generación.

También algunos autores han encaminado sus estudios sobre realizar un software para analizar el comportamiento de las turbinas de vapor como el caso de Somerton, Perz y Kennet.

Los fabricantes de Turbinas de Vapor también tienen sus propias metodologías para realizar sus pruebas; por lo general se apegan a las normas de la ASME, como el caso de Toshiba Corporation, Ansaldo Componenti y Westinghouse Electric Company S.A.; los cuales tienen técnicas particulares para analizar sus componentes y así verificar el valor de garantía de sus equipos.

Estos son los artículos en los cuales se apoya el desarrollo del proyecto. Se tomó como documento base el artículo de Cotton, ya que maneja el análisis de turbina de una forma muy practica; Además esta metodología esta diseñada para turbinas que están en funcionamiento y aplicable a diferentes rangos de capacidad.

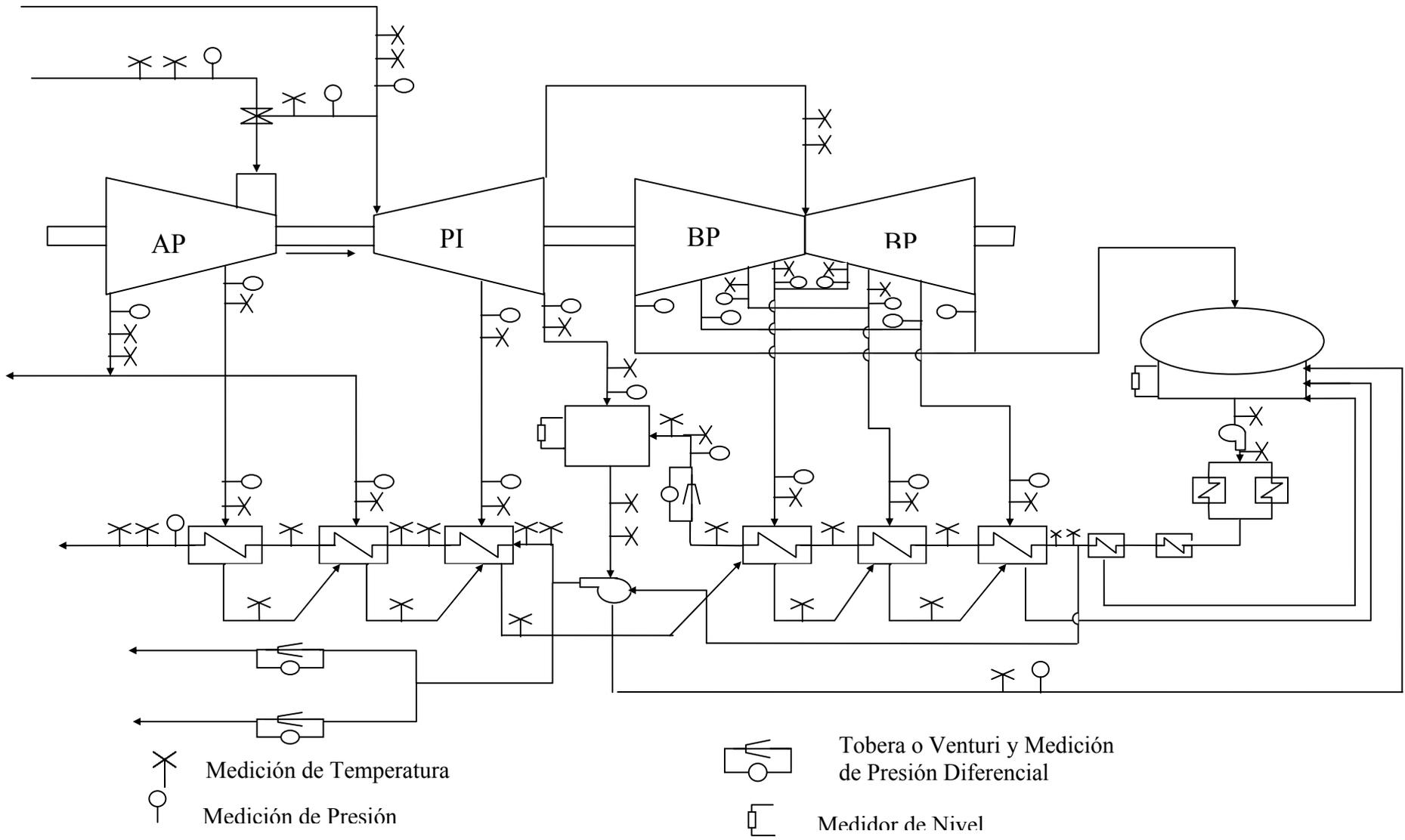


Figura 2.2.1. Localización y tipo de medición para la prueba del código ASME PTC 6.

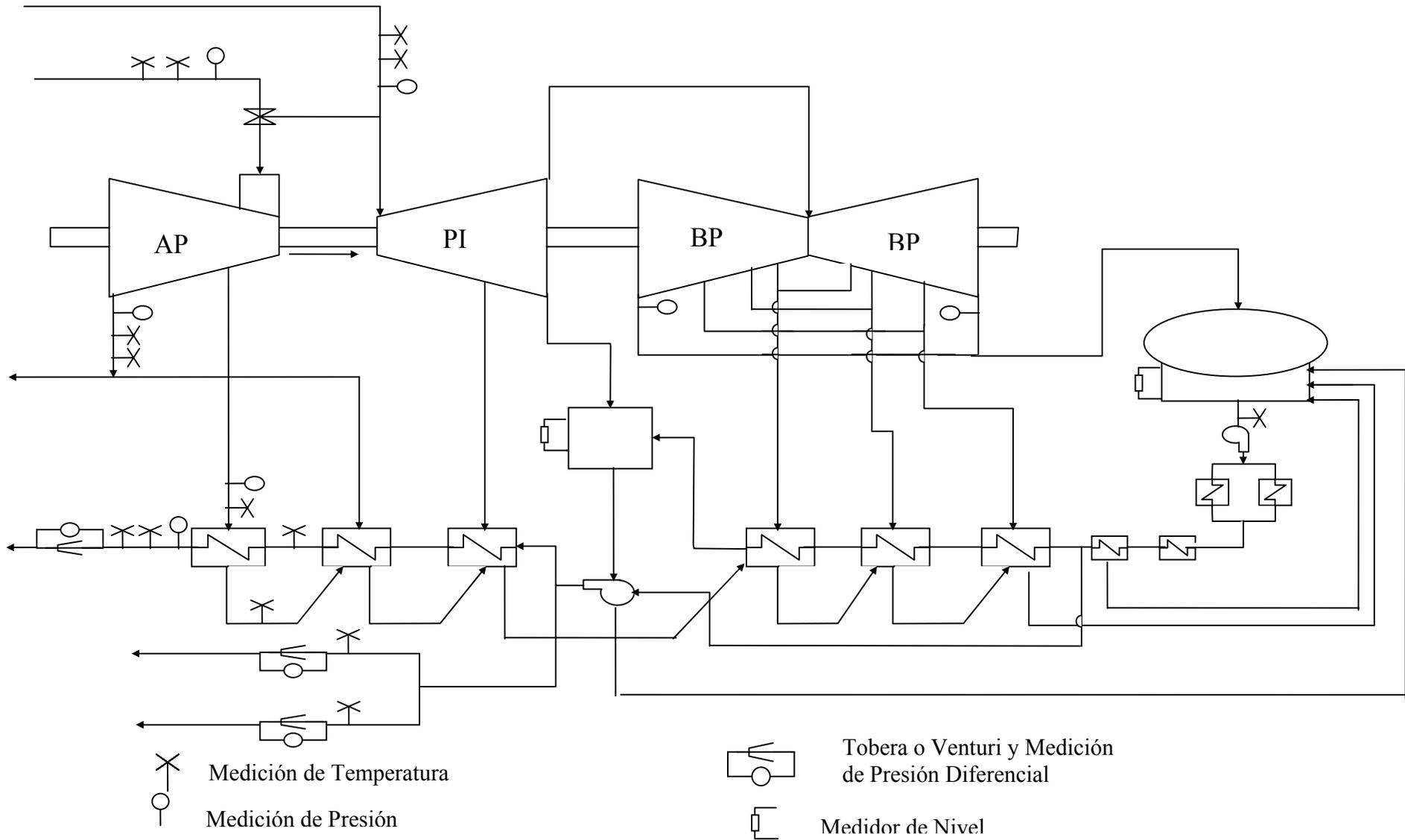


Figura 2.3.1. Localización y tipo de medición para la prueba del código alternativo

CAPITULO III

MONITOREO EN CENTRALES TERMOELÉCTRICAS DEL CICLO TURBINA

El objetivo de este capítulo es proveer información suficiente para poder interpretar apropiadamente los datos obtenidos en las prueba. Esta interpretación permite tomar acciones correctivas con el objetivo de mantener una eficiencia óptima de la planta de energía.

3.1. PROGRAMAS DE PRUEBAS.

Determinar el comportamiento térmico de un ciclo de turbina en una forma continua, es una parte importante de un programa de monitoreo para mejorar el régimen térmico. Durante la operación, algunos problemas que ocurren pueden ser detectados durante el monitoreo de parámetros claves (presión y temperatura del vapor de admisión, vacío del condensador etc.). Un problema es detectado cuando se observa una desviación de un valor standard de algún parámetro. Las pruebas de aceptación o cálculos de valores esperados sirven como standard y en el monitoreo se detectan las desviaciones con respecto a este valor.

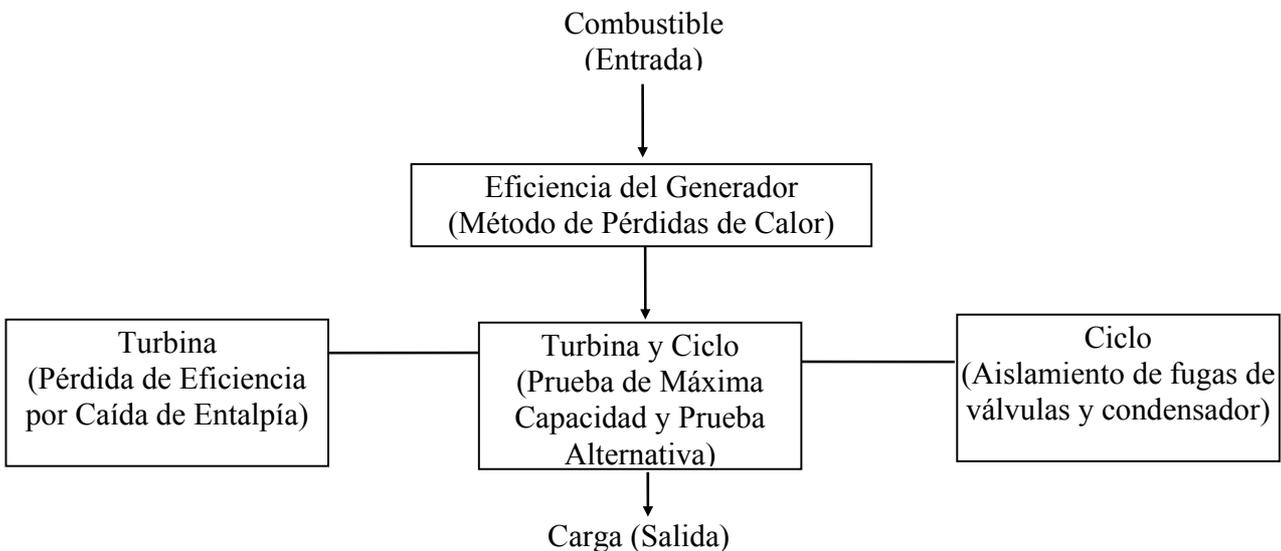


Figura 3.1.1. Diagrama de entradas y salidas en una planta de energía.

El objetivo de un programa de pruebas es proveer la información suficiente para poder realizar una apropiada interpretación de los datos de prueba con lo cual se puede tomar una acción correctiva que puede ser tomada tan rápido como sea posible. Si el deterioro es debido a depósitos, acciones correctivas se pueden iniciar antes del mantenimiento. También en algunos casos, partes de repuesto pueden ser ordenadas por adelantado. Las pruebas deben ser desarrolladas el suficiente tiempo para determinar si el deterioro es gradual o repentino. Si el deterioro es gradual, la más probable causa es depósitos o erosión de partículas sólidas. Si el deterioro del comportamiento es repentino, las posibles causas son debido a material extraño como son fracturas mecánicas, gotas de soldaduras, o inducción de agua.

El comportamiento térmico (combustible que entra-KW generados) de una planta de poder depende de la eficiencia del generador de vapor y del régimen térmico del ciclo-turbina como se ilustra en la figura 3.1.1. La eficiencia del generador de vapor es usualmente medida usando el método de pérdidas de calor descrito en la norma ASME PTC 4.1.

La más efectiva aproximación para medir la eficiencia de una turbina es la prueba de caída de entalpía, que se mencionó en el capítulo anterior. Para esta prueba se necesita calcular la entalpía de entrada y salida en la sección de turbina que se desea analizar, solamente la presión y la temperatura de la entrada y salida se necesita medir. Estas mediciones pueden ser muy aproximadas usando el tipo de instrumentación mencionada en el código ASME PTC 6.

Las pérdidas del ciclo son principalmente debido a fugas en válvulas. Un camino para evaluar el efecto y localización de las fugas de válvulas es aislar el ciclo cerrando las válvulas manualmente en secuencia y medir el cambio en la carga de salida. También, medir las temperaturas de todas las tuberías que entran al condensador pueden ayudar a localizar fugas de válvulas. Cuando las fugas de válvulas son localizadas, una estimación del flujo de la fuga y sus efectos en el régimen térmico y KW de salida pueden ser calculados. Una lista apropiada de arreglo de válvulas para el próximo mantenimiento puede ser realizada.

La prueba de máxima capacidad eléctrica (Prueba a válvulas completamente abiertas) es un buen camino para monitorear el comportamiento del ciclo-turbina. Si el deterioro en máxima capacidad no puede ser explicado por cambios en la eficiencia de las turbinas de alta y intermedia presión, flujo de entrada y cambios en el ciclo, una prueba de régimen térmico por el método alternativo debe ser realizado.

El método de entradas y salidas es muy efectivo para unidades de gas y combustóleo. El combustible que entra y los KW's de salida son medidos y el régimen térmico es calculado de la cantidad y del valor del calor del combustible dividido por los KW's de salida. El régimen térmico del ciclo es calculado tomando en cuenta la eficiencia del generador de vapor.

Existen otras variables que afectan el régimen térmico, estas son el comportamiento de los calentadores y las fugas de los empaquetamientos del eje. Estos efectos son pequeños y generalmente contribuyen muy poco a la explicación del deterioro del comportamiento de la planta. Generalmente la instrumentación es insuficiente para determinar el comportamiento de los calentadores de agua de alimentación. Usando instrumentación calibrada para todas las mediciones en el ciclo turbinas-calentadores es muy caro.

El efecto de las fugas por empaquetamiento por ejes en el deterioro, también es muy pequeño. Sin embargo, para propósitos de diagnóstico, las fugas por empaquetamiento de la salida de alta presión a la turbina de media presión debe ser continuamente monitoreada.

Para un programa de prueba debe ser tomada para cada unidad las variables que se muestra en la Tabla 3.1.1, pero el programa debe ser flexible. La frecuencia de pruebas podrá ser modificada basada en el pasado histórico de la unidad. Si la turbina experimenta un deterioro súbito, las pruebas pueden ser conducidas cada semana o en algunos casos, ciertos parámetros deben ser monitoreados a diario.

Se recomienda realizar la prueba de máxima capacidad una vez a la semana y la prueba de caída de entalpía una vez cada cuatro meses. Sin embargo, cuando la prueba de eficiencia de caída de entalpía sea realizada los MW, presión del condensador, temperatura final del agua de

alimentación, flujos de atemperación y flujos de auxiliares deben ser medidos para que la prueba de máxima capacidad pueda ser calculada.

Las pruebas de aceptación son realizadas cuando la turbina es puesta por primera vez en operación comercial para determinar si la turbina cumple con su garantía. Si por alguna razón, las pruebas de aceptación no son realizadas, los resultados de las pruebas de eficiencia por caída de entalpía y prueba de máxima capacidad, conducidas tan pronto como sea posible después de iniciar la operación de la unidad, pueden servir como comportamiento esperado.

En los puntos siguientes de este capítulo se detallara los procedimientos que se deben aplicar para obtener un buen monitoreo de la unidad.

	Prueba del método alternativo para monitoreo (Si se necesita)	Prueba de máxima capacidad (Semanalmente)	Prueba de eficiencia por caída de entalpía (Una vez cada cuatro meses)
MW	0	0	0
W _{Aguua de Alimentación}	X , 0		0
P _{Entrada}	X	0	X
T _{Entrada}	X	0	X
P _{Primer paso}	X		X
P _{Recalentado Frío}	X		X
T _{Recalentado Frío}	X		X
P _{Recalentado Caliente}	X		X
T _{Recalentado Caliente}	X	0	X
P _{X-0}	X		X
T _{X-0}	X		X
P _{Condensador}	X	0	0
T _{FF}	X	0	0
W _{Atemperación Recalentador}	0	0	0
W _{Atemperación Sobrecal}	0	0	0
P y T de calen. Sup.	X		
CÁLCULOS			
Régimen Térmico	*		*
Eficiencia de AP	*		*
Eficiencia de PI	*		*
Eficiencia de BP	*		*
MW _{Corregidos}	*	*	*
P _{Primer Paso Corregido}	*		*
W _{FF Corregido}	*		*
P _{Recalentado Caliente Corregi}	*		*
P _{X-0 Corregido}	*		*
ΔP del Sobrecalent.	*		*
P _{Primer Paso} /P _{Rec. Frío}	*		*
P _{rec. Caliente} /P _{X-0}	*		*

* = Tipo de instrumentación del código ASME

o = Instrumentación estacionaria

Tabla 3.1.1. Puntos de ediciones para el programa de pruebas.

3.2. PRUEBAS DE EFICIENCIA POR CAÍDA DE ENTALPÍA PARA TURBINAS DE ALTA E INTERMEDIA PRESIÓN.

Las pruebas de eficiencia por caída de entalpía tienen una alta efectividad, el costo es bajo porque solo la presión y temperatura a la entrada y salida de la sección de la turbina deben ser medidas para calcular la entalpía. Las pruebas pueden ser muy exactas, $\pm 1/4 \%$, si se usa la instrumentación recomendada por la ASME.

Es necesario duplicar la instrumentación de las temperaturas medidas para obtener una buena exactitud y asegurarse que la medición de la temperatura es la correcta. Las temperaturas son medidas con dos termopares instalados. La presión se mide con un porcentaje de error dentro de 0.1% usando transductores calibrados. El error probable de la prueba de eficiencia de caída de entalpía es aproximadamente 1/4 %. Esta incertidumbre ha sido verificada por comparación de mediciones de flujo con flujo calculado usando eficiencias de caída de entalpía. Para obtener un buen grado de exactitud y repetibilidad, las pruebas deben ser realizadas bajo condiciones de estado estable. Las fluctuaciones de la presión de vapor no deben exceder 1% y las fluctuaciones de la temperatura no deben exceder 5 °F. Las condiciones estables deben ser mantenidas por lo menos una hora y media antes de tomar lectura.

Los transmisores de presión y termopares deben ser localizados como lo muestra la figura 3.2.1. La presión y temperatura de entrada deben ser medidas antes de las válvulas de paro. Las pérdidas de presión en las válvulas de paro y las válvulas de control es responsabilidad del fabricante de la turbina y estas pérdidas deben ser incluidas en el calculo de eficiencia por caída de entalpía.

