

**ESTUDIO ENERGÉTICO DE UNA TURBINA PARA  
LA IMPLEMENTACIÓN DE UN PROGRAMA DE  
MEJORAMIENTO DEL CONSUMO DE VAPOR EN  
LA GERENCIA COMPLEJO BARRANCABERMEJA**

**OSCAR LUIS CORENA HERNANDEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2.005**

**ESTUDIO ENERGÉTICO DE UNA TURBINA PARA  
LA IMPLEMENTACIÓN DE UN PROGRAMA DE  
MEJORAMIENTO DEL CONSUMO DE VAPOR EN  
LA GERENCIA COMPLEJO BARRANCABERMEJA**

**OSCAR LUIS CORENA HERNANDEZ**

**Trabajo de grado para optar al título de  
Ingenieros Mecánicos**

**Director**

**JABID QUIROGA**

**Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICO – MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA**

**2005**

## DEDICATORIA

Doy gracias a **Dios**, quien en todos los caminos que he recorrido me ha tendido silenciosamente su mano, me ha colmado de bendiciones y hoy hace posible la culminación de mi carrera.

A mi madre, **Letty**, que ha sido mi apoyo en cada uno de los días de mi vida, a mi padre, **Edgar**, que en el cielo me mira y me protege, a mi hermano, **Alejandro**, quien me motiva a seguir adelante para ofrecerle un futuro mejor.

A mi tía, **Irma**, por su ilimitado apoyo y ejemplo; no hay palabras que describan el sentimiento de agradecimiento y aprecio para con ella.

A **Martha**, a **Margarita**, a mis familiares y amigos, por su respaldo incondicional, motivación y afecto.

Oscar Luis Corena Hernández

## AGRADECIMIENTOS

El autor expresa su agradecimiento:

A ECOPETROL S.A. por permitirme desarrollar mi proyecto de grado en sus instalaciones y regalarme una experiencia de aprendizaje de nunca olvidar.

A la escuela de Ingeniería Mecánica, su director de escuela y al cuerpo docente, por formar en mí la capacidad de análisis requerida para mi desempeño profesional.

A Jabid Quiroga , director del proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

A Cristian Alonso Lennis, gestor del proyecto y colaborador invaluable en Ecopetrol S.A., gracias por su amistad, enseñanzas y sabios consejos.

A Vidal Vega Velasco, Pedro José Saavedra, Donaldo Favio Buelvas y Alexander Castro Torres, compañeros que estuvieron prestos a ayudar en los momentos más necesarios.

A todas las personas que de una u otra manera colaboraron con la realización de este proyecto.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	15
1. GENERALIDADES	17
1.1 DESARROLLO Y METODOLOGÍA DEL PROYECTO	17
1.2 ALCANCE DEL PROYECTO	18
2. OBJETIVOS	19
2.1 OBJETIVOS GENERALES	19
2.2 OBJETIVOS EPECIFICOS	19
3. USO DEL VAPOR EN PLANTAS QUÍMICAS Y PETROQUÍMICAS	21
3.1 ¿PORQUE EL VAPOR?	21
3.2 OPERACIÓN DEL SISTEMA DE VAPOR	22
3.2.1 Generación	23
3.2.2 Distribución	28
3.2.3 Recuperación	38
4. TURBINAS DE VAPOR	41
4.1 TIPOS DE TURBINAS	41
4.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN DE UNA TURBINA DE IMPULSIÓN TÍPICA	42
4.3 TURBINA DE VALOR TÍPICA	43
4.3.1 Rodamientos y Lubricación	44
4.3.2 Suministro de vapor	47
4.3.3 Válvulas de seguridad	47
4.3.4 Sellos y empaquetaduras de la turbina	49
4.3.5 Gobernadores	50
4.3.6 Válvulas manuales (incrementadoras de potencia)	52
4.3.7 Mecanismo de disparo por exceso de velocidad	53

4.3.8	Velocidad	54
4.4	TURBINAS EN “STAND BY” DE RELEVO AUTOMÁTICO	56
4.5	TURBINAS DE REACCIÓN	56
4.6	TURBINAS DE CONDENSACIÓN	56
5.	EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DEL EQUIPO ANALIZADO	61
5.1	DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA INSTALACIÓN	62
5.2	CONDICIONES REQUERIDAS PARA LA EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DEL EQUIPO	69
5.2.1	Instrumentos requeridos para la prueba	70
5.2.2	Localización de los instrumentos	73
5.2.3	Condiciones generales	75
5.3	APROXIMACIÓN A LAS CONDICIONES REQUERIDAS PARA LA EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DEL EQUIPO	75
5.3.1	Medición de la presión de admisión y escape de la turbina	76
5.3.2	Medición de la temperatura	77
5.3.3	Análisis para hallar la temperatura de flujo del vapor	78
5.3.4	Medición de la potencia de eje	79
5.3.5	Medición de la velocidad de rotación de la turbina	81
5.4	RESULTADOS DE LAS MEDICIONES	81
5.5	FORMULAS Y CÁLCULOS TIPO	82
5.6	RESULTADOS OBTENIDOS	83
6.	EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS	85
6.1	DETERMINACION DE LOS EFECTOS DE LAS MALFUNCIONES INDUCIDAS	86
6.1.1	Metodología para la evaluación del efecto de la temperatura de entrada del vapor sobre la eficiencia y el consumo de vapor del equipo	87
6.1.2	Evaluación de la pérdida de energía a través de l aislamiento de la instalación que suministra vapor a la turbina	92

6.2	ANÁLISIS DE LA PÉRDIDA DE EFICIENCIA ISENTRÓPICA	106
7.	EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS RECOMENDACIONES TÉCNICAS	118
7.1	DETERMINACIÓN DEL COSTO DEL VAPOR PRODUCIDO	118
7.1.1	Vapor de alta presión-VAP (600 psig/41.4 barg en Ubal, psig / 27.6 barg, 750° en refinería)	425 119
7.1.2	Agua Desaireada (AD)	120
7.1.3	Condensado (C)	120
7.1.4	Agua desmineralizada y suavizada (ADS)	120
7.1.5	Agua clarificada (AC)	120
7.1.6	Vapor de baja presión XVBP (50 psi / 3.45 barg, saturado)	121
7.1.7	Vapor de baja presión VBP (25 psig / 1.6 barg, saturado)	121
7.1.8	Precio marginal del combustible (PC)	121
7.1.9	Costo marginal de la electricidad	122
7.1.10	Cálculo del costo del vapor en US\$ / Klb	122
7.2	CÁLCULO DE LOS AHORROS ESTIMADOS	125
7.2.1	Recomendación 1: Cambio del material aislante de la instalación de vapor	125
7.2.2	Recomendación 2: Recuperación de la condición de diseño del equipo	128
	CONCLUSIONES	132
	RECOMENDACIONES	134
	BIBLIOGRAFÍA	135
	ANEXOS	137

## LISTA DE FIGURAS

	<b>pág.</b>
Figura 1. Esquema general de un sistema de vapor	22
Figura 2. Caldera pirotubular	24
Figura 3. Caldera acuotubular	25
Figura 4. Trampa termostática con un elemento “bellow”	33
Figura 5. Trampa termostática con un elemento bimetálico	33
Figura 6. Principio de operación de una turbina de impulsión no condensante	43
Figura 7. Turbina de vapor típica	45
Figura 8. Detalles de la lubricación de una turbina	48
Figura 9. Empaquetadura y sello básicos	50
Figura 10. Posiciones de los contrapesos del gobernador	52
Figura 11. Localización de las válvulas manuales	54
Figura 12. Mecanismo de disparo por sobrevelocidad	55
Figura 13. Principio de operación de las turbinas de reacción	58
Figura 14. Turbina de condensación típica	59
Figura 15. Esquema de una turbina de vapor de condensación típica	60
Figura 16. Torre Enfriadora TE 801	62
Figura 17. Turbina de vapor NP 811 C (Torre enfriadora TE 801)	64
Figura 18. Listado de partes de la turbina	65
Figura 19. Localización de la instrumentación para la prueba de caída de entalpía	74
Figura 20. Localización de la instrumentación para la prueba de capacidad máxima	74