La relación entre flujo y carga es establecida sobre un rango de carga cuando la turbina es nueva y está en buenas condiciones; sin embargo, un programa de pruebas sobre la vida de la unidad no necesita incluir pruebas sobre rangos de cargas en un periodo de tiempo. Generalmente las pruebas a VWO son suficiente para indicar problemas en las turbinas de AP y PI. Cuando ocurre un deterioro las pruebas sobre rangos de carga puede ser un parámetro para una adecuada interpretación de los datos de prueba.

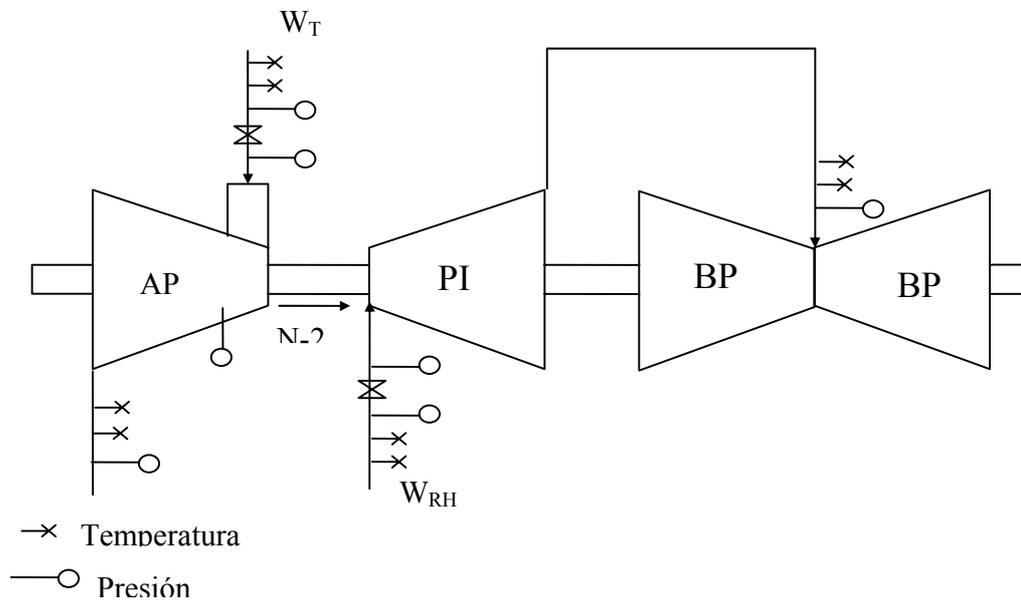


Figura 3.2.1. Localización de la instrumentación para el método de eficiencia de caída de entalpía.

3.2.1. CAÍDA DE PRESIÓN EN LAS VÁLVULAS DE PARO.

Si se tiene una conexión de presión aguas abajo de la válvula de paro, esta es usada en la medición de caída de presión a través de la válvula de paro. Si una reparación al generador de vapor ha ocurrido durante un paro, una fina malla debe ser instalada. Cuando la maya es limpiada, la caída de presión a través de la válvula es aproximadamente 2%. Sin embargo, si la caída de presión se incrementa a 10% debido a taponamiento de material extraño, la unidad debe de salir de operación y limpiar la maya o reemplazarla. De otro modo, la maya podría quebrarse y el material extraño dañaría la turbina.

3.2.2. PRESIÓN Y TEMPERATURA DEL RECALENTADO FRÍO.

El vapor recalentado frío generalmente deja a la turbina de alta presión en dos partes. La temperatura en estas dos tuberías son diferentes, especialmente a altas cargas en unidades de parcial admisión debido a las diferencias de temperatura en la descarga del primer paso. es mejor medir la presión y temperatura después de estas tuberías y aguas abajo de un codo que asegure la buena mezcla. Mediciones en las tuberías individuales, requiere doble cantidad de instrumentación y suponer que el flujo de cada tubería es igual.

3.2.3. PRESIÓN DEL PRIMER PASO.

La presión del primer paso no es requerida para cálculos de eficiencia por caída de entalpía excepto en algunos casos para determinar pérdidas internas. Sin embargo, la medición de presión del primer paso durante la prueba del calculo de eficiencia de la turbinas, es extremadamente valioso para una adecuada interpretación de los datos de prueba. La presión del primer paso, la presión del recalentado caliente y la presión del Cross Over, son usados como indicadores de cambio de flujo o cambios en las condiciones de los pasos de la turbina.

3.2.4. CAÍDA DE PRESIÓN EN LA VÁLVULA INTERCEPTORA.

La presión y temperatura del recalentado caliente debe medirse antes de la válvula interceptora. Tener una conexión de presión aguas abajo de la válvula interceptora es importante por la misma razón que la válvula de paro. Si la válvula de paro y la válvula interceptora están separadas, el total de caída de presión es aproximadamente 2% cuando la malla fina esta limpia. La caída de presión no debe aumentar a través de la válvula, cuando el calculo de la eficiencia de la turbina de presión intermedia indica un peor comportamiento.

3.2.5. PRESIÓN Y TEMPERATURA DEL VAPOR EN EL CROSS-OVER.

La presión y temperatura del vapor de salida de la turbina de presión intermedia debe ser medidas en el Cross-Over. Originalmente estas presiones eran realizadas en el tazón de baja presión. Algunos utilizan la presión y temperatura en la extracción del calentador de la salida de la turbina de presión intermedia. Desafortunadamente, el flujo de extracción es una pequeña fracción del flujo que deja el último paso de la turbina de presión intermedia. Pequeños cambios en la cantidad de extracción pueden alterar la temperatura del vapor de extracción, obteniendo indicadores falsos de un cambio en la eficiencia de la turbina de presión intermedia. Por lo tanto una nueva instalación o re-arreglo de la turbina existente para que la temperatura medida a la salida de la presión intermedia sea tomada de la tubería en el Cross-Over.

3.2.6. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL RECALENTADOR.

Las mediciones que se toman durante la prueba de eficiencia, nos dan información adicional a la eficiencia de las turbinas AP y PI. El porcentaje de caída de presión en el recalentador debe mantenerse de una prueba a VWO a otra, y sobre el rango de carga. Pequeñas variaciones a alta carga existen si la temperatura del recalentado caliente decrece con la carga. Sin embargo, si las variaciones se exceden un cuarto de por ciento de incremento de diferencia de presión indica errores en la medición de presión en recalentado frío o recalentado caliente. Un indicador de una mala presión puede ser obtenida por el calculo del radio de presión del primer paso al recalentado frío y del radio de presión del recalentado caliente al cross-over. Estos radios de presión deben permanecer constantes. Si el radio de presión a través de los pasos simples de la turbina de AP cambian, la presión del recalentado frío puede tener un error y debe ser investigado, algunos de los problemas es la aplicación incorrecta de factores de calibración del transmisor o correcciones por columnas de agua. Seguro un error de la presión del recalentado frío también produce un error en la eficiencia de la turbina de HP. Similarmente, un cambio en el radio de presión a través de la turbina de IP es un indicador de un problema con la presión del recalentado caliente, que también afecta el calculo de la eficiencia de la turbina de PI.

3.2.7. TENDENCIAS DE EFICIENCIA, CAÍDA DE PRESIÓN, Y CORRECCIONES DE LOS PARÁMETRO DE PRESIONES CLAVES.

Las eficiencias, porcentaje de caída de presión en el recalentador, y radios de presión deben ser graficados contra el tiempo como un análisis adicional de los datos de prueba. Similarmente graficar las tres parámetros de presión, P_{1st} , P_{HRH} , y P_{x-o} , deben ser usados como un indicador de cambio de flujo o cambio en las condiciones de los pasos aguas arriba de la presión medida a válvulas completamente abiertas. El flujo de agua de alimentación que entra al generador de vapor corregido por presión y temperatura de entrada y carga eléctrica corregida por condiciones de entrada, temperatura del recalentado caliente, flujos de atemperación, presión de escape, y cambios en los flujos auxiliares pueden ser graficados contra el tiempo.

Estas gráficas pueden ayudar para:

- 1.- Detectar errores en los datos de prueba.
- 2.- Se puede localizar áreas de mal comportamiento (Si el deterioro es en la turbina de alta presión o en las válvulas, si el deterioro es en la turbina de PI o BP)
- 3.- Evaluación de las causas de deterioro (Si el deterioro es debido a depósitos, erosión por partículas sólidas, objetos extraños, o válvulas rotas)
- 4.- Corregir la causa de deterioro lo mas pronto posible. (Si el problema son depósitos, las acciones correctivas no deben esperar hasta el próximo mantenimiento)
- 5.- Ordenar comprar partes para la próxima salida de la unidad.

Las tendencias ayudan a detectar cambios en la caída de presión en porciento en el recalentador, cambios en la eficiencia de HP y PI, inexplicables cambios en P_{1st}/P_{CRH} y P_{HRH}/P_{x-o} . También, pueden ser detectados errores de prueba observando las variaciones en mediciones duplicada y inconsistencia en las mediciones. Por ejemplo si la eficiencia de la turbina de HP y PI se incrementa, los datos de prueba deben ser cuidadosamente analizados. Si hay un incremento en presión y temperatura de la extracción de la turbina a la entrada de los calentadores, una de las mediciones puede tener error. Estos métodos para verificar los datos de prueba son:

- 1.- Caída de presión en el recalentador es constante.
- 2.- sospechosos cambios en la eficiencia de las turbina de AP y PI.
- 3.- Sospechosos cambios en P_{1s} , P_{CRH} , P_{HRH} y P_{x-o} .
- 4.- Inexplicables cambios en P_{1s}/P_{CRH} y P_{HRH}/P_{x-o} .
- 5.- Variación en las mediciones duplicadas.
- 6.- Inconsistencias en las mediciones.
- 7.- Gráfica de la curva de prueba desviada de la curva de diseño.

3.2.8. CORRECCIONES DE PRESIONES DE PRUEBA A CONDICIONES ESPECÍFICAS.

Para calcular la eficiencia de la turbina de AP no se debe corregir las presiones Una desviación en la presión de salida de la turbina de AP cambia la temperatura de salida. Las variaciones de presión pueden ser debido a variaciones en la temperatura de entrada, temperatura del recalentado caliente, y flujos de atemperación. La corrección de la turbina de AP en la presión de salida sin cambios en la temperatura puede resultar en un error en el cálculo de su eficiencia. Se usa condiciones de prueba sin corregir para calcular la eficiencia de la turbina de AP por el método de caída de entalpía.

Los tres parámetros de presión importantes deben ser corregidas por P_T , T_T , T_{HRH} , y flujo de atemperación del recalentador. La presión del primer paso puede ser usada como un indicador de cambio en el flujo de entrada para una unidad con recalentamiento si se corrige por presión y temperatura de entrada de diseño como sigue:

$$P_C = P_O \sqrt{\frac{P_D v_T}{P_T v_D}} \quad (3.2.8.1.)$$

Donde:

P_C = Presión corregida.

P_O	=	Presión de prueba.
P_T	=	Presión de entrada de prueba.
P_D	=	Presión de entrada de diseño.
v_T	=	Volumen específico de entrada de prueba.
V_d	=	Volumen específico de entrada de diseño.

Sin embargo, la temperatura de entrada cambia, a posición de válvula constante, la presión de primer paso permanece igual. El flujo de entrada cambia pero la presión del primer paso permanece constante debido a que la temperatura que entra al segundo paso también cambia. La ecuación 3.2.8.1 aplica para todos los pasos en la turbina de AP. Si hay una extracción fuera de la turbina de AP y su presión es usada como un indicador de flujo, la presión debe ser corregida usando la ecuación 3.2.8.1.

Para unidades sin recalentamiento, la ecuación 3.2.8.1 se aplica como un indicador de flujo. Si la temperatura de entrada cambia, este cambio no tiene efecto en presiones a través de la turbina. Estas presiones deben corregirse solo por presiones de entrada:

$$P_C = P_0 \frac{P_D}{P_T} \quad (3.2.8.2)$$

La ecuación 3.2.8.2 se usa también para la presión del primer paso de unidades de recalentamiento.

La presión del recalentado caliente es corregida por P_T , T_T y T_{HRH} y flujo de atemperación del recalentador, como sigue:

$$P_C = P_C \sqrt{\frac{P_D v_T}{P_T v_D}} \sqrt{\frac{v_{DR}}{v_{TR}} \left(\frac{w_{RH}}{w_{RH} + w_S} \right)} \quad (3.2.8.3)$$

Donde:

v_{DR} = Volumen específico a temperatura de recalentado caliente de diseño y presión a la entrada de la válvula interceptora de prueba.

v_{TR} = Volumen específico a temperatura y presión de prueba a la entrada de la válvula interceptora.

w_{RH} = Flujo a la entrada de la válvula interceptora con cero de flujo de atemperación a la entrada de la válvula interceptora.

w_S = Flujo de atemperación del recalentador.

La ecuación 3.2.8.3 también puede ser usada para corregir la presión del recalentado frío:

$$P_{CRH} = P_{HRH} + \frac{(\% \text{ de caída de presión a través del recalentador})}{100} \times P_{CRH}$$

y $\% \Delta P_{RH}$ permanece constante cuando P_T , T_T , T_{HRH} y atemperación al recalentador cambia. La presión del cross-over y todas las otras presiones de las extracciones de la turbina de PI y BP pueden ser corregidas usando la ecuación 3.3.

3.2.9. EFECTO DE LA PRESIÓN Y TEMPERATURA EN LA EFICIENCIA DE LA TURBINA DE ALTA PRESIÓN.

Al arrancar, es deseable realizar pruebas de eficiencia, tan rápido como el vapor en la sección de la turbina es sobrecalentado con un mínimo de 25°F de sobrecalentamiento a la salida de la turbina. Esta prueba es conducida antes de las condiciones específicas iniciales.

El efecto de la temperatura de entrada en la eficiencia de la turbina de HP es significativa. Un incremento de 50°F en temperatura reduce la eficiencia en 0.55%. En algunos casos al arrancar la prueba son conducidos con una temperatura de entrada 100°F abajo que el diseño, debido a esto podría introducirse un error arriba del 1% al determinar el deterioro. Para 100°F de incremento en la temperatura de entrada, la energía disponible se incrementa en 171 BU/lbm a 190 BTU/lbm para 2400 psia, debido a las divergencias de las líneas de presión en el diagrama de Mollier.

3.2.10. EFICIENCIA DEL PRIMER PASO.

La eficiencia del primer paso (paso gobernante o paso de control) en las turbina es difícil de medir. El cálculo de entalpía aguas abajo del primer paso requiere la medición de la temperatura del vapor tan bien como su presión. Tratar de instalar termoposos que entre en el primero y el segundo paso no puede tener éxito por que la inmersión es cerca de 1/8". La medición de la temperatura es cerca del metal de la carcasa en lugar de la temperatura del vapor.

3.3. FLUJOS OPUESTOS EN TURBINAS -FUGAS INTERNAS-.

En unidades con flujos opuestos, las fugas internas deben ser cuantificadas con el objeto de que la entalpía de la mezcla del tazón del recalentado caliente que entra en la turbina de presión intermedia pueda ser calculado, tomando en cuenta que el valor de las pérdidas de eficiencia es una herramienta de diagnostico estas fugas son importantes. Los siguientes métodos han sido usados para determinar los flujo de las fugas internas.

1.- Medición del flujo

Método A.G.E.

B. Método Brandon.

2.- Variación de Temperatura.

3.- Eficiencia de la Turbina de PI contra el rango de carga.

4.- Apertura de la válvula de emergencia.

3.3.1. LOS MÉTODOS DE G.E. Y BRANDON DE MEDICIÓN DE FUGAS INTERNAS [16] .

Los métodos G.E. y Brandon de medición de fugas internas, requiere la instalación de una línea de bypass de la válvula de emergencia como se muestra en la figura 3.1. Una válvula de control es instalada en la línea de baypass para regular el flujo. El método G.E. fue el primero en usarse en los 50's. El método de Brandon fue desarrollado después durante el proyecto de EPRI a Potomac Electric's Morgantown Power Plant. estos métodos son similares excepto que el método de Brandon la medición de flujo es más exacto. También, menos flujo de Baypass es necesitado con el método de Brandon y la técnica para calcular las fugas internas de la medición de flujo es mas sofisticada. La válvula de control es instalada de tal manera que la presión en la turbaría de emergencia esta significativamente arriba que presión del tazón de sobrecalentado. el método G.E. pone esta presión igual a la presión del tazón de recalentado y asume el flujo de fugas atravez de los empaquetamientos aguas arriba de el alivio es igual al flujo de medición. La formula de Martin es usada para calcular los empaquetamientos como sigue:

$$w_L = 25KDC \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_X}{P_1}\right)^2}{N - \log_e \left(\frac{P_X}{P_1}\right)}} \quad (3.3.1.1)$$

Donde:

- w_L = Fugas internas
- C = Claro del diente del empaquetamiento.
- P_1 = Presión del primer paso.
- v_1 = Volumen específico a p_1 y temperatura del primer paso.
- N = Numero de dientes aguas.
- P_X = Presión medida + incremento de presión.
- ΔP = Valor típico del incremento de presión es 4.5 .

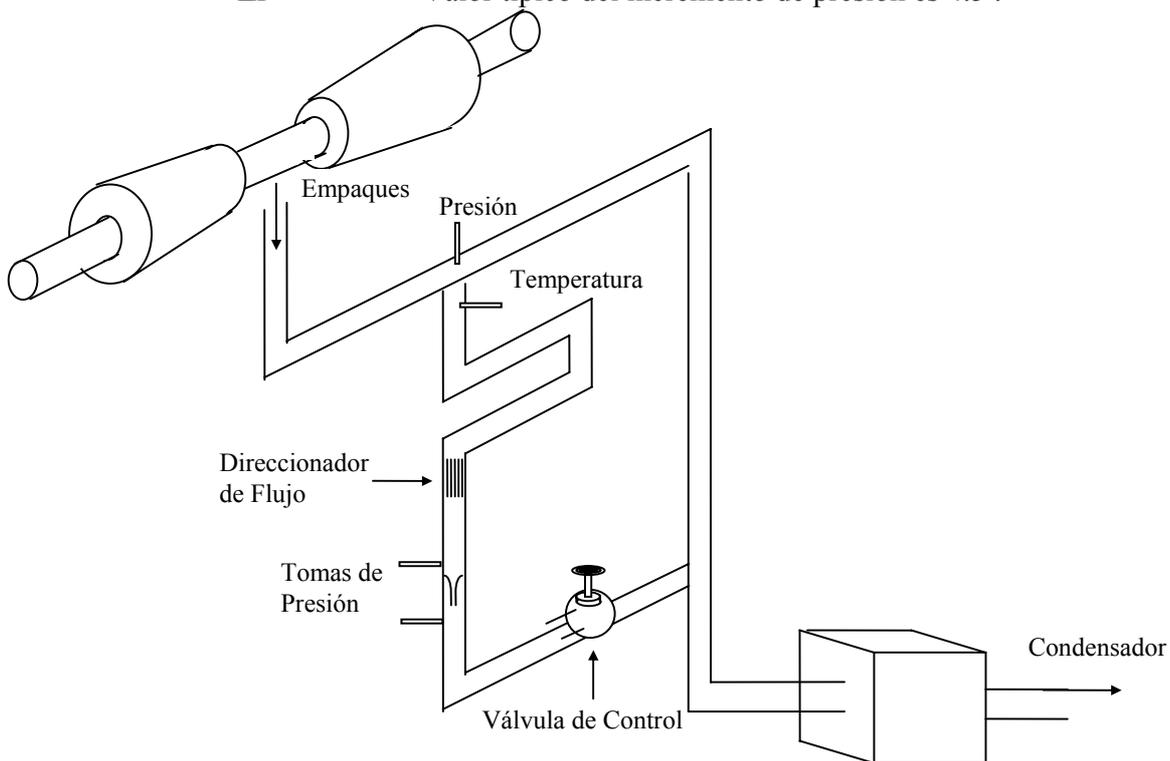


Figura 3.3.1.1 Sistema de medición para empaques. -Método Brandon-

En el método de Brandon, la medición del flujo, w_x es la diferencia entre el flujo aguas arriba de la anular, w_1 , y el flujo aguas abajo de la anular, w_2 .

La medición de flujo es usado para calcular los claros de diente de enpaquetamiento usando la formula de martin:

$$w_L = 25K\pi DC \left(\beta_1 \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} - \beta_2 \sqrt{\frac{P_x}{v_x}} \right) \quad (3.3.1.2)$$

Donde:

$$\beta_1 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_x}{v_1} \right)^2}{N - \log_e \left(\frac{P_x}{P_1} \right)}} \quad (3.3.1.3)$$

$$\beta_2 = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{HRH}}{v_x} \right)^2}{N - \log_e \left(\frac{P_{HRH}}{P_x} \right)}} \quad (3.3.1.4)$$

Uno de los dos claros de dientes es conocido, w_1 y w_2 puede ser calculado y graficado contra la presión anular en la figura 3.2. El flujo anular es entonces decrementado por ajuste de la válvula de control. Nuevos valores de w_1 y w_2 son calculados y graficados contra la presión anular. El punto de intersección de las curvas de w_1 y w_2 representa el flujo de fugas.

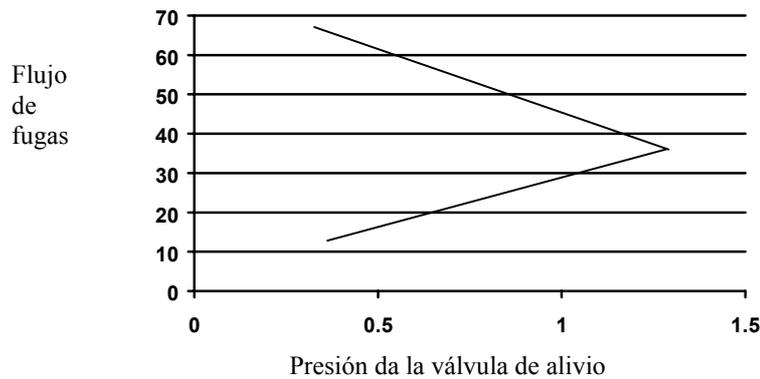


Figura 3.3.1.2. Gráfica típica de flujo de fugas contra presión anular de la válvula de alivio.

3.3.2. MÉTODO DE VARIACIÓN DE TEMPERATURA.

Si una turbina no está equipada con línea de bypass ni con la instrumentación requerida para la técnica de medición de flujo, el método de variación de temperatura puede ser usado para determinar el flujo de fugas, este método fue usado en los años 60's. La instrumentación del método de eficiencia de caída de entalpía debe ser usada para este método. Esencialmente el método es la medición de la eficiencia de la turbina de PI con diferentes condiciones en el tazón de recalentamiento. La entalpía del tazón de recalentamiento depende de la temperatura del recalentado caliente, y la entalpía de las fugas internas del vapor, con cambios en la temperatura de entrada. La gran variación puede ser obtenida por incremento de la temperatura de entrada y el decremento de la temperatura del recalentado caliente. Es decir, la máxima diferencia de temperatura no exceda de 75°F. El procedimiento de la prueba es como sigue:

- a. Realizar una prueba a carga completa con condiciones de diseño.
- b. Medir la presión y la temperatura antes de la válvula interceptora y el cross-over.
- c. Asumir cero fugas internas y calcular la eficiencia de la turbina de PI.
- d. Graficar la eficiencia de la turbina de intermedia presión contra las fugas internas como se muestra en la figura 8-17.
- e. Asumir 1% de fugas internas y repetir los pasos c y d. La entalpía de las fugas es tomado de la línea de expansión de la turbina de AP y presión del primer paso.

- f. Asumiendo 2% de fugas internas y repetir los pasos c y d.
- g. Continuando este proceso y dibujando línea recta a través del cálculo de eficiencias.
- h. Conducir la prueba a carga completa con temperatura de recalentado caliente de diseño y bajar temperatura de entrada lo permitido por el fabricante de la turbina y obtener la eficiencia de la turbina de PI.
- i. Repetir los pasos de b hasta g.
- j. Conducir una prueba a carga completa con temperatura de entrada de diseño y con disminución de la temperatura de recalentado caliente, lo permitido por el fabricante de la turbina.
- k. Repetir los pasos de b hasta g.

Las tres curvas de estas tres pruebas tienen una pendiente diferente. (ver la figura 3.3.2.21). La intersección de las tres curvas son el flujo de fugas internas y la eficiencia corregida de la turbina de PI. Puede haber tres intersecciones. La fuga debe ser tomada de la intersección de las dos curvas con más grandes desviación en sus pendientes.

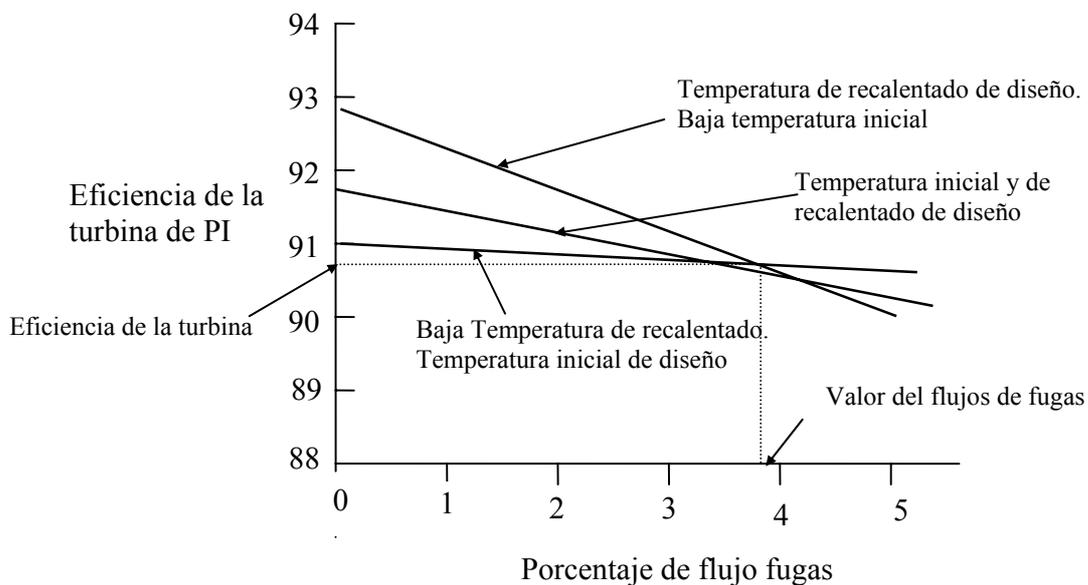


Figura 3.3.2.1 Gráfica típica de la eficiencia de turbina de IP contra flujo de fugas.

3.3.3. EFICIENCIA DE LA TURBINA DE PI CONTRA RANGO DE CARGA.

La eficiencia de los pasos de la turbina de PI es constante sobre la carga debido a que el flujo de volumétrico y radio de presión son constantes. Es decir, si la eficiencia de la turbina de PI es calculada en condiciones antes de la válvula interceptora, la eficiencia de la turbina de PI a pequeñas cargas es mayor que a carga completa. Esto en una gráfica de eficiencia contra carga es una curva con pendiente, como se muestre en la figura 3.4. En esta situación se asume a 1% de flujo de fugas y se recalcula la eficiencia de la turbina PI. La pendiente de la curva debe decrecer. Se continua asumiendo valores mas altos del flujo de fugas hasta que la curva de eficiencia de la turbina de PI sea una línea recta horizontal (Fig. 3.3.3.1). Esta técnica también puede ser aplicada a secciones de turbinas de AP, PI, y PI_2 en la misma forma, pero este mas complicada por que hay dos flujo de fugas por cuantificar.

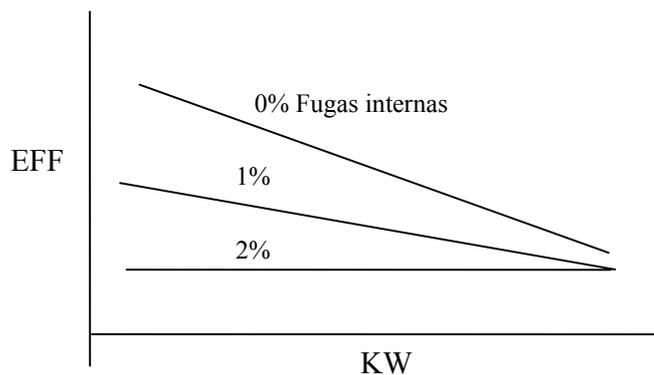


Figura 3.3.3.1. Gráfica típica de eficiencia de turbina PI contra fugas internas.

3.3.4. APERTURA DE LA VÁLVULA DE ALIVIO DE EMERGENCIA.

Este método utiliza la válvula de alivio para desviar la fugas internas de la turbina de PI al condensador. Por esto, la eficiencia de la turbina PI calculada en condiciones de entrada de válvula interceptora representa la eficiencia verdadera. Es decir, esto es verdad si el alivio del sistema es capaz de pasar el flujo de fugas internas.

3.4. PRUEBA DE EFICIENCIA POR CAÍDA DE ENTALPÍA EN LA TURBINA DE BAJA PRESIÓN.

La prueba de eficiencia por caída de entalpía en la turbina de baja presión, puede ser conducida si es posible la medición del promedio de entalpía del vapor de salida. En muchos casos el vapor de salida es húmedo y la entalpía no puede ser determinada de la medición de la presión y temperatura. es decir, es posible que en unidades de recalentamiento y también en unidades de doble recalentamiento la obtención del vapor sobrecalentado en el escape a cargas pequeñas por incremento en la presión en el escape. Presiones absolutas en el orden de 4.5 a 5 “ de Hg son necesarias y para esto el fabricante debe ser consultado. En muchos casos esta condición esta dentro del rango de operación. Es decir, los fabricantes tienen un límite máximo de presión vacío de 3.5 “ de Hg e unidades que experimentan problemas en el último alabe. También los fabricantes de turbina recomiendan registrar el rango de cambio de temperatura y la máxima temperatura de exhaust hood debe ser observada. La salida del vapor en condiciones de sobrecalentado esta dentro del rango de condiciones de operación del fabricante de la turbina.

La primera ventaja de estas pruebas es la simplicidad. Solo presión y temperatura son requeridas Para esto no es necesario aislar el ciclo para determinar el deterioro de la turbina. El costo es una fracción pequeña del costo de una prueba de régimen térmico.

Las desventajas de este procedimiento es que es realizado a cargas bajas y alta presión de salida. La presión del último paso es drásticamente reducido. Bajo estas condiciones, el comportamiento del último paso a condiciones de diseño no esta medido. es decir que para propósitos de

monitoreo, efectos de depósitos o daño del último paso puede ser detectado como cambio en la eficiencia de la turbina de LP.

3.5. PRUEBA DE MÁXIMA CAPACIDAD A VÁLVULAS COMPLETAMENTE ABIERTAS.

Las pruebas de eficiencia por caídas de entalpías realizadas cuatro o dos veces al año no arroja la suficiente información para determinar si el deterioro es gradual o súbito. Por eso es necesario tener algún indicadores de cambio de comportamiento entre las pruebas de eficiencia de caída de entalpía. La prueba de máxima capacidad es ideal para este propósito. Una vez a la semana o tan repetido como sea posible, la unidad debe ser operada a condiciones de válvulas completamente abierta y con carga eléctrica registrada.

En algunos casos, es necesario reducir la presión de entrada con el objetivo de operar a condiciones de válvulas completamente abiertas. Esto no es problema debido a que la carga es corregida por presión de entrada y esta corrección es muy aproximada. La carga eléctrica también debe corregirse por temperatura de entrada de diseño y temperatura del recalentado caliente. La instrumentación instalada, calibrada durante la prueba de eficiencia puede ser utilizada para la prueba de máxima capacidad. En adición la carga eléctrica debe ser corregida por presión del condensador y cambios en los flujos de atemperación o flujos auxiliares.

3.6. PRUEBAS DE ENTRADA Y SALIDA.

El calor que entra en el ciclo puede ser medido muy aproximado en unidades de gas y aceite. La incertidumbre es de 0.3% para plantas de gas y 0.4 para plantas de aceite. La salida puede ser medida bastante aproximado para el régimen térmico de la planta.

$HR_{PLANTA} = \frac{Q_{ENTRA}}{KW_{SALIDA}}$, esta forma puede ser calculada. Graficando el régimen térmico contra el

tiempo es un excelente camino para detectar el deterioro de la planta entera. Desafortunadamente en este tipo de prueba, no se tiene información suficiente para localizar el origen del deterioro. Es decir el método de pérdidas puede ser usado para determinar si el deterioro esta en el generador o turbina-calentador ciclo. Si el deterioro esta en el ciclo de la turbina, la prueba de eficiencia de caída de entalpía pueden ser usada para determinar el comportamiento de la turbina de alta presión y presión intermedia, y procedimientos para determinar en deterioro de los calentadores, el ciclo deteriorado consigue información para planes correctivos. El método de entrada y salida fue propuesto en 1962 como un procedimiento de prueba de la turbina. El régimen térmico de la turbina puede ser calculado como sigue:

$$HR_{TURBINA} = \frac{Q_{ENTRA} - \text{Perdidas_Generador}}{KW_{SALIDA}} \quad (3.6.1)$$

Donde las pérdidas son determinadas por el método de pérdidas del ASME.

La incertidumbre de este método es +-0.7 a 1%. Esta incertidumbre es mas grande que la de la prueba en ASME PTC 6, pero es mejor que algunas pruebas conducidas usando usando ASME PTC 6S y el código DIN. En adición, Las pruebas del ASME PTC 6 requieren cerca de 7 veces mas instrumentación que el método de entrada-salida y el costo es mayor.

3.7. MÉTODO ALTERNATIVO.

El método alternativo fue originalmente diseñado para pruebas de aceptación para una nueva unidad. Pero también el método alternativo es también usado para monitoriar y conducir pruebas de evaluación en unidades viejas. En este caso existe el elemento de flujo de medición del agua de alimentación.

El método alternativo es mucho mejor que el método de escala completa para propósitos de monitoreo. La gran ventaja del método alternativo es que la operación y el aislamiento del ciclo es exacto en la prueba.

El comportamiento entre el ciclo en operación y ciclo aislado es muy importante. El método alternativo consigue mas aproximación en la medición del deterioro del ciclo operando que el ASME PTC 6, debido a que tiene menos oportunidad de bypass de flujo.

La interpretación de resultados del monitores o de las pruebas realizadas a la turbina, es de suma importancia, por que, una buena interpretación se refleja en un buen análisis y diagnostico de los problemas que tiene la turbina, y con esto poder tomar decisiones de las acciones correctivas y predictivas que se deben tomar para mejorar el comportamiento termodinámico de la turbina. Los conceptos de mayor importancia para una buena interpretación de resultados se analizarán en el capítulo IV.

CAPITULO IV

INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS

Uno de los objetivos más importantes que envuelven a una prueba de turbina es la interpretación de los resultados de prueba. Esto permite juzgar de una forma correcta las acciones que se necesitan tomar para mejorar el comportamiento de la turbina, también el grado de urgencia para atacar los problemas y ayuda a determinar las partes que necesitan restaurar para alcanzar su nivel de eficiencia normal. Algunos resultados de prueba indican la deficiencia de la carga disponible, incrementando los flujos de sellos, o decreciendo la eficiencia de la sección, son relativamente fácil la evaluación, pero es necesario conocer las características de la turbina para entender la razón de cambio del comportamiento. Es importante entender las variaciones de eficiencia en las secciones, presiones en los pasos, y temperatura de los pasos que ocurren debido a los cambios de cargas, presión y temperatura de entrada, temperatura del recalentador, presión del condensador, o debido a flujo removido para servicios.

En este capítulo se presenta el desarrollo de un simulador pero antes se analizaran los parámetros que afectan al ciclo, para poder tener herramientas para interpretar los resultados obtenidos en una prueba por cualquier metodología descritas en el capítulo II.

4.1 RELACIÓN ENTRE PRESIÓN, TEMPERATURA Y FLUJO.

La ecuación general del flujo para cualquier paso de la turbina puede ser expresado como sigue:

$$W = (3600)(C_p)(A_n) \times \sqrt{(2g) \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1} \right) \left(\frac{P_1}{V_1} \right) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (4.1.1)$$

Muchas etapas, incluyendo todas entre el primer y el último paso, operan cerca del radio de presión constante, bajo cambios de la válvula gobernante, flujo de entrada, presión del condensador y condiciones de entrada del vapor.

Para estos pasos, se asume el radio de presión constante, e ignorar pequeñas variaciones en el cambio de γ y A_n , la ecuación 4.1 se reduce a :

$$W = C_q \times const \times \sqrt{\frac{P_1}{V_1}} \quad (4.1.2)$$

Aunque C_q tiene una pequeña variación cuando varia el número de Reynolds, prácticamente se puede considerar constante, por lo tanto la ecuación nos queda:

$$\frac{W}{\sqrt{\frac{P_1}{V_1}}} = const \quad \text{o} \quad \frac{W}{P_1 \sqrt{\frac{1}{R_1 T_1}}} = const \quad (4.1.3)$$

La figura 4.1.1 se representan las características de una etapa.

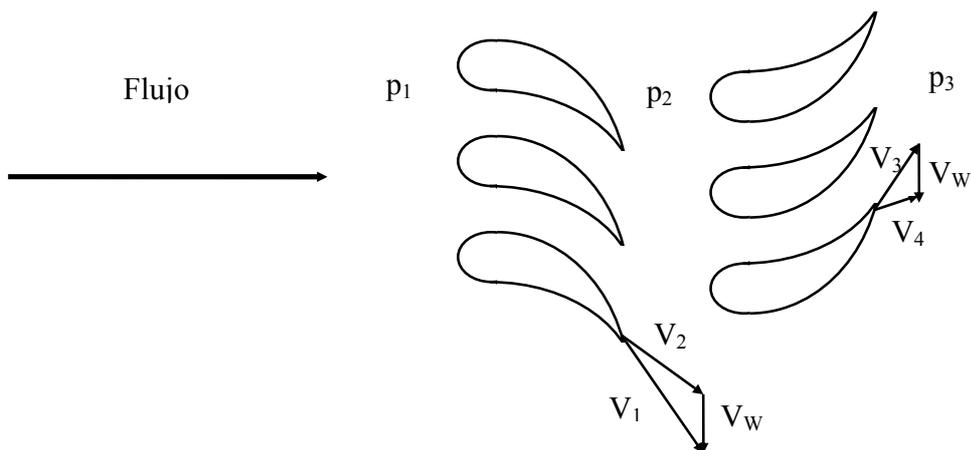


Figura 4.1.1. Diagrama típico de un paso de turbina

Donde:

W	=	Flujo	kg/hr
C _p	=	Coefficiente de flujo	
A _n	=	Área de la tobera	m ² (área alabe estacionario)
γ	=	radio de calores específicos (C _p /C _v)	
P ₁	=	Presión de entrada del paso	
P ₂	=	Presión entre el rodete estacionario y el rodete móvil	
P ₃	=	Presión de salida del paso	
R ₁	=	constante universal de los gases a la entrada del paso	
g	=	aceleración debida a la gravedad	
V ₁	=	Volumen específico a la entrada (m ³ /kg)	
T ₁	=	Temperatura absoluta a la entrada del álabe.	
V	=	Velocidad (m/s)	

La ecuación 4.1.2 y 4.1.3 también puede ser aplicada para el primer paso, dependiendo de la operación de las válvulas gobernantes.