Figura 21. Medición de la presión de entrada del vapor	76
Figura 22. Medición de la presión de salida del vapor	77
Figura 23. Instrumento para la medición de la temperatura	78
Figura 24. Distribución de temperatura en un tubo con régimen estacionario	78
Figura 25. Toma de presión a la descarga de la bomba	80
Figura 26. Medición de flujo de la bomba	80
Figura 27. Tacómetro digital para la medición de la velocidad de rotación de la turbina	81
Figura 28. Eficiencia de etapas por el método de caída de entalpía	83
Figura 29. Efecto de la variación de la temperatura de entrada sobre el consumo de vapor de la turbina	90
Figura 30. Efecto de la temperatura de entrada sobre la eficiencia isentrópica	91
Figura 31. Estado del aislamiento de la instalación local del suministro del vapor a las turbinas	96
Figura 32. Conductividad térmica de la perlita expandida versus temperatura	103
Figura 33. Fuga de vapor por las caras de las cajas de empaques	109
Figura 34. Coeficientes de sellos para alta presión	111
Figura 35. Comportamiento de la TRM	126

## LISTA DE TABLAS

	<b>pág.</b>
Tabla 1. Equipos de proceso que usan vapor	35
Tabla 2. Características del equipo escogido para el estudio	65
Tabla 3. Lista de partes de la turbina de vapor del sistema NP 811C	67
Tabla 4. Lectura requerida para las pruebas de eficiencia	70
Tabla 5. Medidas de incertidumbre de instrumentos de presión	71
Tabla 6. Rangos de presión de los instrumentos de precisión	71
Tabla 7. Resultados de las lecturas realizadas	72
Tabla 8. Comparación de los resultados de las mediciones con los valores de referencia	84
Tabla 9. Condiciones de garantía suministrada por el fabricante	86
Tabla 10. Valores de las temperaturas de producción del vapor en las calderas que alimentan al cabezal de 400 psig	94
Tabla 11. Características de la tubería y el aislante de la instalación local del reporte de suministro de la turbina	96
Tabla 12. Transferencia de calor desde superficies de la tubería	102
Tabla 13. Problemas en turbina de vapor de etapa simple	107
Tabla 14. Datos para determinar el efecto del cambio del área de las toberas en el consumo de vapor	114
Tabla 15. Costo del vapor de 425 psig	124
Tabla 16. Costos del cambio de material aislante en la instalación local de suministro de vapor	126
Tabla 17. Lista de actividades incluidas en la reparación general de la turbina.	129

## LISTA DE ANEXOS

	<b>pág.</b>
Anexo A. Hoja de datos de la turbina de vapor escogida para el estudio suministrados por el fabricante	138
Anexo B. Características técnicas de la instrumentación utilizada	142
Anexo C. Cálculo de la temperatura de flujo del vapor	150
Anexo D. Curva de rendimiento de la bomba suministrada por el fabricante	158
Anexo E. Cálculo de eficiencia isentrópica y capacidad máxima para condiciones actuales	159
Anexo F. Cálculo del efecto de la variación de la temperatura sobre el consumo de vapor y la eficiencia isentrópica	162
Anexo G. Isométrico de cabezal de vapor de 400 psig anillo área sur	164
Anexo H. Instalación local de suministro de vapor a la turbina	167
Anexo I. Procedimiento para la evaluación del rendimiento energético de turbinas de vapor de retropresión	169

## RESUMEN

### TÍTULO:

**ESTUDIO ENERGÉTICO DE UNA TURBINA PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE UN PROGRAMA DE MEJORAMIENTO DEL CONSUMO DE VAPOR EN LA GERENCIA COMPLEJO BARRANCABERMEJA\***

### AUTOR:

CORENA, Oscar\*\*

### PALABRAS CLAVES:

Turbina de vapor, eficiencia isentrópica, capacidad máxima, malfunciones, condiciones de garantía, costo de la implementación, tiempo de retorno de la inversión.

### DESCRIPCIÓN:

El objetivo principal de este proyecto es contribuir al mejor aprovechamiento de los recursos energéticos en el complejo industrial Gerencia Complejo Barrancabermeja de ECOPETROL S.A., presentando una metodología para el análisis del rendimiento del grupo de turbinas de vapor de retropresión para conducción mecánica, que funcionan en el complejo industrial. Se muestra al tiempo la aplicación de la metodología con el desarrollo de un caso base. La metodología propuesta y el desarrollo del caso base, toma como referencia los procedimientos lineados en la Norma ASME-PTC 6S Report-1988 "Procedures For Routine Performance Test Of Steam Turbines". La selección del equipo para el estudio base se hizo teniendo en cuenta las necesidades de ECOPETROL S.A. y las facilidades existentes para aplicar los procedimientos lineados por la norma referenciada anteriormente.

Con base en la comparación de las lecturas de parámetros de operación y cálculos realizados a las condiciones de garantía que el fabricante del equipo ofrece, se detectan las malfunciones relacionadas con el funcionamiento actual del equipo. Posteriormente, a esta comparación se realiza un análisis de las posibles causas de la desviación de la operación del equipo y se plantean soluciones técnicas posibles.

Complementario al análisis técnico de soluciones, se estima el costo de la implementación y el tiempo de retorno de la inversión teniendo en cuenta las tarifas que la organización (ECOPETROL S.A.) establece para la contratación de servicios y compra de productos. De esta manera, se determina si las opciones propuestas son viables. Por último, se establece un procedimiento para la evaluación del rendimiento del grupo de turbinas de vapor objeto del estudio.

---

\* Trabajo de grado.

\*\*Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica. Ing. Jabid Quiroga

## SUMMARY

### TITLE:

**ENERGETIC STUDY OF A TURBINE FOR THE DEVELOPMENT OF AN IMPROVEMENT PROGRAM OF TEAM CONSUMPTION AT THE GERENCIA COMPLEJO BARRANCABERMEJA\***

### AUTHOR:

CORENA, Oscar\*\*

**KEY WORDS:** Steam Turbine, isentropic efficiency, maximum capability, malfunctions, guarantee conditions, implementation cost, time for the investment return.

### ABSTRACT:

The main objective of this project is to contribute with a better advantage of the energetic resources at the GERENCIA COMPLEJO BARRANCABERMEJA OF ECOPETROL S.A. showing a methodology for the efficiency analysis of a group of back-pressure steam turbine for mechanical conduction, that serves at the industrial complex at the same time its application is shown with the development of a base case. The proposed methodology and the development of the base case, takes references on the procedures raised in the norm ASME-PTC 6S Report 1988 "procedures for routine performance test of the steam turbines". The selection of the equipment for the base study was done considering the necessities of ECOPETROL S.A. and the existing facilities in order to apply the procedures raised by the norm referenced previously.

With base in the comparison of the readings of operations parameters and calculations made to the guarantees conditions of the manufacturer the bad functions related with the present operations of the equipment are detected. After the comparison, the possible causes of the variation of the equipment operation are analyzed and the possible technical solutions are raised.