4.2 PRIMER PASO.

En una turbina diseñada para parcial arco de admisión, el área de la tobera del primer paso es dividido en diferentes áreas por una o mas válvulas gobernantes, cuando la turbina es operada con todas las válvulas abiertas, el flujo es máximo. Cuando una válvula es cerrada, el área efectiva es reducida y el flujo al primer paso decrece. El flujo al segundo paso también decrece y en consecuencia el total del flujo decrece. El radio de presión atravez del primer paso decrece por que la presión de salida del primer paso permanece aproximadamente igual a la presión de entrada. Por que el radio de presión cambia cuando cambia la posición de la válvula, la ecuación 4.1.3 son validas solo si la posición de la válvula es constante. Típica línea de expansión para la sección de alta presión a carga parcial es mostrada en la figura 4.2.1.

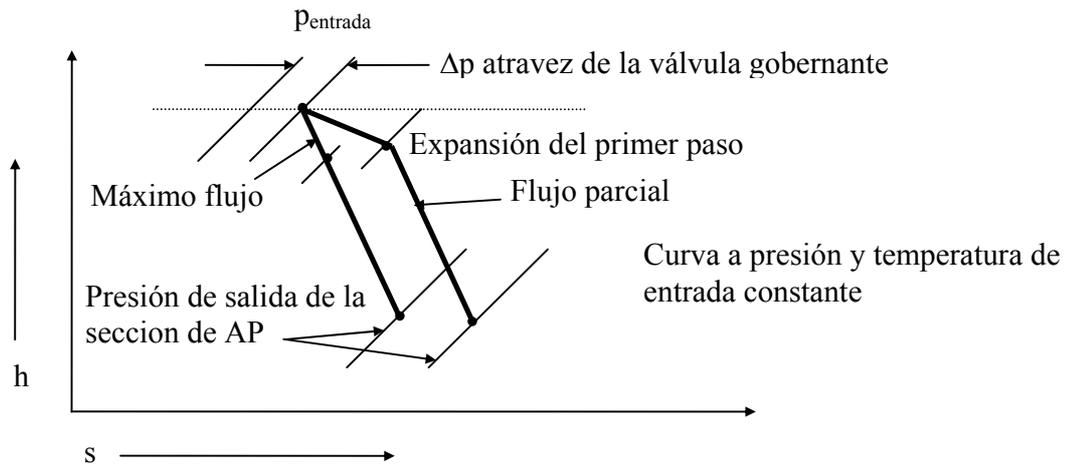


Figura 4.2.1. Curva de expansión típica para turbinas de alta presión, a parcial admisión.

Aplicaciones de las ecuaciones 4.1.3 para el primer paso en carga parcial de la turbina es válida bajo cambio de condiciones. Cuando la turbina es operada a presión de entrada constante, las válvulas gobernantes son cerradas para reducir el flujo, esto produce que la caída de presión a través de la válvula se incremente, con un resultado de un incremento en las pérdidas a la entrada. Típica línea de expansión para la sección de alta presión es mostrada en la figura 4.2.2.

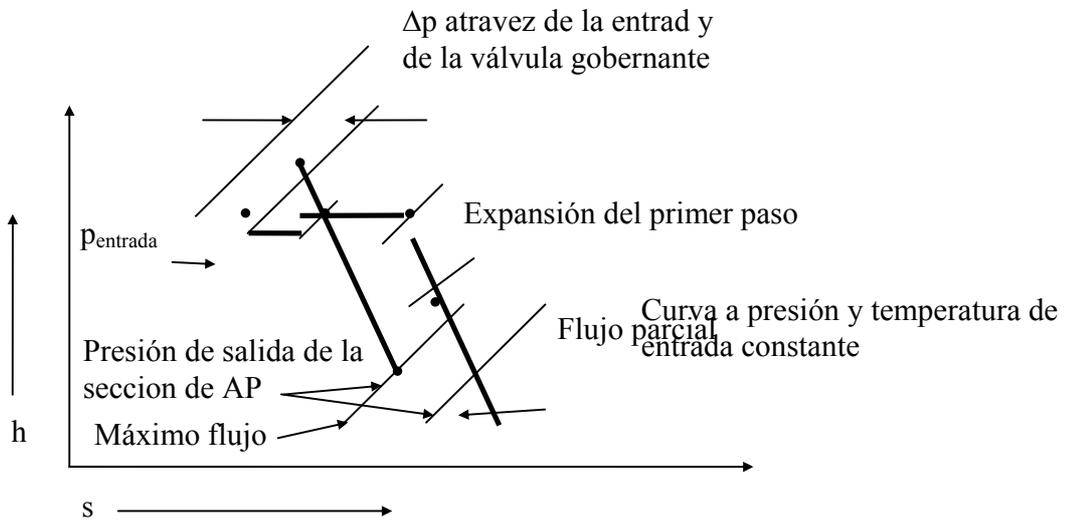


Figura 4.2.2. Curva de expansión típica para la sección de alta presión.

4.3 ÚLTIMO PASO.

Para el último paso de una turbina de condensado o para cualquier turbina con una presión de salida fija, cuando la presión de entrada cambia, la presión de salida permanece constante, debido a que el radio de presión cambia la ecuación 4.1.3 no es aplicable. Bajo estas condiciones, el flujo varía con el radio de presión de acuerdo a la ecuación 4.1. Esto se enseña gráficamente en la figura 4.3.1. El último paso de la turbina de condensación es diseñado cerca del radio de presión crítica a través del estator; por esto, pequeños cambios en el radio de presión no resulta en cambios en la relación presión-flujo (donde P_2/P_1 es poco menos del crítico), o en pequeños cambios flujo (donde P_2/P_1 es poco mayor del crítico). Para casos prácticos el efecto de cambio del radio de presión del último paso puede ignorarse cuando se tenga presión de salida de diseño.

A presión de salida mas alta que la de diseño, el flujo característico del último alabe llega a ser progresivamente mas sensible a cambios en el radio de presión.

$$\left(\frac{P_1}{P_2}\right)_{\text{crítica}} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4.3.1)$$

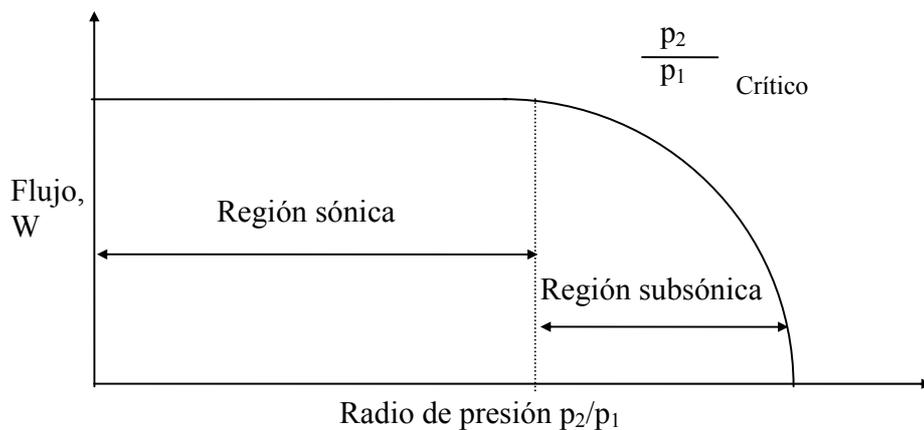


Figura 4.3.1 Presión contra el Flujo sobre Rangos de Carga.

La relación de presión-flujo del primer paso no es una línea recta, por que al reducir la carga una gran porción del trabajo total es consumido por el primer paso, y la temperatura y presión que entran al segundo paso es menor que a carga completa, por que a temperatura baja, la ecuación 4.3 enseña que a menos presión es requerido que pase un flujo reducido si la temperatura permanece constante. Este mismo análisis se realiza para todos los pasos siguientes en la turbina de alta presión, con 3 a 5% de desviación de una línea recta decrece para los pasos subsecuentes en esta sección de la turbina. Para completa admisión en la turbina, la relación de presión-flujo de la sección de alta presión es mas cerrado a una línea recta. También todos los pasos que siguen a la descarga del recalentador tienen una relación de presión-flujo aproxima a una línea recta excepto el último paso.

La presión de entrada del último paso a cero flujo es igual a la presión de condensación. Cuando la presión de entrada del último álabe se incrementa, el flujo se incrementa también, así el radio de presión del último álabe es decremento el flujo se aumenta hasta que el radio se aproxima al radio valor crítico, en donde al disminuir mas el radio no es reflejado en un cambio de flujo (flujo constante).

4.4. VARIACIÓN DE CONDICIONES DE OPERACIÓN.

Desde la ecuación 4.1.1 hasta la ecuación 4.1.3 pueden ser usadas para estudiar los cambios de flujo en un paso, temperatura de paso, y presión del paso donde la turbina opera a condiciones de cambio y la posición de la válvula de gobierno permanece constante.

4.5 VARIACIÓN EN LA PRESIÓN DE ENTRADA.

El flujo general ecuación 4.1.1 puede ser también aplicada a las válvulas de gobierno, a una apertura de válvula constante, por consecuencia el radio de presión de la válvula permanece constante.

4.6 VARIACIÓN EN LA TEMPERATURA DE ENTRADA.

Si la presión de entrada del vapor y la posición de la válvula gobernante son mantenidas constantes y la temperatura de entrada es incrementada, la ecuación 4.1.3 nos muestra que el flujo de entrada decrece. El flujo del siguiente paso de la turbina también decrece por la misma causa. No hay esencialmente un cambio en el radio de presión a través de la válvula de gobierno o del primer paso; por consecuencia no hay un cambio significativo en la presión de entrada y salida del primer paso por este incremento a la temperatura de entrada. Similarmente no hay incremento en la presión de entrada y de salida del primer caso para un decremento en la temperatura de entrada. Un análisis similar se aplica a los pasos siguientes por que una variación en la temperatura de entrada del primer paso, produce variaciones en las temperaturas de entrada de los pasos siguientes.

Si la temperatura del recalentado caliente es mantenida constante, un decremento en el flujo de vapor de la turbina de alta presión, ocurre con un incremento en la temperatura de entrada que ocasiona un decremento en la presión de salida en la turbina de alta presión (recalentado frío). La caída de presión total a través de la turbina de alta presión es incrementada, y los radios de presión a través de los últimos pasos pueden variar significativamente. Los efectos son relativamente menor por los cambios de temperatura de entrada.

4.7. VARIACIÓN EN LOS CAMBIOS DE LA TEMPERATURA DE RECALENTADO CALIENTE.

Cuando las condiciones de entrada del vapor y la posición de la válvula gobernante se mantienen constantes, el flujo permanecerá constante con variaciones de temperatura del recalentado caliente. Aplicando la ecuación 4.1.3 al primer paso de la sección de recalentamiento, un incremento en la temperatura del recalentado caliente resulta en un incremento en la presión del recalentado caliente aproximadamente proporcional a la raíz cuadrada del radio de las temperaturas absolutas después y antes del incremento. Esto es más aproximado al usar cambios de volumen específico para calcular este cambio de presión, ecuación 4.1.3.

Este incremento de presión es reflejado aguas abajo de la descarga del calentador y también ocasiona un incremento en la caída de presión a través de la turbina de alta presión.

4.8. VARIACIÓN DEL ÁREA DE LA TOBERA DEL PRIMER PASO.

Si el área de la tobera del primer paso se incrementa debido a partículas sólidas o erosión, el flujo de entrada se incrementará para las mismas condiciones de entrada y abertura de la válvula gobernante. En el caso de bajas cargas debido a una parcial admisión del flujo de la turbina, la caída de presión a través de la tobera del primer paso es más grande que la crítica y el flujo es directamente proporcional al área de la tobera; es decir, como el flujo se incrementa, la presión de entrada del segundo paso se incrementa, causando una caída de presión que llega a ser menor que la crítica. Cuando las válvulas de gobierno están completamente abiertas, a 1% de cambio en el área de la tobera corresponde a una pequeña fracción del 1% de cambio en flujo.

4.9. VARIACIÓN EN LA PRESIÓN DE SALIDA DEL PASO.

Variaciones en la presión de salida del paso, que es causada por cambios en las condiciones del recalentador o extracciones de flujo anormales, las ecuaciones 3 no aplican.

Para pasos intermedios, el porcentaje de caída de presión a través de un paso individual es relativamente bajo y permite la aplicación de la teoría de fluido incompresible. Para un fluido incompresible γ es muy grande. Entonces:

$$\left(\frac{\gamma + 1}{\gamma}\right) \approx 1 \quad \text{y} \quad \left(\frac{2}{\gamma}\right) \approx 0$$

De acuerdo a la ecuación 1, se simplifica como sigue:

$$W = 3600C_p A_n \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{v_1}} \quad (4.9.1)$$

o usando la ecuación de estado $p_1 v_1 = RT_1$, entonces:

$$W = 3600C_p A_n \sqrt{2gp_1 \frac{(p_1 - p_2)}{RT_1}} \quad (4.9.2)$$

Cuando el flujo del paso permanece constante y la presión de salida se incrementa, es importante notar que la presión de entrada también se incrementa, pero no tan rápido como lo hace la presión de salida.

Para un paso de impulso, su presión aguas abajo es igual que la presión entre la tobera y el alabe móvil, o $p_2 = p_3$. La relación de cambio entre las presiones en un paso de estas características, pueden ser calculados por la ecuación 4.6 asumiendo que el flujo permanece constante como sigue:

$$C_p A_n \sqrt{\frac{2gp_1(p_1 - p_3)}{RT_1}} = C_p A_n \sqrt{\frac{2gp'_1 - p'_3}{RT'_1}} \quad (4.9.3)$$

Donde el lado derecho de la ecuación simboliza las condiciones antes del cambio de presión, la ecuación 4.9.3 se puede simplificar como:

$$p_1(p_1 - p_3) = p'_1(p'_1 - p'_3) \quad (4.9.4)$$

Para un 10% de incremento en la presión aguas abajo:

$$p'_3 = 1.1p_3 \quad (4.9.5)$$

$$1 - \frac{p_3}{p_1} = \frac{p'_1}{p_1} \left(\frac{p'_1}{p_1} - \frac{1.1p_3}{p_1} \right) \quad (4.9.6)$$

Asumiendo que el ratio de presión es 0.8, entonces

$$\left(\frac{p_1'}{p_1}\right)^2 - 0.8\frac{p_1'}{p_1} - 0.2 = 0 \quad (4.9.7)$$

Resolviendo esta ecuación cuadrática podemos decir que para un 10% de cambio en p_3 , p_1 cambia solo un 6.7%.

Este cambio en p_1 , es la presión de salida del paso anterior, creando un similar cambio en la presión de entrada de este paso. de esta manera, un cambio en la presión de salida de una de los pasos afecta los radios de presión de todos los pasos aguas arriba, pero el efecto llega a ser progresivamente más pequeño.

Un ejemplo, para una turbina de impulso de ocho pasos de alta presión, el cambio en la presión de salida de la última etapa es del 10% de incremento es:

Paso No.	Incremento en la presión de salida, %
8	10
7	6.7
6	4.5
5	3.0
4	2.0
3	1.3
2	0.9
1	0.6

Tabla 4.9.1. Incremento de presión de salida para una turbina de impulso

En este caso la presión de entrada del primer paso solo cambia 0.6%, este cambio produce un pequeño cambio en el flujo.

En el caso de turbinas de reacción, los resultados son aproximadamente iguales.

4.10. USO DE LA RELACIÓN DE TEMPERATURA, PRESIÓN Y FLUJO.

Al graficar $\frac{W}{\sqrt{p_1/v_1}}$, contra el flujo del siguiente paso del primer paso de la máquina y para

todos los puntos de extracción, también para la entrada de la sección de recalentamiento, son muy usadas para evaluar la consistencia y aproximación de una prueba. Este análisis también muy usado para determinar errores de puntos de prueba individual y cualquier desviación con respecto a una línea horizontal es indicativo de un posible error.

Para unidades que usan vapor húmedo, la expresión $\frac{W}{\sqrt{p_1/v_1}}$ decrece cuando se incrementa el

contenido de humedad a causa del efecto de las gotas de vapor, la experiencia ha mostrado que este fenómeno puede ser compensado dividiendo la ecuación de la raíz cuadrada de uno menos la humedad, como sigue:

$$\frac{\frac{W}{\sqrt{p/v}}}{\sqrt{1-M}} \quad (4.10.1)$$

4.11. CONSTRUCCIÓN DE CURVAS CRONOLÓGICAS.

Una gráfica cronológica de un paso de la turbina o presión absoluta de carcaza es también usado. Estas curvas son basadas en la relación de que el flujo de vapor es proporcional a la presión absoluta a la entrada de un paso o grupos de pasos, o una sección de la turbina, excepto para pequeños cambios en volumen específico debido a cambios en la temperatura absoluta. Esto puede ser visto en la ecuación 4.1.3 y 4.1.4. usando la suposición de que v_1 y t_1 no cambia significativamente con cambios en flujo. Es importante que todos los datos que sean graficados cronológicamente deben ser tomados a la misma posición de válvula gobernadora, preferiblemente con válvulas completamente abiertas y con el mismo arreglo del ciclo. variaciones del ciclo deben de ser registrada como influencias de disturbio que podrían invalidar las comparaciones. Pequeñas variaciones del comportamiento de los calentadores de agua de alimentación tienen un mínimo de efecto en la relación flujo-presión.

La presión de paso o carcaza observada durante la prueba requiere corrección, como se describe en seguida, para poder compararlos con el vapor en condiciones de referencia.

La presión del primer paso observado durante la prueba en la sección de alta presión de una turbina de recalentamiento, o el paso o presión de carcaza de cualquier paso de una turbina sin recalentamiento, puede ser corregida a las condiciones de referencia por la siguiente ecuación:

$$p_c = p_0 \times \frac{p_d}{p_t} \quad (4.11.1)$$

Donde:

p_c = presión corregida

p_0 = paso de prueba o presión de carcaza

p_t = presión de prueba a la entrada

p_d = diseño, o referencia, presión de entrada

Para una extracción de calentadores de agua de alimentación de un paso intermedio en la sección de la turbina de alta presión, la medición de etapa o presión de carcaza debe también ser corregido por el uso de esta ecuación.

Para etapas o presión de prueba de carcaza, que esta seguida de la entrada de la sección de recalentamiento de una turbina , y para la salida del ultimo paso de la sección de alta presión , adicional correcciones deben ser hechas para variaciones en temperatura de entrada y temperatura de recalentado, y la ecuación de la corrección llega ha ser:

$$p_c = p_0 \sqrt{\frac{p_d}{p_t} \times \frac{v_t}{v_d}} \times \sqrt{\frac{v_{dr}}{v_{tr}}} \quad (4.11.2)$$

Donde:

v_d = volumen específico a la entrada de diseño o referencia.

v_t = volumen específico a la entrada de prueba.

v_{tr} = volumen específico a la temperatura de prueba y presión de prueba a la entrada de las válvulas de paro del recalentado.

v_{dr} = volumen específico a temperatura de recalentado de diseño y presión de prueba a la entrada de las válvulas de paro del recalentado.

4.12. EFICIENCIA DE ETAPA.

Entendiendo el comportamiento de un paso simple es una excelente base para analizar lo que pasa en la turbina. La figura 4.1.1 enseña el comportamiento del vapor de un simple paso . La presión aguas arriba de la tobera es diseñada como p_1 , la presión entre la tobera y los alabes del rotor es p_2 , y la presión aguas abajo de los alabes del rotor es p_3 . Como el flujo pasa atravez de la tobera, la velocidad del vapor es aumentada y si dirección es cambiada. El flujo pasa atravez de los alabes del rotor y su dirección es cambiada.

En la figura 4.1.1 la velocidad del vapor de descarga de la tobera es indicado como V_1 . Con el objetivo de determinar la magnitud y dirección de la velocidad de vapor que entra con respecto a los alabes del rotor, es necesario sustraer vectorialmente el vector V_1 , el vector V_w , que representa la velocidad de los alabes del rotor. La velocidad del vapor entrando a los alabes del rotor es V_2 . La figura 4.1.1 nos muestra que el ángulo con respecto a la dirección axial es mas pequeño para V_2 , que para V_1 . Conociendo que la energía cinética varia de acuerdo al cuadrado de la velocidad, la energía cinética del vapor que entra a los álabes del rotor es más pequeña que la que deja la tobera. Para un diseño de paso de impulso, la energía cinética que entra a los alabes del rotor es aproximadamente $\frac{1}{4}$ de la energía cinética de la salida de la tobera. para el diseño de un paso de reacción, La energía cinética que entra al rotor es una fracción más grande que la energía que sale de la tobera, la cual es mas pequeña que para un diseño de impulso por que la caída de presión atravez del paso se divide entre las toberas y el rotor. La velocidad de descarga del rotor es representada por V_3 . Para encontrar la velocidad absoluta que deja el paso, a la velocidad V_3 es sustraída vectorialmente la velocidad del rotor V_w para conseguir V_4 . El diseño de un paso es orientado a que se obtenga un mínimo de energía cinética del vapor a la salida del alabe, esto garantiza una máxima absorción de energía por el rotor.

Las características de un simple paso cuando varia la velocidad del rotor. Aunque es una aproximación peculiar que se considere la operación de la turbina a velocidad constante, esto permite entender los cambios en las características de la turbina. Si la velocidad del rotor es decrementada, V_2 se incrementaría y entraría a los alabes del rotor al ángulo diferente que el ángulo de diseño, causando un incremento en las pérdidas cuando el flujo pasa atravez de los alabes del rotor. también cuando la velocidad del rotor se decrementa la V_4 se incrementa y resulta en un incremento en las pérdidas en la salida. Si la velocidad del rotor es incrementada, el ángulo del flujo de vapor que entra a los alabes del rotor cambiaría y también provocaría pérdidas a la salida. La eficiencia de un paso simple graficado contra la velocidad del rotor se muestra en la figura 4.12.1. La curva es casi plana cerca del punto de diseño; esto es que para pequeños cambios de velocidad, hay un pequeño cambio relativo en la eficiencia.

4.13 EFICIENCIA DE LA SECCIÓN DE ALTA PRESIÓN.

La eficiencia de una turbina de alta presión con control de admisión de arco parcial, se muestra en la figura 4.13.1.

La eficiencia entre los puntos de válvulas es peor que la eficiencia donde se ubican los puntos de válvula primarios, por que las perdidas a la entrada son mayores atravez de una o mas válvulas que restringen el flujo. El primer paso es solo el paso en donde el área de la tobera puede ser variado. cuando la turbina esta operando con válvulas completamente abiertas, el radio de presión atravez del primer paso es cerca de 0.8 y el flujo es máximo. Cuando una válvula es cerrada el arrea donde el flujo puede pasar en el primer paso es decrementado y, por eso, el flujo total de disminuye. Por causa de la disminución del flujo, el radio de presión atravez del primer paso disminuye, con un incremento en la velocidad teórica del vapor

Lo desarrollado hasta el momento es aplicable para turbinas de vapor en operación (turbinas cerradas), pero también es de mucha importancia realizar un diagnostico de pérdidas de potencia y régimen térmico cuando la turbina esta fuera de operación (turbina abierta); esto es detectar todas la posibles desviaciones del camino de vapor y convertirlos en ineficiencias de pasos de turbina y así analizar paso a paso las pérdidas de potencia y detectar las pérdidas que mas impactan y poderlas corregir durante el mantenimiento.

En el siguiente capítulo muestra un procedimiento para detectar pérdidas de potencia y régimen térmico debido a las desviaciones del camino de vapor paso por paso.

CAPITULO V

DIAGNÓSTICO DE TURBINAS DE VAPOR (TURBINA ABIERTA)

Mantener un alto nivel de eficiencia térmica en las turbinas de vapor es de mucha importancia por que ataca directamente el costo de generación. Este análisis presenta el comportamiento de una planta de poder con un método de estimación de pérdidas de comportamiento térmico debido al deterioro de componentes individuales en el paso de vapor de la turbina. Los tipos de deterioro considerados son erosión por partículas sólidas, depósitos, incrementos en claros, y por material extraño. Con esta información, evaluaciones económicas por incremento de combustible resulta de las perdidas de comportamiento contra el costo de reparación o remplazo que pueden ser hechos.

Un alto comportamiento térmico de la turbina de vapor, es una parte importante en el diseño de modernas plantas de poder por que esto afecta directamente el consumo del combustible del generador de vapor. Por el alto costo del combustible, no solo se requiere que tengan un alto nivel de comportamiento la turbina de vapor en las primeras horas de trabajo, si no durante este alto nivel se mantenga durante toda la vida de la unidad.

El conocimiento del nivel de eficiencia térmica actual de una turbina es de mucha importancia. Por esto es que a través de estos conocimientos que cualquier cambio de comportamiento puede ser identificado.

El objetivo de este capítulo es analizar y estimar las pérdidas de comportamiento que una turbina experimenta debido a condiciones anormales en el, paso de vapor de la turbina, el comportamiento puede ser archivado si la turbina es restaurada en condiciones normales. La estimación de pérdidas de comportamiento esta basado en cálculos analíticos, pero también en una inspección detallada del paso de vapor de la turbina cuando esta abierta.

El deterioro de una turbina describe el ambiente en el cual ha estado trabajando, este análisis es aplicable a todo tipo de construcción de la turbina.

5.1 CAUSAS DE DETERIORO DE EFICIENCIA DE TURBINAS DE VAPOR.

Comunes causas de deterioro de turbinas de vapor son: erosión por partículas sólidas, depósitos, incrementos en claros y fallas por material extraño. Las pérdidas de comportamiento asociadas con el deterioro resulta de la combinación de pérdidas fundamentales. Estas causas fundamentales de pérdidas en el paso de vapor de la turbina incluyen:

Un cambio en la distribución de la energía en el paso resultado del cambio de área con respecto a diseño de las toberas y alabes.

Pérdidas aerodinámicas provocadas por cambios en las perfiles de las toberas y los alabes.

Pérdidas por incremento en fricción resultado de las superficies rugosas.

Pérdidas por incrementos en fugas debido a claros mayores que los de diseño en los sellos de diafragma, de cabeza y enpaquetamientos finales.

5.2 EROSIÓN POR PARTÍCULAS SÓLIDAS.

Erosión por partículas sólidas es un corte de las componentes de turbina por material extraño arrastrado dentro de la turbina por el vapor. Este es un problema dentro de la industria por que incrementa los costos de operación de la turbina debido al mal comportamiento térmico y necesita un mantenimiento con costos elevados. El deterioro de las superficies de toberas, álaves y otras partes en el paso de vapor pueden ser encontrados, en diferentes grados , por general en todas la turbinas modernas.

Oxido de metal exfoliante es la principal causa de partículas sólidas acariadas por el vapor. Es difícil predecir donde y que puede producir la erosión. Plantas similares pueden experimentar diferentes erosiones por que las practicas de operación son diferentes . La erosión por partículas sólidas es generalmente mas severa cerca del vapor de entrada que tiene alta temperatura y disminuye aguas abajo. regiones con alta velocidad de vapor , como las toberas del primer paso durante la operación en parcial arco de admisión, puede ser susceptible a erosión. El primer paso después del calentador también puede ser propenso a erosiones.

Las pérdidas de comportamiento causadas por erosión de partículas sólidas son principalmente causadas por resultado de cambios en el perfil de las toberas y los alabes, incrementa la rugosidad de la superficie del paso de vapor e incrementa el paso entre las ruedas de alabes. efectos secundarios resulta de la redistribución de la energía de los pasos entre los pasos y efecto asociados con el ciclo. Debido a estas pérdidas combinadas en una complicada manera , es difícil obtener una relación general entre la erosión y la pérdida de eficiencia.

Proveer una guía en esta área, se estima que el deterioro del régimen térmico que típicamente puede existir cuando se ha registrado erosión de partículas sólidas, en casos cuando la turbina esta operando en carga completa , las pérdidas en la sección de alta presión pueden ser de 30 Btu/kWh para 500 MW y 40 Btu/kWh para unidades de 700 MW. Las pérdidas a carga parcial pueden ser mas grandes., En la sección de recalentado pueden ser de 25 Btu/kWh para ambas unidades.

Las pérdidas conseguidas arriba son del efecto general e incluye un numero de pasos, efecto de incrementos de fugas y efectos de erosión en las partes fijas y rotativas y areas. La justificación económica para reparar o remplazar las partes es requerido, como se menciona al principio de este capitulo, es muy difícil generalizar la magnitud de las pérdidas asociadas por la erosión de partículas sólidas. Sin embargo una regla aproximada para un paso de tipo impulso es tres por ciento de perdida en eficiencia del paso corresponde a 10 por ciento en el cambio de área de la tobera. Este valor nos proporciona el monto de las pérdidas asociadas con un cambio en la distribución de la energía en la turbina, el cambio en el perfil de la tobera y el incremento por

perdidas de fricción . Esto también es asumido que las perdidas varían linealmente con el grado de erosión que tienen

Para los diseños de tipo impulso, las pérdidas de comportamiento debido a erosión de alabes puede ser estimado como una tercera parte que para la tobera. En diseños de tipo reacción, el comportamiento de las pérdidas de el paso es aproximadamente igual , es decir las pérdidas son igual en las partes estacionarias como en las partes rotativas.

Para determinar las pérdidas debido a erosión de partículas sólidas la medición del área de tobera en condiciones de erosión es requerido para ser comparado con el área de diseño. Esto no es fácil en alabes seriamente erosionados, solo una medición aproximada es necesario para determinar el orden de magnitud de las perdidas. La pérdidas de eficiencia de los pasos puede ser determinado, y pueden ser convertidos en pérdidas de régimen térmico.

Reparar o remplazar partes donde existe erosión es importante no tan solo por la perdida de eficiencia, si no también por el incremento de nivel de vibración.

Reparar componentes erosionados tiene alto costo y alto tiempo consumido para reparar. Partes como toberas y diafragmas pueden ser reparadas por soldadura y reconstruir las superficies de los pasos de vapor. Una buena reparación técnica , junto con el uso de medidores de contorno durante el proceso de soldadura puede resultar en recuperar la mayoría del comportamiento perdido.. remplazar es necesario solo en casos extremos. y en algunos casos deben ser remplazados por que no hay un método practico para reparar.

El uso de un mejor material resistente a la oxidación en las regiones de alta temperatura del generador y en las tuberías de alta temperatura es una posible sugerencia con un camino para minimizar la erosión. Cromar los tubos del generador también puede ser usado. Ácido limpiador en el generador de vapor es otro camino.

Mientras sea impracticable reemplazar las tuberías del generador de vapor en plantas en operación para incrementar la limpieza del vapor, es posible reducir el impacto de la erosión por las siguientes recomendaciones:

Librar prolongada operación de la unidad en altas cargas. Si esto no es posible, se podría considerar conseguir trabajar con operación de arco completo.

- Librarla de frecuencia cíclica.
- Mantener un buen control en la química del agua.
- Mantener partes específicas disponibles, para el momento de la reparación no extienda el tiempo estimado.

5.3 DEPÓSITOS.

Partículas del generador de vapor o el uso del vapor principal o atemperación al recalentador que tienen poco tratamiento el agua puede resultar en depósitos en el paso de vapor de la turbina. Esto puede tener un significativo efecto en la eficiencia, y capacidad de la unidad.

El impacto de los depósitos en el comportamiento de la turbina depende de su espesor, su localización, y el resultado de la superficie rugosa. Los depósitos pueden cambiar el perfil base de la tobera y alabes resultando en pérdidas causadas por los cambios en la distribución de energía y perfiles aerodinámicos y también como efectos por la superficie rugosa.

Las pérdidas de comportamiento asociadas con los depósitos es dependiendo el grado de rugosidad de los depósitos en la superficie. Si los depósitos son uniformes y con poca rugosidad, la magnitud de pérdida debido al cambio de área es similar a la de erosión por partículas sólidas. Es decir, si la superficie es muy rugosa debido a los depósitos registrados en el alabe, entonces pueden experimentar pérdidas de mayor magnitud, especialmente en la sección de la turbina de alta presión.

Uno de los mayores efectos de depósitos cuando estos ocurren en la turbina de alta presión, es la reducción de máxima capacidad de la turbina. La figura 5.3.1, muestra el cambio de máxima capacidad que puede ser expresada como cambios en el área de la tobera para una turbina tipo impulso. Por ejemplo, a 10 por ciento de reducción en el área de tobera del primer paso causada por los depósitos reduce la máxima capacidad de la unidad por tres por ciento (En adición 10 por ciento de reducción en el área de la tobera del segundo paso podría resultar en una reducción total en la máxima capacidad del 5.2 por ciento). La figura 5.3.1 también puede ser usada para el primer paso de una turbina de tipo reacción.

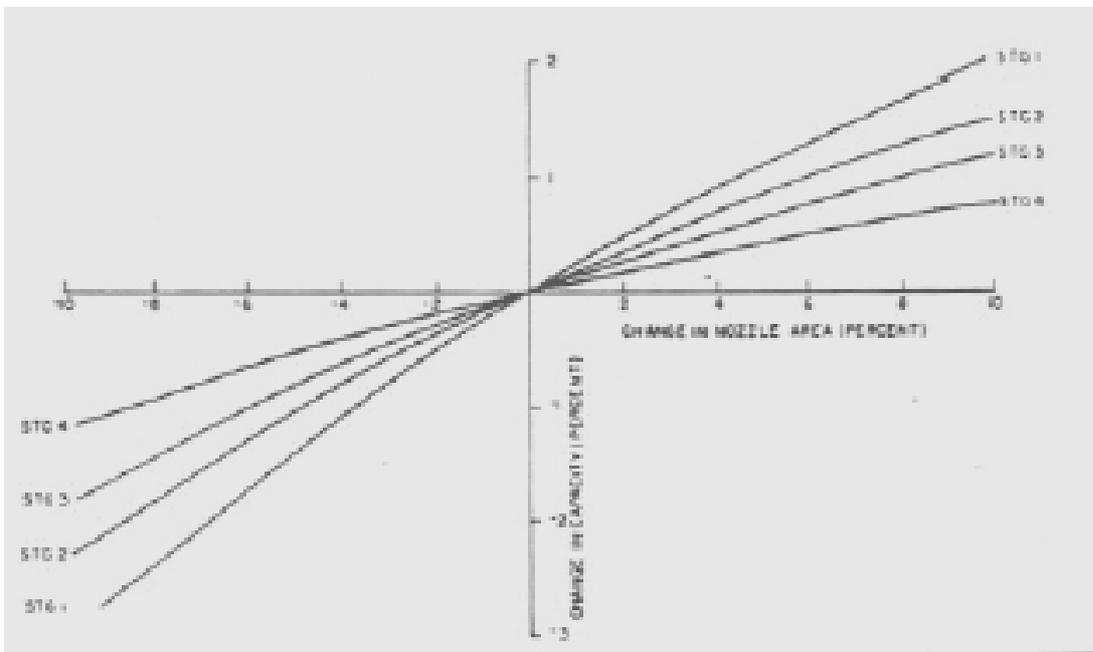


Figura 5.3.1. Efectos de cambio en el área de la tobera sobre capacidad para turbinas tipo impulso.

Durante periodos de mantenimiento, es común aplicar la limpieza a alabes estacionarios y rotativos por blasting con oxido de aluminio. Muchos depósitos pueden ser removidos por este camino, pero la superficie original del alabe puede ser deteriorada. La limpieza debe ser hecha cuidadosamente y de acuerdo a las recomendaciones del fabricante. El operador debe tomar un

particular cuidado para limpiar la áreas menos accesibles. estas áreas son frecuentemente reducidas durante la limpieza y pueden ser causas de perdida en la eficiencia del paso.

Lavados internos en un ensamble en la turbina para remover depósitos algunas veces puede ser usado para restaurar la eficiencia perdida, al menos temporalmente. Esto no detecta la causa del problema del deposito y generalmente no es considerada efectiva en términos de largo plazo. Para grandes turbinas modernas, los lavados deben de darse con mucho cuidado y solo bajo circunstancias especiales. Además debe ponerse en contacto con el fabricante para recomendaciones que garanticen un buen lavado.

El mas efectivo método para prevenir formación de depósitos es mantener un buen control en la química del agua y asegurarse que solo vapor limpio entra a la turbina bajo todas las condiciones de operación.

5.4 INCREMENTO EN CLAROS.

El rozamiento de las partes rotativas con las partes estacionarias puede resultar en un incremento en el claro y, debido a esto se incrementan las fugas de vapor. El rozamiento de los empaquetamientos y sellos puede ser causado por alta vibración del rotor, distorsión térmica de la parte estacionaria, fractura de cojinete, inducción de agua, etc. Incremento de claros en empaquetamientos y sellos puede ser también causada por erosión de partículas sólidas.

Con el objetivo de producir movimiento en el eje, el vapor debe pasar entre las toberas y los alabes. El vapor que no pasa por ambos, este vapor no produce trabajo en el eje y puede producir disturbios al vapor que si pasa por la tobera y el alabe, en conclusión se observa una disminución de potencia por esta causa. Pérdidas por fugas ocurren con turbinas con cierres de cabeza, cierres de diafragma, fugas por empaquetamientos finales y fugas por empaquetamiento internos. En las figura 5.4.1 y 5.4.2 se ilustran las diferentes fugas de inter-etapa para un paso típico de impulso y reacción respectivamente.

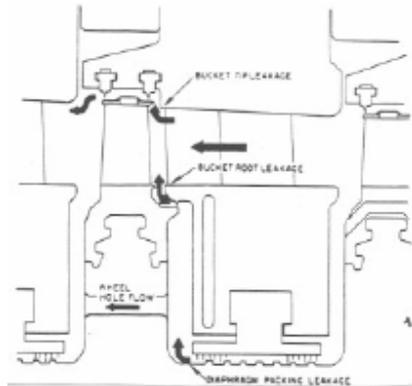


Figura 5.4.1 Diagrama de construcción de un paso tipo impulso.

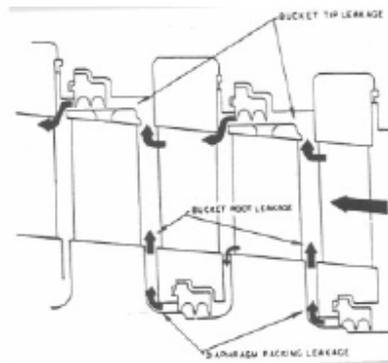


Figura 5.4.2. Diagrama de construcción de un paso tipo reacción.

La determinación de las pérdidas de comportamiento debido al incremento de claros, los claros se necesitan ser medidos. En estas mediciones se debe recordar que los dientes de los empaquetamiento o sellos no son uniformes a lo largo de la circunferencia. Por esto las mediciones deben hacerse en varios puntos de la circunferencia por ejemplo arriba, abajo, izquierda y derecha.. De acuerdo a las mediciones tomadas se realiza un promedio el cual es representativo para ese sello o empaquetamiento.

Para realizar la evaluación de la pérdida de comportamiento térmico por incremento en claros en sellos de diafragma y sellos de cabeza, la General Electric obtuvo una relación de kW perdidos por milésima de pulgada de exceso de claro. Estos datos pueden ser usados como una estimación de las pérdidas si esta es disponible.

a) Fugas por Cabeza.