To complement the technical analysis of the solutions, the cost of the implementation and the investment returning time are estimated noticing the tariffs that the organization (ECOPETROL S.A.) establishes for hiring services or acquiring products. On this way it is determined if the propose options are viable and they don't go against to the policies of the company. At the end a procedure is established to evaluate the efficiency of the group of steam turbine studied.

---

\*Project of degree.

\*\*Faculty of engineering Physical-Mechanical, School of Mechanical Engineering. Eng. Jabid Quiroga

## INTRODUCCIÓN

La energía está alcanzando niveles muy costosos, la gran demanda que se presenta en el mundo continúa aumentando, provocando escasez y forzando el precio hacia mayores alzas. Sin olvidar que a medida que crece el uso de la energía más tensión se pone en la habilidad de los ecosistemas de la tierra de manejar estos aportes adicionales. Por estas y muchas otras razones, en la actualidad conservar energía es uno de los recursos más prósperos y promisorios. En los países en desarrollo se ha comprobado que debido al bajo nivel de eficiencia energética en todos los sectores y a la gran cantidad de desperdicio es posible obtener ahorros energéticos del 10% al 20% sin mayores inversiones en cambios de equipos o de procesos. Mediante un ordenado y agresivo programa se podría lograr un 10% al 20% adicional de ahorro, con un rendimiento que en general no excedería de 2 ó 3 años la recuperación de los gastos realizados<sup>1</sup>.

Las acciones tendientes a mejorar y lograr la máxima eficiencia en el consumo energético redundan, por un lado, en importantes beneficios para la economía en su conjunto, tanto en forma directa sobre el mejoramiento de la productividad industrial, la reducción de los costos de producción y el aumento de utilidades, como indirectamente sobre las inversiones; y por otro lado, contribuye a la disminución del impacto en el ambiente del mal uso de la energía.

---

<sup>1</sup> Banco Interamericano de Desarrollo, Centros para la conservación de energía en la industria, Dpto de Desarrollo Económico y Social. Washington, D.C., Octubre 1982. Pag. 2.

La Gerencia Complejo Barrancabermeja (GCB), en su deseo de ser cada día más competitiva y mejorar la calidad de sus productos, ha realizado estudios comparativos con otras refinerías con una configuración similar en el ámbito latinoamericano que han demostrado que existen muchos puntos potenciales de mejora. Por tal motivo, dentro del panorama actual de políticas para optimización de procesos en la empresa se ha establecido una gran oportunidad de mejoramiento en el ahorro energético, siendo los sistemas de vapor puntos clave de estudio y profundización.

La materialización de los beneficios de un ahorro energético en el uso del vapor implica, para este caso, una evaluación del desempeño operativo e integridad física de los equipos críticos y sus respectivas instalaciones, que permita determinar en que medida la energía es aprovechada por estos.

Dentro de este marco de referencia, las turbinas de vapor son equipos críticos debido a su uso masificado en el área de procesos (impulsando bombas, compresores y sopladores) y en el área de generación de energía eléctrica; convirtiéndose de esta manera en uno de los mayores consumidores del vapor producido y por lo tanto, en la mayor fuente de pérdidas de energía que potencialmente este fluido puede entregar.

Apoyándonos en las premisas expuestas anteriormente este trabajo de grado pretende contribuir al mejoramiento del aprovechamiento de la energía presentando una metodología para el análisis rendimiento de cierto grupo de turbinas de vapor que presta sus servicios en el complejo industrial de ECOPETROL S.A., mostrando a la vez su aplicación en el desarrollo de un caso base.

## 1. GENERALIDADES

### 1.1 DESARROLLO Y METODOLOGÍA DEL PROYECTO

Para el desarrollo de los objetivos del proyecto se establecen dos puntos de acción a ejecutar:

- Realizar un estudio modelo sobre un equipo que permita develar las acciones de mejoras, los beneficios y el impacto a nivel técnico y económico sobre los intereses de la organización.
- Con base en el estudio modelo, normas internacionales y la normatividad de la organización; elaborar un procedimiento, con sus respectivos formatos, que servirán como base para la implementación de un programa de gestión de energía en turbinas de vapor para propósito especial en la Gerencia Complejo Barrancabermeja.

La selección del equipo sobre el cual se va a realizar el estudio modelo se determinó sobre la base de las necesidades de la organización y las facilidades de realizar las pruebas en el menor tiempo posible. Desde este punto de vista, el principal inconveniente que se presentó fue, que la mayoría de los equipos clasificados dentro del grupo de turbinas de vapor de propósito general, no cuentan con la instrumentación mínima exigida por norma internacional para realizar pruebas confiables de desempeño sobre turbinas de vapor, por lo que el aseguramiento de las facilidades sobre el equipo para tomar parámetros de operación (temperatura, presión y flujo), se convirtió en el principal criterio de selección. Por otro lado,

para asegurar el impacto adecuado del estudio, el equipo seleccionado tendría la característica adicional de consumir un flujo representativo relativo a otros equipos pertenecientes al grupo antes mencionado.

## **1.2 ALCANCE DEL PROYECTO**

La determinación de la eficiencia del equipo seleccionado para el estudio base se hará, en la medida de lo posible y según los recursos que la organización (ECOPETROL S.A.) ponga a disposición, a la luz de los procedimientos detallados en la norma ASME PTC 6S Report – 1988. “Procedures for Routine Performance Test of Steam Turbines”. Este reporte muestra un procedimiento simplificado pero confiable para la determinar el rendimiento en turbinas de vapor.

La evaluación de la instalación de vapor corriente arriba y corriente abajo de la turbina de vapor escogida para llevar a cabo el estudio base, comprende la determinación de las pérdidas energéticas injustificadas a través del ciclo recorrido del flujo de vapor que consume la turbina.

El producto del análisis de la instalación de vapor y sus equipos, así como de la turbina de vapor en general, debe ser una serie de recomendaciones que permitan el mejoramiento del rendimiento en el consumo de vapor

Debe quedar constancia de un procedimiento claro, de fácil acceso y que sirva de soporte para la implementación de un programa de mejoramiento en el consumo de vapor en la Gerencia Complejo Barrancabermeja. Este documento será elaborado según la Normatividad de la Organización.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1 OBJETIVOS GENERALES**

- Aportar con nuestra formación profesional, sobre una base científica y una conciencia crítica, al desarrollo económico de la Gerencia Complejo Barrancabermeja y al beneficio social de la comunidad Barranqueña.
- Estrechar los lazos de cooperación y ayuda entre la comunidad universitaria y el sector industrial en pro de encontrar soluciones adecuadas acordes a los requerimientos y tendencias del mundo contemporáneo.

### **2.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Realizar un estudio energético modelo sobre la utilización del vapor en una turbina de vapor en la Gerencia Complejo Barrancabermeja como punto de partida para la implementación de un programa de gestión de energía para estos equipos en la totalidad de las instalaciones del complejo industrial.
- Determinar el desempeño actual de la turbina de vapor escogida para desarrollar el estudio energético.

- Evaluar la integridad<sup>2</sup> y operación de la instalación de vapor de la turbina de vapor escogida para el estudio energético, destacando las áreas más probables donde se pueden obtener un ahorro de energía.
- Plantear estrategias efectivas, tanto técnicas como económicas para ejecutar las oportunidades que permitirán un mejor aprovechamiento de la energía en la turbina de vapor escogida para el estudio base.
- Elaborar un Informe con las conclusiones y las recomendaciones del estudio energético sobre la turbina de vapor escogida.
- Diseñar y presentar una metodología para realizar un estudio energético a las turbinas de vapor en la Gerencia Complejo Barrancabermeja.