Fugas por cabeza son las fugas que no pasan por la parte rotativa. El promedio de estas fugas es dependiendo de las condiciones del vapor del paso, la caída de presión a través de la punta del alabe (dependiendo del grado de reacción del alabe), el claro axial y radial y el tipo de diente del sello. A causa del gran número de variables que afectan la magnitud de la fuga para esta pérdida de flujo es difícil llegar a una fórmula generalizada para determinar las pérdidas. Para representar este tipo de pérdidas se puede usar los siguientes datos típicos de los kW perdidos para turbinas de tipo impulso.

	kW perdidos por milésima de pulgada de exceso de claro para sellos de cabeza, en pasos de tipo reacción.		
Medida de la unidad - MW	AP Pasos	PI Paso	BP Pasos
100	2.5	1.0	1.5
500	7.0	3.0	6.0

Tabla 5.4.1. kW perdidos por sellos de cabeza

Los datos conseguidos en la tabla 5.4.1 son para el total de los pasos de turbina e incluye el factor de pérdida de los pasos. También asume que el claro axial es más grande comparado con el claro radial.

b) Fugas por Sellos de Diafragma

Este es el flujo de fugas que no pasa por la tobera. Para reducir esta fuga los empaquetamientos de laberinto son instalados. Este tipo de fuga depende de las condiciones del vapor del paso, la caída de presión de la tobera estacionaria (dependiendo del grado de reacción), el claro radial, el diámetro y el número de dientes en el empaquetamiento. Para poder analizar este tipo de perdidas se toman valores típicos como la siguiente tabla para turbinas de tipo impulso.

	kW perdidos por milésima de pulgada de exceso de claro de los sellos de diafragma.		
Medida de la unidad -MW	AP Pasos	PI Paso	BP Pasos
100	4.0	1.0	2.0
500	8.0	2.0	4.0

Tabla 5.4.2. kW perdidos por sellos de diafragma

Los mismos comentarios de la tabla 5.4.1 aplican para aplican para esta tabla.

c) Fuga de Alabes de Raíz.

El orificio de equilibrio es un importante factor para conseguir el mínimo de perdidas de las fugas del alabe de raíz. Sin el orificio de equilibrio, las fugas por empaquetamiento de diafragma podrían entrar en el camino de vapor principal y producir disturbios en el flujo de vapor. Las pruebas de turbinas que muestran que entran las fugas con el paso de vapor principal resulta en una adicional pérdida de eficiencia del paso . estas pérdidas pueden ser considerablemente reducidas mediante el orificio de equilibrio (Figura 7). la medida de estos orificios de equilibrio

varia normalmente a las necesidades del flujo del empaquetamiento del diafragma cuando opera bajo condiciones normales . Cuando el empaquetamiento de diafragma tiene el claro mas grande de lo normal,, entonces el orificio de equilibrio no permite el incremento de flujo de la fuga. El exceso de fuga entra en el camino del vapor principal en la raíz del alabe , esto resulta en perdidas adicionales. La tabla II también incluye estas pérdidas para turbina de tipo impulso.

d) Empaquetamientos Finales.

Muchos de los empaquetamientos finales pueden ser medidos directamente, y también pueden ser continuamente monitoreados. Medidores de flujo como placas de orificio o tubos pitot , pueden ser usados para medir el flujo de las fugas .

Si las mediciones de flujo no son disponibles, la formula de martin, puede ser usada para calcular el flujo de fugas atravez del empaquetamiento del laberinto usando medición de claros radiales.

$$Q_{PKG} = 25KA\beta\sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \quad (5.4.1)$$

Donde:

Q_{PKG}	=	El flujo de la fuga	lbs/hr
K	=	Coefficiente del flujo depende del tipo y claro del diente del empaquetamiento.	
A	=	Área de fuga = $\pi(D)(cl)$	plg ²
cl	=	Claro radial	plg
D	=	Diámetro del eje	plg
P_1	=	Presión aguas arriba	psia
v_1	=	Volumen específico aguas arriba	ft ³ /lb

$$\beta = \sqrt{\frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^2}{N - \log_e\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}}$$

N = Números de etapas

P₂ = Presión aguas abajo

Psia

Para poder encontrar el coeficiente K se aplica la figura 5.4.3.

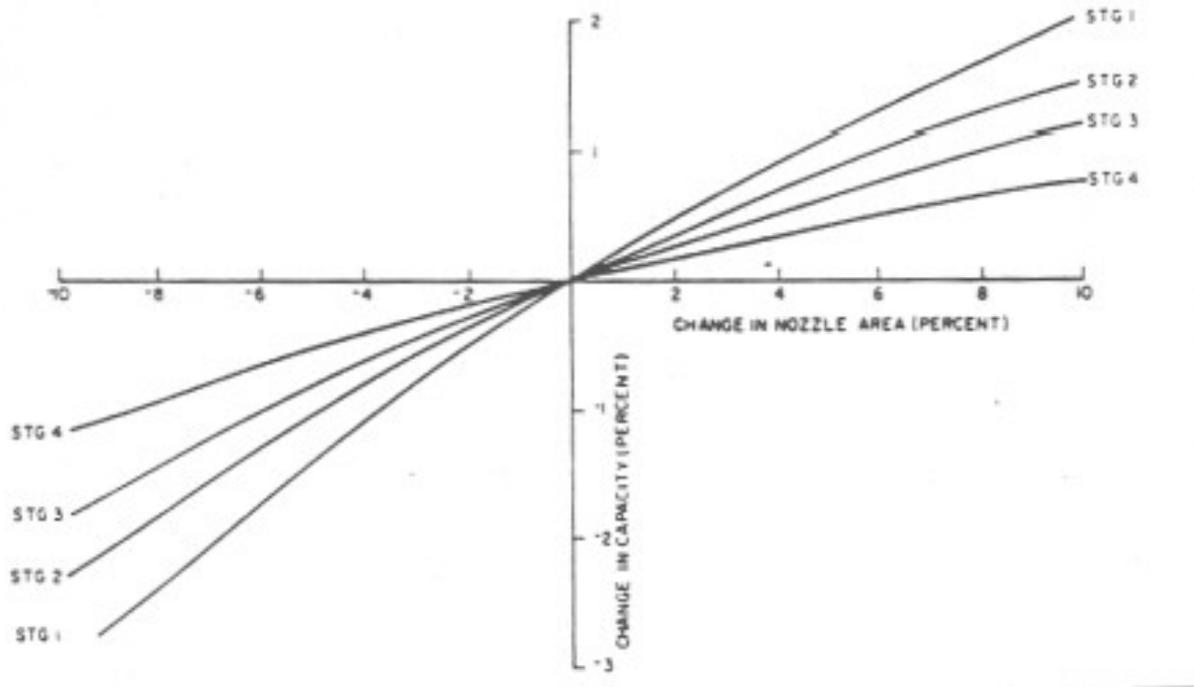


Figura 5.4.3. Coeficiente de flujo para empaquetamiento de laberintos para uso en la formula de Martin.

Convirtiendo las fugas en efectos al régimen térmico se usa la figura 10 a la 13 . En esta figura H_L es la entalpía de la fuga y H_{EXT} es la entalpía del paso al cual la fuga es retornada . Esta curva

es graficada para un régimen térmico de 8500 Btu/kWh. Para corregir por el actual régimen térmico, se debe multiplicar el valor de la curva por:

$$(0.666) \left[\frac{(\text{Regimen_Ternico_Actual})}{3412.14} - 1 \right] \quad (5.4.2)$$

Si es requerida una estimación de pérdidas en kW, el porcentaje de cambio de los kW de salida es obtenida de la siguiente ecuación:

$$\text{Porcentaje de cambio en los kW de salida} = \frac{\text{Menos el incremento en el regimen termico}}{(K)(100 + \text{Porcentaje de incremento en el regimen térmico})}$$

e) Otras Fugas.

Existen otras posibles fugas que deben ser inspeccionadas, por que también contribuyen a empeorar el comportamiento térmico.

Distorsión de diafragmas también pueden ser causadas por otras causas. Los sintamos normalmente muestran muestra que aumenta el rozamiento en la parte baja en los empaquetamientos y como el material extraño las juntas a los anillos de salida.

5.5 DAÑO POR MATERIAL EXTRAÑO.

Este es causado por la admisión de material extraño a varios pasos de la turbina . Materiales extraños típicos son: gotas de soldadura, inducción de agua, escombros perdidos como son pequeñas tuercas y tornillos, y otro material o partes que se pueden olvidar aguas arriba del sistema de vapor.

Daños severos por objetos extraños causa un cambio el las áreas de los alabes estacionarios y rotativos, cambia el perfil del alabe y causa extrema rugosidad en la superficie

Algo distintivo cuando algo falla por material extraño es que el daño ocurre instantáneamente o sobre un periodo de tiempo corto, esto es como una distinción de la erosión de partículas sólidas, lo cual es un proceso continuo.

Para minimizar en lo posible el daño por objetos extraños, muchas precauciones deben ser tomadas durante el mantenimiento. Tuberías de extracción, recalentado y líneas de vapor principal deben ser pulgadas.

5.6 DAÑOS MECÁNICOS.

Un excelente indicador por este daño es un incremento inmediato en la presión del vapor sin un correspondiente incremento en flujo. Una regla para detectar la falla es: un incremento de presión del 5% o mas es causa de alarma. En esta situación, el fabricante de la turbina debe ser consultado. Si en la turbina no se produjo un paro, la frecuencia de pruebas deben ser incrementadas para determinar si la turbina no se continua deteriorando.

Los daños mecánicos es causada por fatiga de bajos ciclos durante los arranques, fatiga por alta temperatura, frecuencia fuera de diseño, sobrecarga y alta presión de vacío. Los indicadores para detectar este tipo de fallas son: el decremento en kW, deterioro en las eficiencia de las secciones, e incremento en una o mas de las presiones principales.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

La instrumentación que se aplica para los procedimientos debe ser la recomendada por las normas; y así tener la menor incertidumbre en las mediciones y poder interpretar perfectamente los resultados.

Para el monitoreo de la turbina en operación, la prueba que se debe realizar semanalmente es la de máxima capacidad de carga, cada cuatro semanas la prueba de eficiencia de turbina por caída de entalpía, y cuando se detecten variaciones de los parámetros y/o resultados de estas dos pruebas se realiza una prueba de régimen térmico por el método alternativo (ASME PTC) o completo (ASME PTC 6).

Para turbinas en operación, las metodologías analizadas en esta tesis son suficientes para detectar todas las pérdidas de potencia eléctrica o en régimen térmico por causas internas o externas; y evaluar la magnitud de pérdida por cada una.

Cuando se detectan variaciones de parámetros importantes durante el monitoreo de la turbina de vapor, es importante detectar si estas variaciones son por causa internas o externas.

Determinar las causas de deterioro de la eficiencia de la sección de la turbina, y realizar una prueba especial de diagnóstico para verificar el análisis de la prueba.

Con las pruebas de rendimiento realizadas antes de mantenimiento y las pruebas de diagnóstico a turbina abierta antes de realizar reparaciones, se debe realizar una reconciliación de datos y así encontrar exactamente donde se encuentran todas las desviaciones de potencia y régimen térmico, y dar comentarios sobre los puntos de mayor pérdida en donde deben poner el mayor esfuerzo.

Una vez realizadas las reparaciones se realiza un nuevo diagnóstico a turbina abierta y compararlo con el diagnóstico anterior, y pronosticar cuánto es la potencia que se va a

recuperar y también la mejora del régimen térmico; esto se comprueba con la prueba de rendimiento después de mantenimiento.

Cuando la turbina entra en operación después de un mantenimiento mayor y después de realizar las pruebas de turbina en operación (antes y después de mantenimiento), y turbina abierta (antes y después de reparaciones) se recomienda que se inicie una monitorización de la turbina y así mantener un alto nivel de comportamiento térmico en la turbina.

Para el caso del monitoreo de la turbina es importante realizar las pruebas a VTA, para eliminar pérdidas en la entrada por válvulas parcialmente abiertas, que influye en las presiones y en la eficiencia de la turbina de alta presión, y así poder realizar otra prueba de rendimiento a las mismas condiciones posteriormente y poderlas comparar.

REFERENCIAS

- 1.- Warren-Knowlton, "Relative Engine Efficiencies Realizable from Large Modern Steam Turbine-Generator Units," Transaction of the ASME 1941.
2. Elston-Knowlton, "Comparative Efficiencies of Central Station Reheat and Non-reheat Steam Turbine-Generator Units," Transaction of the ASME 1952.
- 3.-H.Hegetschweiler and R.L.Bartlett, "Predicting Performance of Large Steam Turbine-Generator Units for Central Stations," Transaction of the ASME 1957.
- 4.-R.C. Spencer and K.C. Cotton, "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators," Journal of Engineering for Power 1963.
- 5.-Simplified Procedures for Routine Performance Test of Steam Turbines (A Report by Performance Test Code Committee No. 6 on Steam Turbines)
- 6.-Performance Test code 6 on Steam Turbines (ASME PTC6-1996).
- 7.-Interim Test Code for an Alternative Procedure for Testing Steam Turbines (ANSI/ASME PTC6.1-1994)
- 8.-Appendix A to Test code for Steam Turbines (ANSI/ASME PTC6A-1982).
- 9.- ASME Steam Tables, Thermodynamic and Transport Properties of Steam.
- 10.-M.J. Boss, "An Introduction to the Thermodynamic and Cycles of Utility Steam Turbines," General Electric Utility steam Turbine Technology Seminar.
11. Somerton, Perz y Kennet.
- 13,14,15 Procedimiento aplicado por los fabricantes.
- 3.-G.B. Warren and P.H. Knowlton, "Relative ENGINE EFFICIENCIES Realizable From Large Modern Steam-Turbine-Generator Units," Transaction of the ASME 1941.
- 5.-K.C. Cotton and H.S. Shafer, "Demonstration and Verification of the Alternative ASME Steam Turbine-Generator Acceptance Test".
- 6.-J.A. Booth, "Measured Thermodynamic Performance of Utility Steam Turbine-Generators," General Electric Utility Steam Turbine Technology Seminar.
- 7.-W.G.Steltz, "Steam Turbine Performance Testing," Consulting Engineer.
- 9.-K.C. Cotton and P.Schofield, "Analisis of Changes in the Performance Characteristics of Steam Turbines"

APENDICE A

La siguiente función fue programada en Visual Basic para automatizar los calculo de entalpía, entropía y volumen específico para vapor sobrecalentado.

Function VaporH(Presión, Temp)

$$L(6) = 16.8359927$$

$$L(7) = 28.56067796$$

$$L(8) = -54.38923329$$

$$L(9) = 0.4330662824$$

$$L(10) = -0.6547711697$$

$$L(11) = 0.08565182058$$

$$L(12) = 0.06670375918$$

$$L(13) = 1.388983801$$

$$L(14) = 0.08390104328$$

$$L(15) = 0.02614670893$$

$$L(16) = -0.03373439453$$

$$L(17) = 0.4520918904$$

$$L(18) = 0.1069036614$$

$$L(19) = -0.5975336907$$

$$L(20) = -0.08847535804$$

$$L(21) = 0.5958051609$$

$$L(22) = -0.5159303373$$

$$L(23) = 0.2075021122$$

$$L(24) = 0.1190610271$$

$$L(25) = -0.09867174132$$

$$L(26) = 0.1683998803$$

$$L(27) = -0.05809438001$$

$$L(28) = 0.006552390126$$

$$L(29) = 0.0005710218649$$

$L(30) = 193.6587559$
 $L(31) = -1388.522426$
 $L(32) = 4126.607219$
 $L(33) = -6508.211677$
 $L(34) = 5745.984054$
 $L(35) = -2693.088365$
 $L(36) = 523.5718623$
 $L(37) = 0.763333333333$
 $L(38) = 0.4006073948$
 $L(39) = 0.08636081627$
 $L(40) = -0.8532322921$
 $L(41) = 0.3460208861$
 $L(42) = 647.3$
 $L(43) = 22120000$
 $L(44) = 0.00317$
 $L(45) = 461.51$
 $L(46) = 4.260321148$
 $L(47) = 15.74373327$
 $L(48) = -34.17061978$
 $L(49) = 19.31380707$
 $M(6) = (\text{Temp} + 273.15) / L(42)$
 $M(7) = \text{Presión} * 100000 / L(43)$
 $M(8) = \text{Exp}(L(37) * (1 - M(6)))$
 $M(9) = L(47) + L(48)$
 $M(10) = L(48) + 2 * L(49) + M(6)$
 $M(11) = 1 + L(38) * M(8) ^ 14 * M(7) ^ 4$
 $M(12) = 1 + L(39) * M(8) ^ 19 * M(7) ^ 5$
 $M(13) = 1 + ((L(40) * M(8) ^ 54 + L(41) * M(8) ^ 27) * M(7) ^ 6)$
 $M(14) = L(46) * \text{Log}(M(7)) - L(6) * \text{Log}(M(6)) + L(8) + 2 * L(9) * M(6) + 3 * L(10) * M(6) ^ 2 + 4 * L(11) * M(6) ^ 3$
 $M(15) = M(7) * (L(12) * 13 * L(37) * M(8) ^ 13 + L(13) * 3 * L(37) * M(8) ^ 3)$

$$M(16) = M(7)^2 * (L(14) * 18 * L(37) * M(8)^{18} + L(15) * 2 * L(37) * M(8)^2 + L(16) * L(37) * M(8))$$

$$M(17) = M(7)^3 * (L(17) * 18 * L(37) * M(8)^{18} + L(18) * 10 * L(37) * M(8)^{10})$$

$$M(18) = M(7)^4 * (L(19) * 25 * L(37) * M(8)^{25} + L(20) * 14 * L(37) * M(8)^{14})$$

$$M(19) = M(7)^5 * (L(21) * 32 * L(37) * M(8)^{32} + L(22) * 28 * L(37) * M(8)^{28} + L(23) * 24 * L(37) * M(8)^{24})$$

$$M(20) = M(7)^4 * (L(24) * 12 * L(37) * M(8)^{12} + L(25) * 11 * L(37) * M(8)^{11})$$

$$M(21) = M(8)^4 * (L(38) * 14 * L(37) * M(8)^{14} * M(7)^4) * (L(24) * M(8)^{12} + L(25) * M(8)^{11})$$

$$M(22) = M(7)^5 * (L(26) * 24 * L(37) * M(8)^{24} + L(27) * 18 * L(37) * M(8)^{18})$$

$$M(23) = M(7)^5 * (L(39) * 19 * L(37) * M(8)^{19} * M(7)^5) * (L(26) * M(8)^{24} + L(27) * M(8)^{18})$$

$$M(24) = M(7)^6 * (L(28) * 24 * L(37) * M(8)^{24} + L(29) * 14 * L(37) * M(8)^{14})$$

$$M(25) = M(7)^{12} * (L(40) * 54 * L(37) * M(8)^{54} + L(41) * 27 * L(37) * M(8)^{27}) * (L(28) * M(8)^{24} + L(29) * M(8)^{14})$$

$$M(26) = -(M(7)^{11} * 10 * M(9)^9 * M(10) / M(9)^9)$$

$$M(27) = L(30) + L(31) * M(8) + L(32) * M(8)^2 + L(33) * M(8)^3 + L(34) * M(8)^4 + L(35) * M(8)^5 + L(36) * M(8)^6$$

$$M(28) = M(7)^{11} / M(9)^{10}$$

$$M(29) = -(L(31) * L(37) * M(8) + L(32) * 2 * L(37) * M(8)^2 + L(33) * 3 * L(37) * M(8)^3 + L(34) * 4 * L(37) * M(8)^4 + L(35) * 5 * L(37) * M(8)^5 + L(36) * 6 * L(37) * M(8)^6)$$

$$M(30) = (M(14) + M(15) + M(16) + M(17) + M(18) + M(19) + (M(20) * M(11) - M(21)) / M(11)^2 + (M(22) * M(12) - M(23)) / M(12)^2 + (M(24) * M(13) - M(25)) / M(13)^2 + M(26) * M(27) + M(28) * M(29))$$