---

<sup>2</sup> Estado físico de los componentes (Tuberías, Válvulas, Aislantes y accesorios) de la instalación

### 3. USO DEL VAPOR EN PLANTAS QUÍMICAS Y PETROQUÍMICAS

#### 3.1 ¿PORQUÉ EL VAPOR?

El vapor, usado en procesos industriales, suministra calor al proceso, control de la presión, impulso mecánico, separación de componente, y es una fuente de agua de muchas reacciones.

El vapor tiene ciertas ventajas que lo hacen indispensable en la distribución de energía. Estas ventajas incluyen baja toxicidad, fácil transporte, alta eficiencia, alta capacidad calorífica y bajo costo respecto a las otras alternativas.

Muchas de las ventajas que hacen viable al vapor son reflejadas en la cantidad importante de energía que la industria usa para generarlo. Por ejemplo, en 1994 la industria mundial usó cerca de 5.676 trillones de BTU de energía de vapor, lo cual representa cerca de un 34% de la energía total usada en las aplicaciones industriales de productos de salida<sup>3</sup>.

El vapor usado en industrias del futuro<sup>4</sup> es especialmente significativo, por ejemplo, en 1994, la industria de la pulpa y el papel usa aproximadamente 2.197 trillones de BTU de energía para generar vapor, cerca del 83% de la energía usada por esta industria. Las industrias químicas usan aproximadamente 1.8 trillones de BTU de la energía para generar vapor lo cual representa cerca del 57% de la energía total usada por esta industria, la industria de refinación de petróleo usa cerca de 1.373

---

<sup>3</sup> Arthur D. Little, Overview of Energy Flow for Industries in Standard Industrial Classifications 20–39, December, 2000.

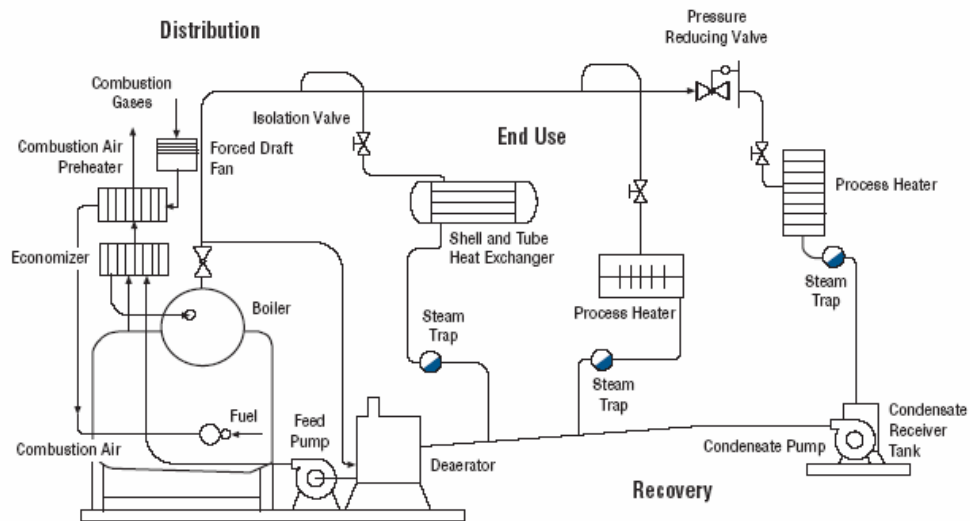
<sup>4</sup> DOE's Industries of the Future (IOF) include: agriculture, aluminum, chemicals, forest products, glass, metal casting, mining, petroleum refining, and steel

trillones de BTU para generar vapor, lo cual es el 42% de la energía total usada por esta industria<sup>5</sup>.

### 3.2 OPERACIÓN DEL SISTEMA DE VAPOR

Los sistemas de vapor se pueden dividir en cuatro categorías: generación, distribución, uso final y recuperación. La Figura 1 proporciona una descripción general de las cuatro áreas principales de un sistema de vapor. Estas cuatro áreas cubren el ciclo del vapor que sale desde la caldera y retorna a través del sistema de recuperación del condensador.

Figura 1. Esquema general de un sistema de vapor



**3.2.1 Generación.** Las partes más importantes del sistema de generación incluyen la caldera, el suministro de combustible, el sistema de aire de la combustión y el sistema de agua de alimentación.

<sup>5</sup> Resource Dynamics Corporation estimates.

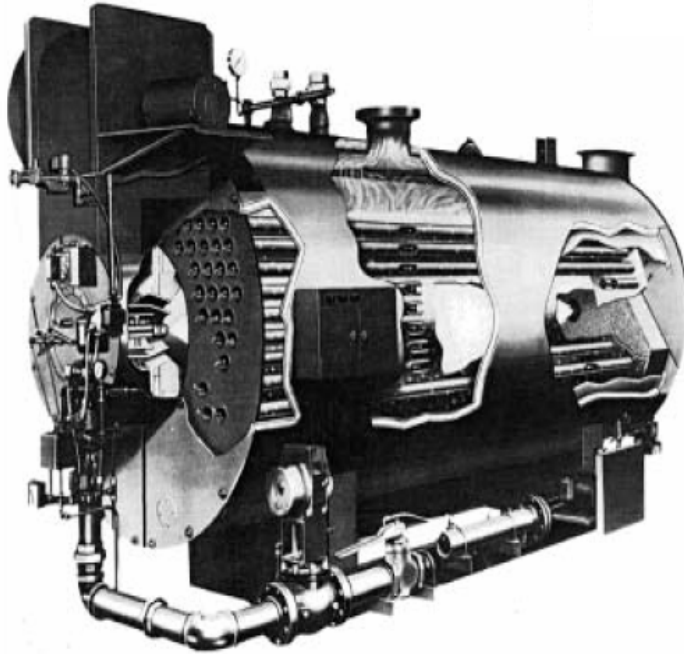
**3.2.1.1 Las calderas.** El vapor es generado en una caldera o un generador de vapor, que suministra la energía de los gases de combustión al agua de alimentación. La energía es liberada a partir de la combustión de combustibles fósiles o del calor de pérdida del proceso. La caldera proporciona una superficie de transferencia de calor (generalmente un juego de tubos) entre los productos de la combustión y el agua. En algunas calderas, un supercalentamiento incrementa la energía contenida del vapor. Al bajar la presión, el vapor circula de la caldera o generador de vapor y entra al sistema de distribución.

Hay dos tipos básicos de calderas: las pirotubulares y las acuotubulares. La diferencia fundamental entre éstos tipos de la caldera son qué lado de los tubos de la caldera se encuentran los gases de combustión o el agua/vapor de la caldera.

- Las calderas pirotubulares. En las calderas pirotubulares, los gases de combustión pasan dentro de los tubos de la caldera, y el calor es transferido al agua en el lado de la carcasa. Una representación de una caldera pirotubular se muestra en la figura 2. Las calderas pirotubulares son generalmente cilíndricas con tubo horizontales configurados de tal manera que la descarga de gases atraviesen esos tubos transfiriendo energía al agua en el lado de la carcasa de la caldera. Éstas contienen relativamente grandes cantidades de agua que les permite suministrar carga de vapor con el cambio relativamente pequeño en la presión. Sin embargo, dado que la caldera normalmente los sostiene una masa de agua grande, requiere más tiempo para iniciar la vaporización y más tiempo para acomodar los cambios en la presión de vapor. Debido a la gran área superficial de la carcasa, es limitada la cantidad de presión que en esta se puede generar. En general, no son usadas donde la presión requerida sea 300 Psig. Hoy, las calderas

pirotubulares más grandes tienen 1500 caballos de fuerza (aproximadamente 50,000 lbs/hr).