$$M(31) = -M(30)$$

$$N(6) = L(46) * M(6) / M(7)$$

$$N(7) = L(12) * M(8)^{13} + L(13) * M(8)^3$$

$$N(8) = M(7)^2 * (L(14) * M(8)^{18} + L(15) * M(8)^2 + L(16) * M(8))$$

$$N(9) = M(7)^2 * 3 * (L(17) * M(8)^{18} + L(18) * M(8)^{10})$$

$$N(10) = M(7)^3 * 4 * (L(19) * M(8)^{25} + L(20) * M(8)^{14})$$

$$N(11) = M(7)^4 * 5 * (L(21) * M(8)^{32} + L(22) * M(8)^{28} + L(23) * M(8)^{24})$$

$$\begin{aligned}
N(12) &= M(7)^3 * 4 * (L(24) * M(8)^{12} + L(25) * M(8)^{11}) \\
N(13) &= M(7)^4 * (4 * L(38) * M(8)^{14} * M(7)^3 * (L(24) * M(8)^{12} + L(25) * M(8)^{11})) \\
N(14) &= M(7)^4 * 5 * (L(26) * M(8)^{24} + L(27) * M(8)^{18}) \\
N(15) &= M(7)^5 * (5 * M(7)^4 * L(39) * M(8)^{19} * (L(26) * M(8)^{24} + L(27) * M(8)^{18})) \\
N(16) &= M(7)^5 * 6 * (L(28) * M(8)^{24} + L(29) * M(8)^{14}) \\
N(17) &= M(7)^6 * (M(7)^5 * 6 * (L(40) * M(8)^{54} + L(41) * M(8)^{27})) * (L(28) * M(8)^{24} + L(29) * M(8)^{14}) \\
N(18) &= M(7)^{10} * 11 / M(9)^{10} \\
N(19) &= L(30) + L(31) * M(8) + L(32) * M(8)^2 + L(33) * M(8)^3 + L(34) * M(8)^4 + L(35) * M(8)^5 + L(36) * M(8)^6 \\
N(20) &= N(6) - N(7) - N(8) - N(9) - N(10) - N(11) - (N(12) * M(11) - N(13)) / M(11)^2 - (N(14) * M(12) - N(15)) / M(12)^2 - (N(16) * M(13) - N(17)) / M(13)^2 \\
N(21) &= N(20) + N(18) * N(19) \\
Op(6) &= L(46) * M(6) * \text{Log}(M(7)) \\
Op(7) &= L(6) * M(6) * (1 - \text{Log}(M(6))) \\
Op(8) &= L(7) + L(8) * M(6) + L(9) * M(6)^2 + L(10) * M(6)^3 + L(11) * M(6)^4 \\
Op(9) &= M(7) * (L(12) * M(8)^{13} + L(13) * M(8)^3) \\
Op(10) &= M(7)^2 * (L(14) * M(8)^{18} + L(15) * M(8)^2 + L(16) * M(8)) \\
Op(11) &= M(7)^3 * (L(17) * M(8)^{18} + L(18) * M(8)^{10}) \\
Op(12) &= M(7)^4 * (L(19) * M(8)^{25} + L(20) * M(8)^{14}) \\
Op(13) &= M(7)^5 * (L(21) * M(8)^{32} + L(22) * M(8)^{28} + L(23) * M(8)^{24}) \\
Op(14) &= M(7)^4 * (L(24) * M(8)^{12} + L(25) * M(8)^{11}) / (1 + L(38) * M(8)^{14} * M(7)^4) \\
Op(15) &= M(7)^5 * (L(26) * M(8)^{24} + L(27) * M(8)^{18}) / (1 + L(39) * M(8)^{19} * M(7)^5) \\
Op(16) &= M(7)^6 * (L(28) * M(8)^{24} + L(29) * M(8)^{14}) / (1 + L(40) * M(8)^{54} * M(7)^6 + L(41) * M(8)^{27} * M(7)^6) \\
Op(17) &= M(7)^{11} / M(9)^{10}
\end{aligned}$$

$$\text{Op}(18) = \text{L}(30) + \text{L}(31) * \text{M}(8) + \text{L}(32) * \text{M}(8)^2 + \text{L}(33) * \text{M}(8)^3 + \text{L}(34) * \text{M}(8)^4 + \text{L}(35) * \text{M}(8)^5 + \text{L}(36) * \text{M}(8)^6$$

$$\text{Op}(19) = \text{Op}(6) + \text{Op}(7) + \text{Op}(8) - \text{Op}(9) - \text{Op}(10) - \text{Op}(11) - \text{Op}(12) - \text{Op}(13) - \text{Op}(14) - \text{Op}(15) - \text{Op}(16) + \text{Op}(17) * \text{Op}(18)$$

$$\text{Op}(20) = \text{Op}(19) + \text{M}(31) * \text{M}(6)$$

$$\text{VaporH} = (\text{Op}(20) * \text{L}(43) * \text{L}(44) / 1000) / 4.1868$$

$$\text{Entropia} = (\text{M}(31) * \text{L}(43) * \text{L}(44) / \text{L}(42) / 1000) / 4.1868$$

$$\text{Volumen} = \text{N}(21) * \text{L}(44)$$

End Function

La siguiente función fue desarrollada en Visual Basic para calcular la entalpía, entropía y volumen específico para líquido comprimido.

Function líquidoH(Presión, Temp)

$$P(6) = 6824.687741$$

$$P(7) = -542.2063673$$

$$P(8) = -20966.66205$$

$$P(9) = 39412.86787$$

$$P(10) = -67332.77739$$

$$P(11) = 99023.81028$$

$$P(12) = -109391.1774$$

$$P(13) = 85908.41667$$

$$P(14) = -45111.68742$$

$$P(15) = 14181.38926$$

$$P(16) = -2017.271113$$

$$P(17) = 7.982692717$$

$$P(18) = -0.02616571843$$

$$P(19) = 0.00152241179$$

$$P(20) = 0.02284279054$$

$$P(21) = 242.1647003$$

$$P(22) = 1.269716088E-10$$

$$P(23) = 2.074838328E-07$$

$$P(24) = 2.17402035E-08$$

$$P(25) = 1.105710498E-09$$

$$P(26) = 12.93441934$$

$$P(27) = 0.00001308119072$$

$$P(28) = 6.047626338E-14$$

$$P(29) = 0.8438375405$$

$$P(30) = 0.0005362162162$$

$$P(31) = 1.72$$

$$P(32) = 0.07342278489$$

$$P(33) = 0.0497585887$$

$$P(34) = 0.65371543$$

$$P(35) = 0.00000115$$

$$P(36) = 0.000015108$$

$$P(37) = 0.14188$$

$$P(38) = 7.002753165$$

$$P(39) = 0.0002995284926$$

$$P(40) = 0.204$$

$$P(41) = 647.3$$

$$P(42) = 22120000$$

$$P(43) = 0.00317$$

$$Q(6) = (\text{Temp} + 273.15) / P(41)$$

$$Q(7) = \text{Presión} * 100000 / P(42)$$

$$Q(8) = 1 - P(29) * Q(6)^2 - P(30) * Q(6)^{-6}$$

$$Q(9) = Q(8) + (P(31) * Q(8)^2 - 2 * P(32) * Q(6) + 2 * P(33) * Q(7))^{0.5}$$

$$Q(10) = -2 * P(29) * Q(6) + 6 * P(30) * Q(6)^{-7}$$

$$Q(11) = P(6) * Q(6) * (1 - \text{Log}(Q(6)))$$

$$Q(12) = P(7) + P(8) * Q(6) + P(9) * Q(6)^2 + P(10) * Q(6)^3 + P(11) * Q(6)^4 + P(12) * Q(6)^5 + P(13) * Q(6)^6 + P(14) * Q(6)^7 + P(15) * Q(6)^8 + P(16) * Q(6)^9$$

$$Q(13) = P(17) * (17 * Q(9) / 29 - 17 * Q(8) / 12) * Q(9)^{(12 / 17)}$$

$$Q(14) = P(18) + P(19) * Q(6) + P(20) * Q(6)^2 + P(21) * (P(34) - Q(6))^{10} + P(22) / (P(35) + Q(6)^{19})$$

$$Q(15) = 1 / (P(36) + Q(6)^{11})$$

$$Q(16) = P(23) * Q(7) + P(24) * Q(7)^2 + P(25) * Q(7)^3$$

$$Q(17) = P(26) * Q(6)^{18} * (P(37) + Q(6)^2)$$

$$Q(18) = (P(38) + Q(7))^{-3} + P(39) * Q(7)$$

$$Q(19) = P(27) * (P(40) - Q(6)) * Q(7)^3$$

$$Q(20) = P(28) * Q(6)^{-20} * Q(7)^4$$

$$Q(21) = Q(11) + Q(12) + Q(13) + Q(7) * Q(14) - Q(15) * Q(16) - Q(17) * Q(18) + Q(19) + Q(20)$$

$$Q(22) = P(17) * P(33) * Q(9) ^ (-5 / 17)$$

$$Q(23) = P(23) + Q(7) * (2 * P(24) + 3 * Q(7) * P(25))$$

$$Q(24) = P(39) - 3 * (P(38) + Q(7)) ^ (-4)$$

$$Q(25) = Q(7) ^ 2 * (3 * P(27) * (P(40) - Q(6)) + 4 * P(28) * Q(7) * Q(6) ^ (-20))$$

$$Q(26) = Q(22) + Q(14) - Q(15) * Q(23) - Q(17) * Q(24) + Q(25)$$

$$Q(27) = Q(26) * P(43)$$

$$Q(28) = P(8) + 2 * P(9) * Q(6) + 3 * P(10) * Q(6) ^ 2 + 4 * P(11) * Q(6) ^ 3 + 5 * P(12) * Q(6) ^ 4 + 6 * P(13) * Q(6) ^ 5 + 7 * P(14) * Q(6) ^ 6 + 8 * P(15) * Q(6) ^ 7 + 9 * P(16) * Q(6) ^ 8$$

$$Q(29) = P(17) * Q(9) ^ (-5 / 17) * ((5 * Q(9) / 12 - (P(31) - 1) * Q(8)) * Q(10) + P(32))$$

$$Q(30) = P(19) + 2 * P(20) * Q(6) - 10 * P(21) * (P(34) - Q(6)) ^ 9 - 19 * P(22) * Q(6) ^ 18 * (P(35) + Q(6) ^ 19) ^ (-2)$$

$$Q(31) = 11 * Q(15) ^ 2 * Q(6) ^ 10 * (P(23) * Q(7) + P(24) * Q(7) ^ 2 + P(25) * Q(7) ^ 3)$$

$$Q(32) = 2 * P(26) * Q(6) ^ 17 * (9 * P(37) + 10 * Q(6) ^ 2)$$

$$Q(33) = (P(27) + 20 * P(28) * Q(7) * Q(6) ^ (-21)) * Q(7) ^ 3$$

$$Q(34) = P(6) * \text{Log}(Q(6)) - Q(28) + Q(29) - Q(7) * Q(30) - Q(31) + Q(18) * Q(32) + Q(33)$$

$$Q(35) = Q(34) * P(42) * P(43) / P(41) / 1000$$

$$Q(36) = Q(21) + Q(34) * Q(6)$$

$$Q(37) = Q(36) * P(42) * P(43) / 1000$$

$$Q(38) = Q(36) * P(42) * P(43) / 1000$$

$$\text{liquidoH} = Q(37) / 4.1868$$

$$\text{Entropia} = Q(35) / 4.1868$$

$$\text{Volumen} = Q(27)$$

End Function

La siguiente función fue desarrollada en Visual Basic para calcular para presión de saturación.

Function Presión(Temp)

$$H(6) = -7.691234564$$

$$H(7) = -26.08023696$$

$$H(8) = -168.1706546$$

$$H(9) = 64.23285504$$

$$H(10) = -118.9646225$$

$$H(11) = 4.16711732$$

$$H(12) = 20.9750676$$

$$H(13) = 1000000000$$

$$H(14) = 6$$

$$G(6) = 647.3$$

$$G(7) = 22120000$$

$$G(8) = (\text{Temp} + 273.15) / G(6)$$

$$G(9) = 1 - G(8)$$

$$G(10) = G(8) * (1 + H(11) * G(9) + H(12) * \text{Exp}(2 * \text{Log}(G(9))))$$

$$G(11) = H(13) * \text{Exp}(2 * \text{Log}(G(9))) + H(14)$$

$$\text{Auxi} = (H(7) + G(9) * (H(8) + G(9) * (H(9) + G(9) * H(10))))$$

$$G(12) = G(9) * (H(6) + G(9) * \text{Auxi})$$

$$G(13) = \text{Exp}(G(12) / G(10) - G(9) / G(11))$$

$$\text{Presión} = G(13) * G(7) / 100000$$

End Function

La siguiente función fue desarrollada en Visual Basic para calcular para temperatura de saturación.

Function Temperatura(Presión1)

$$I(6) = 35.15789$$

$$I(7) = 24.592588$$

$$I(8) = 2.1182069$$

$$I(9) = -0.3414474$$

$$I(10) = 0.15741642$$

$$I(11) = -0.031329585$$

$$I(12) = 0.003865822$$

$$I(13) = -0.00024901784$$

$$I(14) = 0.0000068401559$$

$$I(15) = 11545.164$$

$$I(16) = -8386.0182$$

$$I(17) = 2477.7661$$

$$I(18) = -363.44271$$

$$I(19) = 26.690978$$

$$I(20) = -0.78073813$$

$$J(6) = \text{Presión1} / 0.980665$$

$$J(7) = 14.223$$

$$J(8) = \text{Log}(J(6) * J(7))$$

$$J(9) = I(12) + J(8) * (I(13) + J(8) * I(14))$$

$$\text{Aux}(2) = (I(9) + J(8) * (I(10) + J(8) * (I(11) + J(8) * J(9))))$$

$$\text{Aux}(1) = (I(8) + J(8) * \text{Aux}(2))$$

$$J(10) = I(6) + J(8) * (I(7) + J(8) * \text{Aux}(1))$$

$$\text{Aux}(3) = (I(17) + J(8) * (I(18) + J(8) * (I(19) + J(8) * I(20))))$$

$$J(11) = I(15) + J(8) * (I(16) + J(8) * \text{Aux}(3))$$

$$K(7) = 142.23$$

$$K(8) = \text{Log}(J(6) * K(7))$$

```
K(9) = I(12) + K(8) * (I(13) + K(8) * I(14))
Aux(5) = (I(9) + K(8) * (I(10) + K(8) * (I(11) + K(8) * K(9))))
Aux(4) = (I(8) + K(8) * Aux(5))
K(10) = I(6) + K(8) * (I(7) + K(8) * Aux(4))
Temp1 = (J(11) - 32) / 1.8
Temp2 = (K(10) - 32) / 1.8
If Presión1 > 31.5 Then
  Temperatura = Temp1
Else
  Temperatura = Temp2
End If

End Function
```

APENDICE B

La programación de algunas correcciones que se realizan a la eficiencia de la turbina de vapor de la sección de recalentamiento de acuerdo al procedimiento desarrollado por K. C. Cotton se muestran a continuación.

Dim X, P, H, H1, S, Delta1, DElep1 QueSea Doble

Dim I, J QueSea Entero

Dim a(0 Al 4, 0 Al 5) QueSea Doble

Dim B(0 Al 2) QueSea Simple

Función Delta(P, H, S)

$X = \text{Ln}(P) / \text{Ln}(10)$

Si $S < 2.0041$ Entonces

H1 = H

SiOtro

$H1 = 1154 + 80 * X + 88 * X^2$

Fin Si

$a(0, 0) = 28.232252$

$a(0, 1) = -92.390491$

$a(0, 2) = -625.7959$

$a(0, 3) = 207.2301$

$a(0, 4) = 70.251642$

$a(0, 5) = -22.516388$

$a(1, 0) = -0.047796308$

$a(1, 1) = 1.2844571$

$a(1, 2) = 0.38556961$

$a(1, 3) = -0.039652999$

$a(1, 4) = -0.27180357$

$a(1, 5) = 0.064869467$

$$a(2, 0) = -0.00069791427$$

$$a(2, 1) = -0.0017037268$$

$$a(2, 2) = 0.00086563845$$

$$a(2, 3) = -0.0005951066$$

$$a(2, 4) = 0.00039705804$$

$$a(2, 5) = -0.000073533255$$

$$a(3, 0) = 0.0000012050837$$

$$a(3, 1) = 0.00000026826382$$

$$a(3, 2) = -0.00000067887771$$

$$a(3, 3) = 0.00000052886157$$

$$a(3, 4) = -0.00000024106229$$

$$a(3, 5) = 0.000000037881801$$

$$a(4, 0) = -5.0719109E-10$$

$$a(4, 1) = 2.6393497E-10$$

$$a(4, 2) = 3.8021911E-11$$

$$a(4, 3) = -1.0149993E-10$$

$$a(4, 4) = 4.7757232E-11$$

$$a(4, 5) = -7.0989561E-12$$

$$\Delta = 0$$

Para I = 0 Al 4

Para J = 0 Al 5

Delta1 = Delta

Delta = a(I, J) * X ^ J * H1 ^ I + Delta1

Siguiente

Siguiente

Fin Función

Función DElep0()

$$P = 2.6$$

$$X = \ln(P)$$

$$B(0) = -23.984811$$

$$B(1) = 57.86244$$

$$B(2) = 3.1849404$$

$$DElep0 = 0$$

Para $I = 0$ Al 2

$$DElep1 = DElep0$$

$$DElep0 = B(I) * X^I + DElep1$$

Siguiente

Fin Función

APENDICE C

Cálculos de consumo térmico unitario utilizando como referencia el código ASME PTC6.

1.0 Análisis de los datos de prueba

Al final de cada prueba que se realice en la planta se analizarán los datos para evitar posibles errores en la medición de los parámetros, y además verificar la estabilidad de las condiciones de prueba y transformar las medidas en unidades de ingeniería consistentes. Por ejemplo:

Flujos	Kg/h
Potencias	Kw
Presiones	ata
Temperaturas	°C
Entalpías	Kcal/Kg

2.0 Descripción y definición de los valores.

2.1	Simbolo	Descripción	Unidad
	P	Potencia	Kw
	W	Flujo	Kg/h
	P	Presion	ata
	T	Temperatura	°C
	H	Entalpia (vapor)	Kcal/kg
	h	Entalpia (agua)	Kcal/kg
	S	Entropía	Kcal/Kg°K
	V	Volumen especifico	m ³ /Kg
	F	Eficiencia	%
	CTU	Consumo Termico Unitario	Kcal/Kwh
	CTUMP	Consumo termico unitario promedio pesado	Kcal/Kwh

2.2 Subíndices.

r=	Condiciones de referencia
s=	Condiciones específicas
t=	Condiciones de prueba
g=	Generador
c=	Junto
1=	Condiciones antes de las válvulas de paro de la turbina de alta presión.
2=	Condiciones al escape de la turbina de alta presión.
3=	Condiciones después del sobrecalentador y antes de las válvulas de intercepción de la turbina de media presión.
6=	Condiciones al escape de la turbina de baja presión.
7=	Condiciones a la succión de la bomba de condensado.
8=	Condiciones a la descarga de la bomba de condensado.
9=	Condiciones a la succión de la bomba de agua de alimentación.
10=	Condiciones a la descarga de la bomba de agua de alimentación.
11=	Condiciones del agua de alimentación al final del ciclo térmico.
e=	Reintegro del agua del ciclo térmico.
a1=	Agua de spray para el vapor sobrecalentado.
a2=	Agua de spray para el vapor sobrecalentado.
PL=	Sellos de vapor.
E=	Extracciones.
Aux=	Vapor auxiliar.
Xo=	Cross Over.
T=	Escape de turbina.
SSH=	Sistema de vapor de sellos.
SJAE=	Sistema de eyectores de vapor.
SGC=	Condensador de vapor de sellos.
F1=	Entrada de agua de alimentación.
F0=	Salida de agua de alimentación.
d=	Drenajes.