**Figura 2. Caldera Pirotubular<sup>6</sup>**



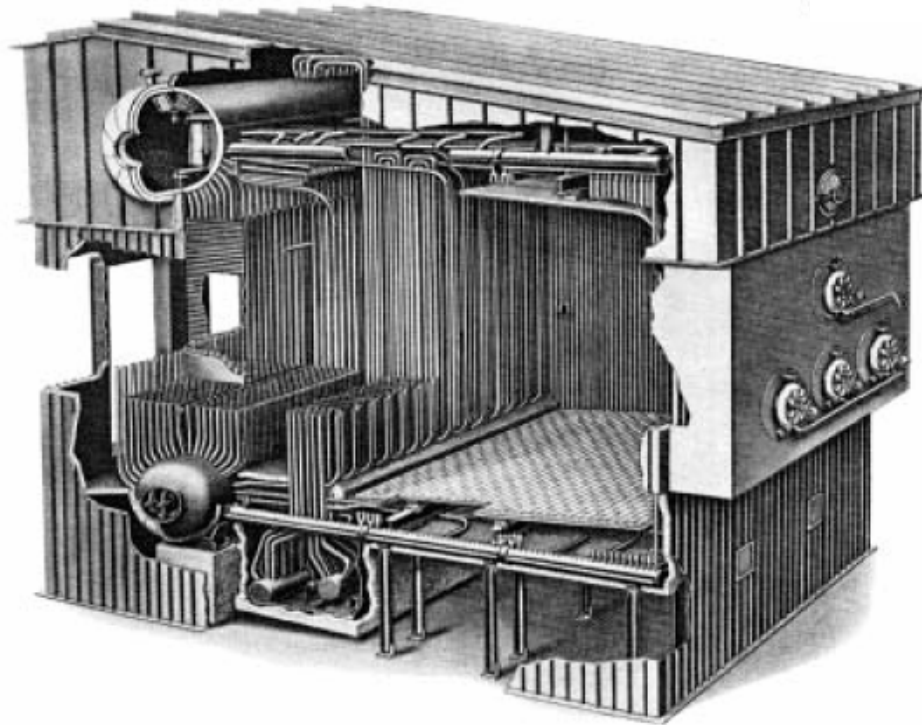
- Las calderas acuotubulares. En las calderas acuotubulares, el agua de la caldera pasa a través de los tubos mientras los gases de combustión permanecen en el lado de la carcasa, pasando sobre la superficie de los tubos. Una caldera acuotubular representativa se muestra en la Figura 3. Debido a que los tubos pueden soportar una presión tan alta como la de la carcasa pirotubular, se usan las calderas acuotubulares donde se requieran presiones de vapor altas (3,000 psi, a veces superior). Las calderas acuotubulares también son capaces de tener alta eficiencia y pueden generar vapor saturado o sobrecalentado. De hecho, la habilidad de las calderas

---

<sup>6</sup> *Guideline for Gas and Oil Emission Factors for Industrial, Commercial, and Institutional (ICI) Boilers*, American Boiler Manufacturer's Association, Arlington, Virginia, 1997.

acuatubulares para generar vapor sobrecalentado las hace particularmente atractivas en las aplicaciones de secado, de alta presión, alta energía de vapor, incluso en la turbina de vapor de generación de potencia.

**Figura 3. Caldera Acuatubular<sup>7</sup>**



Las características de las calderas acuatubulares las hacen muy favorables en los procesos industriales, fabricación de químicos, fabricación de pulpa y papel y refinerías. Aunque las calderas pirotubulares son las más

---

<sup>7</sup> Guideline for Gas and Oil Emission Factors for Industrial, Commercial, and Institutional (ICI) Boilers, American Boiler Manufacturer's Association, Arlington, Virginia, 1997.

vendidas por unidad, las que tienen mayor capacidad son las acuatubulares<sup>8</sup>.

- Calderas de recuperación de calor WHRB. Estas calderas pueden ser pirotubulares o acuatubulares. Usan calor que se desecha para generar vapor.

Las fuentes típicas de calor para WHRBs incluyen gases de escape o productos de temperatura alta producidos en un proceso industrial externo en las refinerías y medios industriales químicos o el calor de la combustión desechado por el horno de la caldera.

- Generadores de vapor de recuperación de calor HRSGs. Los gases de la descarga de la turbina de gas a temperaturas de 1000°F (538°C) o mayores pueden representar más del 75% de la energía del combustible total. Esta energía puede recuperarse conduciendo los gases a través de un intercambiador de calor (HRSGs) para producir vapor o agua caliente según las necesidades del proceso. Si la cantidad de vapor que necesita el proceso excede la cantidad producida por la recuperación de calor, entonces puede quemarse el combustible adicional en el ducto ubicado entre la turbina de gas y el HRSG.

**3.2.1.2 Sistema de suministro de combustible a la caldera.** Los tipos de combustibles comúnmente usados en calderas incluyen gas natural, carbón, propano, aceite combustible, y combustibles de desecho. El tipo de combustible afecta significativamente la operación de la caldera, incluyendo la eficiencia, emisiones, y costos de operación. El gas natural alcanza cerca del 36% del total de

---

<sup>8</sup> GRI, Analysis of the Industrial Boiler Population, Final Report No.-96/0200, 1996.

la capacidad de las calderas de la industria americana. El carbón alcanza cerca del 14%, el aceite combustible aproximadamente 21% y otros combustibles, los cuales incluyen combustibles de desecho, alcanzan el 29% de la capacidad de las calderas<sup>9</sup>.

- Medidores de flujo de combustibles. Miden la cantidad de combustible entregado a la caldera. Los medidores de flujo proporcionan datos esenciales en la determinación de la eficiencia de la caldera.
- Quemadores. Combinan el aire y el combustible para iniciar la combustión. Hay muchos tipos diferentes de quemadores basados en el tipo de combustible que usan. Adicionalmente, los quemadores tienen diferentes características de rendimiento y requerimientos de control. Algunos quemadores son on/off mientras que otros permiten una regulación precisa de la mezcla aire-combustible sobre un rango de condiciones. Algunos quemadores pueden usar diferentes tipos de combustibles, permitiendo la operación de la caldera a pesar de la pérdida de uno de los combustibles suministrados.

**3.2.1.3 Sistema de aire de combustión de la caldera.** El sistema de aire de combustión suministra el oxígeno necesario para la reacción de la combustión. Para proporcionar suficiente aire para la cantidad de combustible usado en calderas industriales, se requiere del uso de ventiladores. Los amortiguadores, válvulas de entrada, o conductores de velocidad variable controlan, normalmente, la cantidad de aire que debe ser admitido por la caldera.

---

<sup>9</sup> Derived from GRI, Analysis of the Industrial Boiler Population, Final Report No.-96/0200, 1996.

- Ventiladores de tiro forzado. Un ventilador de tiro forzado es localizado a la entrada de la caldera y empuja el aire ambiente dentro de la región de quemado, asegurando que una adecuada cantidad de aire es entregado al proceso de combustión. Estos ventiladores jala el aire directamente del compartimiento de la caldera o conectan a un ducto que permite que aire del lado afuera entre a la caldera.
- Ventiladores de tiro inducido. Son localizados sobre el lado de salida del gas de la caldera y jala el gas combustible de salida. El ventilador de tiro inducido crea una ligera presión negativa en el horno que es controlada por los amortiguadores de salida de la caldera.

**3.2.1.4 Sistema de agua de alimentación de la caldera.** Las fuentes de agua de alimentación incluyen retorno de condensado y agua de reposición. El agua de alimentación es normalmente almacenada en un tanque recolector para asegurar un suministro constante de agua caliente está disponible para la caldera.

**3.2.2 Distribución.** El sistema de distribución transporta el vapor desde la caldera o generador hasta varios consumidores. Aunque los sistemas de distribución pueden parecer pasivos, en realidad, estos sistemas regulan la entrega de vapor y responden a los requerimientos cambiantes de temperatura y presión. Por lo tanto, el rendimiento apropiado del sistema de distribución requiere prácticas de diseño cuidadosas y un mantenimiento efectivo. La tubería debería ser dimensionada apropiadamente, soportada, aislada y configurada con una adecuada flexibilidad. Los componentes reguladores de la presión tales como válvulas de regulación de presión y turbinas de retropresión deben ser

configuradas de tal manera que proporcionen el balance apropiado entre los diferentes cabezales de vapor. Adicionalmente, el sistema de distribución debe ser configurado para permitir un drenaje adecuado de condensado, lo cuál requiere una adecuada capacidad de recolección de condensado y una selección apropiada de trampas de vapor.

- Tubería. Transporta el vapor desde la caldera hasta los consumidores. Las características importantes de las tuberías del sistema de vapor son que esté adecuadamente dimensionado, configurado y soportado. La instalación de tuberías con diámetros más grandes puede ser más costosa, pero puede crear menos caída de presión para una tasa de flujo dada. Adicionalmente, los diámetros de tubería más grande ayudan a reducir el ruido asociado con el flujo de vapor. Los puntos importantes de la configuración son la flexibilidad y el drenaje. Con respecto a la flexibilidad, la tubería, especialmente en las conexiones a los equipos, necesita soportar las reacciones térmicas durante la puesta en marcha y el apagado de los sistemas. Adicionalmente, la tubería debería ser equipada con un número apropiado de piernas de goteo para promocionar el drenaje efectivo del condensado. Normalmente estos puntos de drenaje experimentan dos condiciones muy diferentes de operación: operación normal y puesta en marcha, ambas condiciones de carga deben ser tenidas en cuenta en el diseño.
- Aislamiento. El aislamiento térmico proporciona beneficios importantes en seguridad, ahorro de energía y rendimiento. En términos de seguridad, el aislamiento reduce la temperatura superficial externa de la tubería de vapor, lo cual disminuye el riesgo de quemaduras. Un sistema bien aislado también reduce las

pérdidas de calor al ambiente de trabajo, lo cual hace el ambiente de trabajo más confortable. Consecuentemente, los beneficios en ahorro de energía incluyen pérdida de energía reducidas desde el sistema de vapor y carga reducida sobre los sistemas de enfriamiento que remueven calor de los espacios de trabajo. Adicionalmente, el aislamiento incrementa la cantidad de energía disponible del vapor para los consumidores debido a la disminución de las pérdidas de calor desde el sistema de distribución.

Las propiedades importantes del aislamiento incluyen conductividad térmica, esfuerzo, resistencia a la abrasión, trabajabilidad, y resistencia a la absorción de agua. La conductividad térmica es la medida de la transferencia de calor por unidad de espesor. La conductividad térmica varía con la temperatura; en consecuencia, es importante conocer el rango de temperatura correcto cuando se selecciona aislamiento. El esfuerzo es la medida de la habilidad del aislamiento de mantener su integridad bajo cargas mecánicas. La resistencia a la abrasión es la habilidad para soportar esfuerzos constantes. La trabajabilidad es la medida de la facilidad con la cual el aislamiento es instalado. La absorción de agua se refiere a la tendencia del aislamiento de mantener humedad. Mantas de aislamiento (fibra de vidrio y tela) son usados normalmente sobre los componentes de distribución del vapor (Válvulas, juntas de expansión, turbinas, etc.) para ser capaces de quitar y colocar fácilmente en las tareas de mantenimiento.

Algunos de los materiales de aislamiento usados en sistemas de vapor incluyen silicato de calcio, fibra mineral, fibra de vidrio,

perlita, y vidrio celular. La American Society for Testing and Materials (ASTM) proporciona normas para las propiedades requeridas de estos y otros materiales de aislamiento.

- Válvulas. En sistemas de vapor la función principal de las válvulas es bloquear el equipo o las bifurcaciones del sistema, para regular el flujo de vapor y prevenir una sobrepresión. Los principales tipos de válvulas usadas en sistemas de vapor incluyen compuerta, globo, cheque, reductoras de presión y válvulas de alivio. Las válvulas de cheque, globo y compuerta, normalmente aíslan el vapor de una bifurcación o un componente. Las válvulas de reducción de presión normalmente mantienen ciertas condiciones de presión a la salida para controlar la cantidad de vapor que debe pasar. Las válvulas de reducción son, a menudo, controladas por transmisores que monitorean las condiciones de flujo. Las válvulas de alivio liberan vapor para prevenir una sobrepresurización de un cabezal del sistema o un equipo.
- Separadores de Vapor. En algunos sistemas de vapor, el vapor húmedo es generado. Este vapor húmedo contiene gotas de agua que pueden reducir la efectividad de los sistemas de vapor. Las gotas de agua erosionan los álabes de las turbinas y los pasajes reduciendo la eficiencia y la vida útil. Las gotas de agua también tienden a desgastar las válvulas de reducción de presión. Además, el agua en estado líquido puede reducir significativamente las tasas de transferencia de calor en los componentes de intercambio de calor así como también puede resultar en un martillo hidráulico. Remover las gotas de agua antes de que alcancen los equipos consumidores es necesario. Los separadores de vapor pueden ser instalados en líneas horizontales y verticales. Son capaces de

remover 99% de las partículas hasta de 10 micrones y más grande sobre un amplio rango de flujos. Los separadores son, a menudo, diseñados de acuerdo con el código ASME, Sección VIII, división 1 con presiones hasta 300 psig.

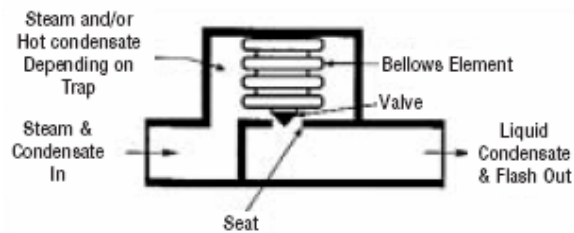
- Acumuladores de vapor. Un acumulador de vapor es un gran recipiente a presión aislado, parcialmente lleno con agua caliente (líquido saturado). Cuando el suministro de vapor excede la demanda, el exceso de vapor a alta presión es cargado en el acumulador a través de toberas especiales de carga. El vapor es condensado, entrega su calor latente, para aumentar la presión, la temperatura, y el contenido de calor del cuerpo de agua. Cuando la demanda de vapor excede el suministro, la presión en el acumulador cae y el vapor adicional requerido se evapora del agua, retornando el calor previamente almacenado. Un sistema simple de válvulas de control y válvulas cheque regula la carga y la descarga. Hay también un diseño de acumulador que almacena el agua caliente para uso como agua de alimentación de la caldera.
- Trampas de vapor. Son esenciales para el rendimiento apropiado del sistema de distribución. Durante la puesta en marcha del sistema, las trampas permiten que el aire y grandes cantidades de condensado escapen. Durante la operación del sistema, las trampas permiten que el condensado recolectado, pase al sistema de retorno de condensado, mientras minimizan las pérdidas del vapor. Hay tres tipos de trampas: Termostática, mecánica y termodinámica<sup>10</sup>.

---

<sup>10</sup> C. B. Oland, Review of Orifice Plate Steam Traps, Oak Ridge National Laboratory, January 2001.