L= Perdida exterior.

gl= Entrada a sellos de bomba de agua de alimentación.

go= Salida de sellos de bomba de agua de alimentación.

3.0 Cálculos de flujos de vapor.

3.1 Cálculos de flujo de agua de alimentación.

El flujo de agua de alimentación W_{11} a la salida de HP6 será calculado en acuerdo con:

- Flujo de condensado en subida a desgasificador (W_{fi4}).
- Flujo de vapores de extracciones que alimentan los calentadores del ciclo de alta presión calculados con balances térmicos.
- La variación del nivel en el desgasificador (L_2).
- Flujo de agua de spray para el sobrecalentador (W_{a1}).
- Flujo de agua de sellos de la bomba de agua de alimenticio (W_{g1} , W_{g0}).

$$W_9 = W_{fi4} + W_{E4} + W_{E6} + W_{E5} + W_{dauxl} + W_{L2} \quad (1)$$

$$W_{11} = W_9 + W_{gi} + W_{g0} + W_{a2} + W_{a1}$$

$$W_{11} = W_{fi4} + W_{E4} + W_{E6} + W_{E5} + W_{dauxl} + W_{L2} + W_{gi} + W_{g0} + W_{a2} + W_{a1} \quad (2)$$

Los flujos W_{E4} , W_{E6} y W_{E5} están calculados por balances térmicos en los calentadores; puesto que el flujo de agua de alimentación no es conocido conviene resolver un sistema de ecuaciones que comprendan balances de energía en cada calentador.

Balance en el calentador no 6.

$$W_{11}(h_{11} - h_{fi6}) = W_{E6}(H_{E6} - h_{d6}) \quad (4)$$

$$\begin{aligned} (W_{fi4} + W_{E4} + W_{E6} + W_{E5} + W_{dauxl} + W_{L2} + W_{gi} + W_{g0} + W_{a2} + W_{a1}) \\ (h_{11} - h_{fi6}) = W_{E6}(H_{E6} - h_{d6}) \end{aligned} \quad (5)$$

Resolver con respecto a W_{E6} .

Balance en el calentador no 5.

$$W_{11}(h_{f05} - h_{fi5}) = W_{E6}(h_{d6} - h_{d5}) + W_{E5}(H_{E5} - h_{d5}) \quad (6)$$

$$\begin{aligned} (W_{fi4} + W_{E4} + W_{E6} + W_{E5} + W_{dauxl} + W_{L2} + W_{gi} + W_{g0} + W_{a2} + W_{a1}) \\ (h_{f05} - h_{fi5}) - W_{E6}(h_{d6} - h_{d5}) = W_{E5}(H_{E5} - H_{d5}) \end{aligned} \quad (7)$$

Resolver respecto a W_{E5} luego de la sustitución de W_{E6} de la (5).

Balance del calentador no 4.

$$\begin{aligned} W_{fi4}(h_9 - h_{fi4}) = (W_{E6} + W_{E5})(h_{d5} + h_9) + W_{E4}(H_{E4} - h_9) + \\ W_{dauxl}(h_{dauxl} - h_9) + W_{L2h9} \end{aligned} \quad (8)$$

Resolviendo respecto W_{E4} luego de la sustitución de

$$W_{d5} = W_{E6} + W_{E5} \quad (9)$$

Resolver la (3) respecto a W_{E4} y luego de la sustitución de W_{E5} y W_{E6} de las (5) y (7), y sustituir W_{E4} , W_{E5} y W_{E6} en la (8) y resolver respecto W_9 y W_{11} .

Se debe recordar que los siguientes flujos son medidos directamente:

W_{fi4} Agua de condensado en entrada a desgasificador.

W_{daux} Agua de condensado de los servicios de auxiliares al desgasificador.

W_{L2} Variación de nivel en el desgasificador.

W_{gi} Flujo de entrada de sellos de la bomba de agua de alimentación.

W_{go} Flujo de salida de sellos de la bomba de agua de alimentación.

Para resolver el sistema de ecuaciones se necesita una estimación preliminar del flujo de agua de alimentación que se puede obtener con una relación matemática entre aguas de condensado y de alimentación que hay en los balances térmicos. Primero se deben calcular todos los flujos de las extracciones con el flujo de agua de alimentación estimado y luego calcular el flujo de agua de condensado al desgasificador para compararlo con el flujo medido. De la diferencia entre los dos se recalcula el flujo de agua de alimentación que se usara para recalculer los flujos de las extracciones. Este procedimiento se continuara hasta que los flujos de agua de condensado al desgasificador (el medido y el calculado) sean al grado de convergencia deseado. En el caso que durante la prueba hay alguna perdida en el sistema, entonces esta perdida se medirá y se incluirá en el calculo.

3.2 Calculo del flujo de vapor sobrecalentado a admisión de la turbina.

El flujo de vapor a la admisión de la turbina de alta presión será el mismo que el valor del agua de alimentación menos las pérdidas en la caldera W_{lb} y la perdida no controlable W_{lu} , mas el flujo de agua de spray W_{al} menos el flujo de vapor para los eyectores (esto aplica si la fuente es del vapor sobrecalentado).

$$W_1 = W_{11} - W_{1g} - W_{1u} + W_{al} - W_{SJA E} \quad (10)$$

3.3 Cálculo del flujo de vapor recalentado.

El flujo de vapor recalentado frío será:

$$W_2 = W_1 - W_{PLV1} - W_{PL21} + W_{PL11} - W_{PL12} - W_{E6} \quad (11)$$

El flujo de vapor recalentado caliente será igual al recalentado frío más el flujo de spray:

$$W_3 = W_2 + W_{a2} \quad (12)$$

4.0 Cálculo de entalpías.

Las entalpías serán calculadas por medio de las medidas de presión y temperatura en el ciclo térmico.

5.0 Cálculo de consumo térmico unitario de prueba.

El gasto de calor de prueba será definido como la relación entre todo el calor que entra en el ciclo térmico y la potencia generada a las terminales del generador menos la potencia para los servicios auxiliares del turbo generador.

5.1.1. C.T.U. sin servicios de la planta.

El calor que entra en el ciclo está definido como:

$$Q_{input} = W_1 H_1 - W_{11} h_{11} + W_3 H_3 - W_2 H_2 + W_{SAJE} (H_1 - h_{11}) + W_9 (h_{10} - h_9) + W_8 (h_8 - h_7) + W_e (h_e - h_7) + W_e (h_e - h_{11}) + W_{a1} (h_{11} - h_{a1}) \quad (13)$$

$$CTU_T = \frac{Q_{input}}{(Pg - P_{aux})} \quad (14)$$

5.1.2. Consumo térmico unitario con servicios de planta.

Se necesita sumar a la ecuación (13) los siguientes términos:

$$W_{auxl} (H_{auxl} - h_{auxl}) - W_{oh} (H_{oh} - h_{oh}) \quad (15)$$

$$CTU_T = \frac{Q_{input}}{Pg} \quad (16)$$

6.0 Correcciones del CTU de prueba para las condiciones de referencia.

Los CTU de prueba que se calculan con las formulas (14) y (16) no son directamente comparables con las garantías por que las condiciones de operación durante las pruebas son generalmente distintas de las de referencia. El código ASME divide las correcciones a aplicarse en dos grupos.

Correcciones de grupo 1

El primer grupo de correcciones es por las variaciones que afectan el ciclo térmico. Este grupo incluye correcciones por el efecto de variables como:

- Diferencia de temperatura en los calentadores del ciclo térmico.
- Caída de presión diferencial con respecto a la referencia en las tuberías de vapor de extracción.

- Variación de nivel en los tanques del sistema.
- Subida de entalpía del agua en las bombas de condensado y de alimentación
- Subenfriamiento del condensado en el condensador.
- Flujo de agua de repuesto al ciclo térmico.

Correcciones del grupo 2

El segundo grupo de correcciones es para las variables que afectan la eficiencia de las turbinas como:

- Presión de vapor a la turbina.
- Temperatura de vapor a la entrada de la turbina de alta presión.
- Temperatura de vapor a la entrada de la turbina de media presión.
- Caída de presión en el recalentador.
- Presión al escape de la turbina (vacío del condensador)

Las correcciones para el efecto de estas variables se pueden hacer aplicando las correspondientes curvas de corrección.

Método de calculo para las correcciones del grupo 1.

Para poder separar la eficiencia del turbogenerador de los efectos del ciclo térmico se necesita calcular el gasto de calor bajo las siguientes condiciones:

- Eficiencias de turbinas de prueba.
- Flujo de vapor de sellos de prueba.
- Flujo de vapor de admisión de prueba.
- Condiciones del ciclo térmico de referencia.

En otras palabras el ciclo de referencia debe ser imaginariamente juntado a la turbina de la prueba. Para hacer este calculo se necesita antes calcular mediante la primera ley de la

termodinámica la eficiencia total de la sección de recalentado caliente de turbina (media y baja presión).

6.1. Cálculo de la entalpía de vapor al escape de la turbina de baja presión.

La eficiencia de turbina obtenida de los datos de prueba es función de dos características independientes del vapor por cada uno de los varios puntos de la turbina, cuando estos puntos se ponen en el diagrama de Mollier, son la base para dibujar las líneas de expansión, cuando el vapor es en la región de sobrecalentado, las sencillas medidas de presión y temperatura de los puntos: admisión, sobrecalentado frío, sobrecalentado caliente, y cross over pueden ser dibujados directamente. Las extracciones con el vapor en las regiones de sobrecalentado son normalmente más calientes de la temperatura promedio del vapor que pasa en la turbina, de todas maneras puede ser dibujadas en la línea de expansión, pero el vapor de escape de la turbina de baja presión y generalmente la última extracción no son sobrecalentados. La entalpía del vapor en estos puntos debe ser calculada con un balance de energía alrededor de la turbina usando el proceso iterativo que sigue:

a) El flujo de vapor de cada extracción se calcula con el balance de energía en cada calentador. La entalpía de vapor de las extracciones que están en la región húmeda viene estimada de una extrapolación de la línea de expansión de cada sección de la turbina.

b) El contenido de calor en el vapor que fluye al condensador, viene calculado con un balance de energía alrededor de la turbina.

Para hacer el cálculo dicho, se necesita antes determinar los flujos de vapor de las extracciones de la turbina de baja presión, para calcular el flujo de vapor que fluye al condensador.

Balance de calor en el calentador no 3.

$$W_{f4}(h_{f03} - h_{f3}) = W_{E3}(H_{E3} - h_{d3}) \quad (17)$$

Resolver respecto W_{E3} .

Balance de calor en el calentador no 2.

$$W_{f4}(h_{f02} - h_{f2}) = W_{E3}(H_{E3} - h_{d2}) + W_{E2}(H_{E2} - h_{d2}) \quad (18)$$

Resolver respecto a W_{E2} .

Balance de calor en el calentador n. 1.

El flujo de vapor que va al calentador no 1 generalmente esta en la región húmeda del diagrama de Mollier o puede a veces ser un poco sobrecalentado, entonces la entalpía de este vapor no se puede calcular solo con las medidas de presión y temperatura. La entalpía correcta del vapor, deberá ser calculada con un método de iteración.

El primer paso es una estimación de la entalpía con una extrapolación de la línea de expansión de prueba en un diagrama de Mollier. Para la extracción n. 1 y el punto final de la expansión al escape de la turbina de baja presión se pueden estimar un valor de entalpía del vapor, y con estos valores se realiza el balance de energía para el calentador n. 1.

Balance de energía en el calentador n. 1.

$$\begin{aligned} W_{E1}H_{E1} - W_{SSH}H_{SSH} + W_{f4}h_{f1} + W_{E3}h_{d2} + \\ W_{E2}h_{d2} - W_{E3}h_{d1} - W_{E2}h_{d1} - W_{E1}h_{d1} - \\ W_{f4}h_{f01} - W_{SSH}h_{d1} = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

$$W_{E1}(h_{E1} - h_{d1}) = W_{f4}(h_{fol} - h_{fil}) - (W_{E3} + W_{E2})(h_{d2} - h_{d1}) - W_{SSH}(H_{SSH} - h_{d1}) \quad (20)$$

6.2 Calculo del flujo de vapor al escape de turbina de baja presión.

Ahora es posible calcular el flujo de vapor que fluye al condensador (primera iteración).

$$W6 = W3 + WPL21 - WEST - WE4 - WPL31 - WE3 - WE2 - WE1 + \frac{(WPL41 + WPL51)}{2} \quad (21)$$

6.3 Calculo de “expansion line end point” (ELEP)

Para calcular el punto final de expansión (ELEP), se necesita hacer la suma algebraica de toda la energía que entra y de toda la energía que sale de la turbina. Esto, por cierto, incluye la energía equivalente a la potencia eléctrica generada, a las pérdidas del generador y a las pérdidas al escape como energía que salen de la turbina.

Potencia a la flecha de la turbina P_t

$$P_t = P_g + P_{ix} \quad (22)$$

donde:

P_t = potencia a la flecha de turbina.

P_{ix} = pérdidas fijas del generador

6.4 Calculo de “used energy end poin” (UEEP).

La entalpía del vapor que fluye hacia el condensador, puede ser calculado (primera aproximación) por balances de energía:

Calor que sale de la turbina:

$$\begin{aligned}
 Q_{out} = & W_{PLV1}W_1 + (W_2 + W_{E6})H_2 + (W_{PL11} + W_{PL12})H_{PL11} + \\
 & W_{EST}H_{T5} + (W_{E4} + W_{PL11})H_{T4} + W_{PL31}H_{PL31} + W_{E3}H_{T3} + \\
 & W_{E2}H_{T2} + W_{E1}H_{T1} + W_6H_6
 \end{aligned} \tag{24}$$

$$Q_{USEB} = P_t \times 860 \tag{25}$$

Calor que fluye al condensador:

$$Q_c = Q_{in} - (Q_{out} + Q_{used}) \tag{26}$$

$$UEEP = Q_c / W_6 \tag{27}$$

A esto es posible calcular las pérdidas de escape de la turbina con su propia curva.

Como el flujo de vapor esta en relación con el flujo volumétrico de escape de la turbina, es necesario calcular el volumen específico del vapor al punto de la línea de expansión.

Es ahora posible calcular el flujo volumétrico de escape de turbina y luego leer las correspondientes pérdidas de escape en las curvas.

Para lograr el ELEP es necesario restar las pérdidas de escape del UEEP, se obtiene así ELEP1.

Si ELEP es igual a ELEP1, o si la diferencia es menor de 0.1 Kcal/Kg el calculo esta terminado; de otra forma es necesario repetir la iteración dibujando una nueva línea de expansión que tenga los mismos puntos de vapor sobrecalentado y una nueva forma final que pasara por el nuevo punto ELEP1.

Se lee la nueva entalpía de la extracción LPH1 a la presión de prueba y se repite todo el calculo hasta llegar a una diferencia entre ELEP y ELEP1 de 0.1 Kcal/Kg.

5.7 Calculo de las correcciones del primer grado.

La eficiencia del ciclo térmico puede ser ahora calculado usando la línea de expansión de prueba (eficiencia de prueba de turbina), el ciclo de referencia, los flujos de vapor de sellos y el flujo del vapor de admisión de prueba. El primer paso es el calculo de los flujos de vapor de las extracciones bajo las siguientes condiciones:

- a) El flujo de agua de alimentación que deja el ultimo calentador del ciclo de alta presión debe ser puesta igual al flujo de vapor de admisión a la turbina de alta presión mas o menos flujos especificados en el contrato (p.e. eyectores).
- b) No hay variaciones de nivel en el desgasificador y en el condensador.
- c) La presión interior de cada calentador debe ser igual a la presión de extracción a la turbina menos la caída de presión contractual (3%).
- d) La temperatura del agua de alimentación que deja cada calentador debe ser puesta con la diferencia del contrato de la temperatura de saturación en el interior del calentador (ver balances térmicos).
- e) El drenaje de cada calentador debe tener una temperatura igual a la temperatura del agua de salida del siguiente calentador, mas la diferencia terminal de contrato.
- f) La temperatura del agua de alimentación que entra en el primer calentador debe ser igual a la temperatura de saturación de la presión de escape de la turbina (vacío) menos el subenfriamiento especificado, mas cada subida de temperatura especificada en el ciclo de referencia (p.e. bombas).
- g) No hay aguas de spray si no especifica.
- h) Las subidas de entalpías del agua en las bombas del ciclo iguales a las de referencias.
- i) El flujo de vapor auxiliar, igual al de referencia.

j) El flujo de agua de reintegro al condensador igual al de referencia.

Como la presión de cada etapa de turbina cambia con el flujo de vapor que fluye hacia la siguiente etapa, es posible que variaciones en los flujos de extracción causan variaciones en las presiones de vapor del calentador y la temperatura de salida del agua de alimentación. La entalpía de vapor de cada extracción cambia con el cambio de presión de vapor en cada etapa de turbina. Estas variaciones pueden llevar a necesitar de un método de cálculo “trial and error” para llegar a una diferencia en las presiones contenida en 0.1%; la entalpía de cada extracción debe ser tomada en la línea de expansión, tomando en cuenta la caída de presión entre la turbina propia y la tubería de extracción (2%). El flujo de vapor de escape viene así calculado y las correspondientes pérdidas de escape se pueden leer en su propia curva. El contenido de calor en el flujo de vapor de escape se calcula sumando las nuevas pérdidas de escape al viejo punto final de la línea de expansión que no este afectado por la variaciones del flujo de escape.

Es posible que en caso de turbina de RH, las revisiones en el flujo de agua de spray y en los flujos de las extracciones, pueden llevar a un largo cambio en la presión de vapor de admisión de la turbina de media presión. Si eso pasa, se debe de tomar los nuevos valores de entalpía en la líneas de expansión. La entalpía así revisada debe ser tomada para el cálculo de la potencia generada con el ciclo en condiciones de referencia.

La correspondiente nueva potencia generada puede ser calculada con un balance de energía similar a lo que se uso anteriormente para calcular la entalpía del vapor de escape. Las pérdidas fijas del generador, serán las mismas que antes; por eso se necesita recalcular el calor que entra en el ciclo con las nuevas entalpía del agua de alimentación y de vapor sobrecalentado.

5.8 Los factores de corrección se lograron del calculo o del calculo de pruebas de CTU para el efecto de la variación de la referencia de presión y temperatura de vapor de admisión, temperatura de vapor resobrecalentado, caída de presión en el resobrecalentador y vació al condensador.

Se nota que si las correcciones del primer grupo causan un cambio en la presión del vapor resobrecalentado y la caída de presión en el resobrecalentador se deberán calcular por estos nuevos valores y no para los de prueba.

La nueva caída de presión en el resobrecalentador será la diferencia entre la presión de prueba de escape de la turbina de alta presión de prueba de escape de la turbina de alta presión y la nueva revisada presión de vapor de admisión de turbina de media presión. Todos estos valores de corrección se aplicaran a los valores de CTU y de potencia eléctrica calculados en precedencia con las correcciones del primer grado, los factores de corrección se tomaran de las siguientes curvas:

- Factor de corrección para la presión del vapor.
- Factor de corrección para la temperatura del vapor.
- Factor de corrección para la caída de presión en el resobrecalentador.
- Factor de corrección para la temperatura de resobrecalentamiento.
- Factor de corrección para el vacío a el condensador.

5.9 Flujo de vapor de admisión corregido.

El flujo de vapor correspondiente corregido por las condiciones de referencia se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$W_{is} = W_{it} \left(\frac{P_{is} V_{it}}{P_{it} V_{is}} \right)^{1/2} \quad (28)$$

7.0 Calculo de las Eficiencias de Turbina.

La eficiencia de turbina esta definida como la relación entre el calor equivalente a la potencia eléctrica generada y el calor total disponible de una expansión isentrópica en la turbina. Usando los valores correctos de los flujos de admisión de resobrecalentado y de las extracciones, la eficiencia correcta de turbina se puede calcular.