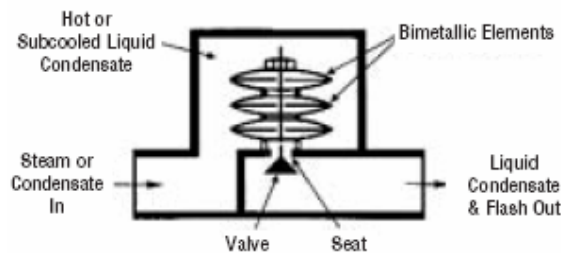
Las trampas termostáticas usan una temperatura diferencial para distinguir entre condensado y vapor vivo. Este diferencial es usado para abrir o cerrar la válvula. Bajo condiciones normales de operación, el condensador debe enfriar debajo de la temperatura del vapor antes de que la válvula abra. Los tipos comunes de trampas termostáticas incluyen trampas bimetalicas y trampas bellows.

**Figura 4. Trampa termostática con un elemento Bellows**



Las trampas termodinámicas usan la diferencia en la energía cinética entre el condensado y el vapor vivo para operar una válvula. La trampa de disco es el tipo más común de trampa termodinámica, pero las trampas de impulso o pistón son usadas algunas veces. Estas incluyen el flotador de bola, flotador y nivelador, balde invertido, balde abierto y flotador y trampa termostática.

**Figura 5. Trampa termostática con un elemento bimetalico**



Las trampas mecánicas usan la diferencia en densidad entre el condensado y el vapor vivo para producir un cambio en la posición de un flotador. Este movimiento ocasiona una válvula abierta o cerrada. Hay un número de diseños de trampas mecánicas que están basados en este principio.

- Medidores de Vapor. El uso de los flujómetros dentro de los sistemas de distribución pueden proporcionar datos importantes para el monitoreo de la eficiencia de un proceso o un consumidor. Registrar la cantidad de vapor requerido puede ser particularmente útil en los esfuerzos de benchmarking.

**3.2.2.1 Equipos que usan utilizan el vapor.** Hay muchas maneras de consumo del vapor. Ejemplos de diversos usos del vapor incluye procesos de calentamiento, conducción mecánica, moderación en reacciones químicas y fraccionamiento de los componentes de los hidrocarburos. Normalmente, los sistemas de consumo de vapor vienen equipados con intercambiadores de calor, turbinas, despojadores de torre de fraccionamiento y recipientes de reacción química. A menudo estos equipos soportan directamente la producción lo que hace que su rendimiento y confiabilidad sea esencial para la productividad de la planta. Las mejoras en el rendimiento y la efectividad de los equipos que consumen vapor tienden a incrementar el rendimiento y confiabilidad de la totalidad de la planta.

- Equipos de proceso. La tabla 1, muestra una lista de los equipos de proceso más importantes que usan vapor.

**Tabla 1. Equipos de proceso que usan vapor**

EQUIPO	PROCESO DE APLICACIÓN	INFORMACIÓN GENERAL
Condensador	Operación de turbina de vapor	Remueven la energía del vapor de salida permitiendo su recuperación como condensado
Torre de destilación	Destilación, fraccionamiento	El vapor es inyectado en el fondo de estas torres para reducir la presión parcial de los hidrocarburos, lo cual facilita su separación, y reducir la formación de carbón sobre los platos y las superficies de las torres
Secador	Secado	Reducen el contenido de agua en un sólido. Se usan con mayor frecuencia en la industria del papel y la pulpa
Evaporador	Evaporación/concentración	Reducen el contenido de agua de un líquido, generalmente por calentamiento con vapor para concentrar el producto
Intercambiador de calor	Alquilación, isomerización, etc.	Transfieren energía térmica desde el vapor para calentamiento de espacios, transporte fluidos de alta viscosidad, etc.
Rehervidor	Fraccionamiento	Usan calor, proporcionada por el vapor para evaporar los componentes volátiles de un producto que ha entrado a una torre de fraccionamiento
Reformador	Generación de hidrógeno	Generan hidrógeno a partir del metano. Usan el vapor como fuente de energía y como fuente de hidrógeno
Ejector de vapor	Operación del condensador, destilación al vacío	Pasan el flujo de vapor a través de una tobera para crear vacío (similar a la operación del termocompresor).. Entre otras cosas, son usados para mantener las condiciones de vacío del condensador.
Inyector de vapor	Agitación/mezcla, calentamiento	Se usan para inyectar directamente el vapor dentro de tanques o tuberías para propósitos de calentamiento.

Despojador	Destilación (unidades de crudo y al vacío), cracking catalítico, etc.	Son usados par remover contaminantes de una solución. La inyección de vapor en la solución disminuye la presión parcial de algunos de sus componentes, permitiendo que algunos de estos sean transportados con el vapor
Termocompresor	Secado, ampliación de la presión de vapor	usan la energía del vapor a alta presión para recuperar la energía del vapor a baja presión, que de otra manera sería descargado al sistema de retorno del condensado. De esta manera, proveen un suministro de vapor a presión intermedia.
Turbinas de vapor	Generación de potencia eléctrica, conducción mecánica de compresores y bombas.	Existen la turbinas de retropresión donde el vapor sale a presiones mayores que la atmosférica, que luego es usado para otros servicios. Proporciona un medio efectivo de reducción de la presión mientras extraen potencia mecánica. Existen la turbinas de condensación que exhortan vapor a condiciones de vacío

**3.2.2.2 Equipo de control y acondicionamiento.** El equipo de acondicionamiento es usado normalmente para mejorar el rendimiento de, o proteger el equipo que utiliza el vapor. Entre estos equipos se encuentran los desobrecalentadores, los breakers de vacío, venteos de aire, trampas y aislamiento.

Los desobrecalentadores son usados a menudo para controlar la energía de un suministro de vapor al equipo con el fin de reducir el riesgo de daño al equipo o mejorar efectivamente el control de la temperatura del proceso.

Los breakers de vacío son arreglos que ventean esencialmente un intercambiador de calor o una bifurcación del sistema en la cual el

vacío se ha formado. Debido a la entrada de aire cuando ellos abren, los breakers de vacío restauran la presión y permiten drenar el condensado.

Los venteos de aire son, a menudo, equipos termostáticos, similares a las trampas que actúan por la diferencia de temperatura entre el aire y el vapor. Cuando se expone a temperatura más baja del aire del lado del sistema, los venteos abren. A medida que la temperatura más alta del vapor alcanza el venteo, cierra para prevenir el escape de vapor.

Los equipos que utilizan el vapor, tales como los intercambiadores de calor y turbinas, normalmente deben ser aisladas debido a la pérdida de calor que sufren las áreas de estos equipos. En donde los equipos que requieren una inspección y un mantenimiento frecuente, un aislamiento removible debe ser suministrado.

**3.2.2.3 Otros Equipos.** Esta categoría se refiere a aquellos equipos que consumen una cantidad considerable de vapor por lo general, menos energía que los de proceso.

- **Chillers de Absorción.** Proporcionan enfriamiento usando una variación interesante del ciclo de compresión del vapor. En vez del compresor, el cual es normalmente usado en el chillers, los chillers de absorción aprovechan la habilidad de una sustancia para absorber un refrigerante a una temperatura y para entregarlo a otra. En los sistemas basados en amoníaco, el agua es el absorbente y el amoníaco es el refrigerante. Los chillers de absorción usan una bomba en vez de un compresor para incrementar la presión del refrigerante. Una vez que esta presión sea la mas alta el

refrigerante/absorbente es calentado, a menudo con vapor el cual entrega el refrigerante.

- Humidificadores. Inyectan vapor en aire u otra fuente de gas para incrementar su contenido de vapor. En la humidificación, el vapor es usado como una fuente de agua y energía.
- Serpentes de Precalentamiento y Recalentamiento de Aire. El vapor es a menudo usado en aplicaciones de calentamiento de espacios y con el fin de precalentar y recalentar. En muchos sistemas de aire acondicionado y calefacción, el aire contenido debe tener un ajuste adecuado de su humedad y temperatura. En aplicaciones de precalentamiento el vapor es usado para calentar un suministro, el cual es normalmente una mezcla de aire de retorno con aire de salida.
- Acompañamiento con vapor. En esta aplicación, el vapor es usado para mantener la temperatura de un fluido en una tubería. Una aplicación común de la línea de trazo, es para prevenir el congelamiento de un fluido de proceso en la tubería mientras que llega a un área de temperatura controlada. Dado que las líneas de trazo son expuestas a condiciones de congelamiento, un aislamiento apropiado, un flujo de vapor y un drenaje de condensado son esenciales para prevenir el congelamiento de la línea de trazo tanto como la tubería de proceso.

**3.2.3 Recuperación.** Los componentes de la recuperación de un sistema de vapor recolectan y retornan el condensado a la parte de generación de sistema. La recuperación de condensado proporciona beneficios térmicos y de tratamiento de agua. El condensado que no es retornado debe ser

compensado por la adición de agua de reposición, la cual está generalmente mucho más fría que el condensado. La temperatura del condensado a menudo excede los 200 °F mientras que la temperatura del agua de reposición está entre 50 °F y 80 °F. Como resultado, la diferencia entre el condensado y el agua de reposición está sobre los 120 Btu/lb, la cantidad de energía que es a menudo más del 10% de la energía del vapor generada en la caldera.

- Tubería de retorno del condensado. Transporta el condensado a medida que este es drenado desde la distribución y los equipos que utilizan el vapor por medio de una tubería hasta la caldera. El aislamiento de la tubería del condensado ayuda a retener la energía térmica proporcionando gran parte de los beneficios del sistema de recuperación del condensado.
- Tanques recibidores de condensado. Recolectan y almacenan el condensado. Estos tanques están localizados remotamente alrededor del sistema de condensado y son configurados en conjunto con las bombas de condensado. El flujo de condensado puede ser altamente variable debido a cambios en la demanda de vapor, especialmente durante la puesta en operación del sistema. Los tanques recibidores minimizan los efectos de esta variabilidad del flujo sobre las bombas de condensado proporcionando almacenamiento. Lo cual mantiene un nivel mínimo de agua que previene que la bomba se quede sin flujo de condensado. Dado que las bombas de condensado son de tipo centrífugo es importante mantener cierta tensión de succión para prevenir daños por cavitación.

- Bombas de condensado. Las bombas de condensado transportan el condensado desde los tanques al cuarto de almacenamiento de la caldera. Las bombas pueden ser conducidas por motores eléctricos, vapor o aire comprimido dependiendo la disponibilidad de estas fuentes. Las bombas de condensado pueden ser importantes para el rendimiento de los equipos que utilizan el vapor. El uso efectivo de las bombas de condensado puede eliminar el retorno de condensado a los equipos que usan el vapor y mejorar el control de los procesos, reduciendo igualmente los problemas potenciales de los equipos ocasionados por la acidez del condensado con un martillo hidráulico.

## 4. TURBINAS DE VAPOR

Las turbinas son máquinas capaces de realizar trabajo. Se usan ampliamente en las refinerías para el suministro de potencia. Se usan para accionar bombas centrífugas, compresores de gas, soplantes de aire, ventiladores y generadores eléctricos. Cada turbina está diseñada para un propósito específico y desarrolla una potencia específica. Los principios básicos para el diseño de una turbina son siempre los mismos, aunque generalmente cuanto mayor es la turbina, más complicada es.

La turbina de vapor opera a base del mismo principio que el molino de viento, o la rueda de paletas movida por un flujo de agua que proviene de un río. En una turbina de vapor, el vapor pasa a través de una tobera pequeña a gran velocidad y empuja las aspas o álabes montados en un rotor. La fuerza del vapor hace que el rotor gire y esta fuerza desarrollada puede accionar una bomba o un compresor, o generar electricidad.

### 4.1 TIPOS DE TURBINAS

- Turbinas De Impulsión. En una turbina de impulsión el vapor es dirigido desde las toberas hacia los álabes montados en un disco giratorio. La caída de presión se produce únicamente a través de la tobera y la presión en los álabes permanece constante.
- Turbinas De Reacción. En las turbinas de reacción el vapor se expande en anillos alternos de álabes fijos y de álabes móviles. La caída de presión se efectúa tanto en los álabes fijos como en los álabes móviles.

Las turbinas pueden ser sólo de impulsión o de una combinación de impulsión y reacción.

Las turbinas simples en la mayoría de los casos son del tipo de impulsión.

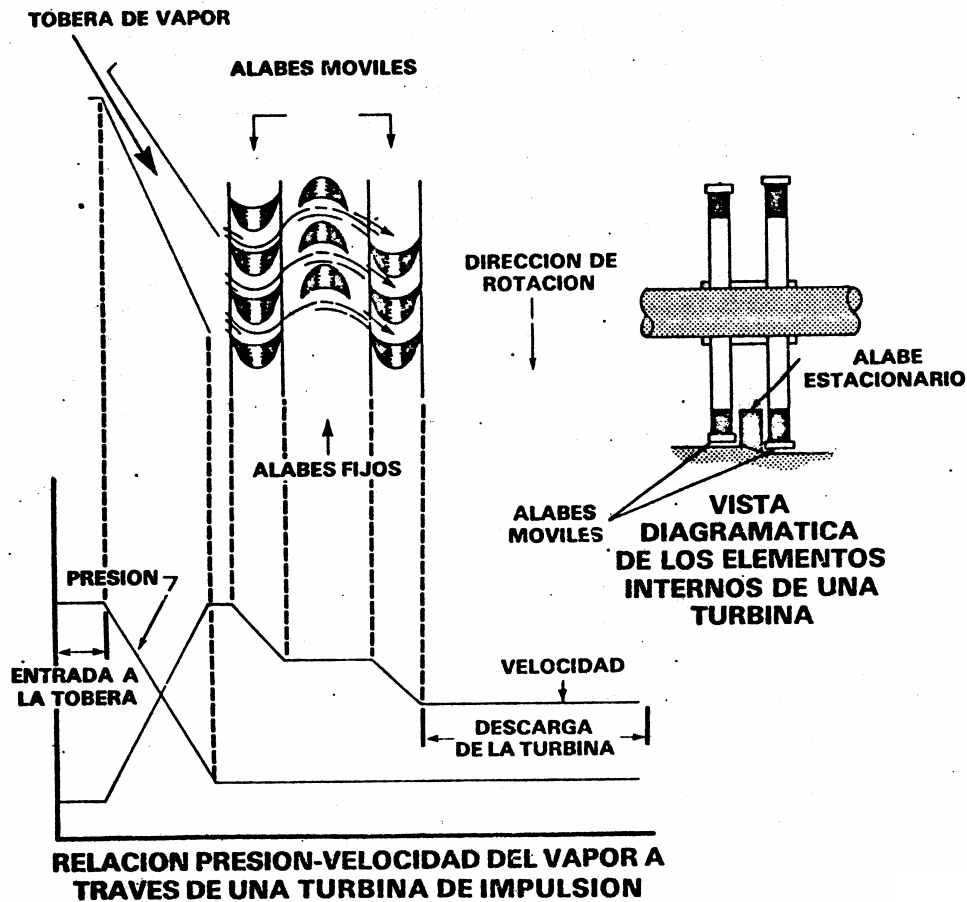
Las turbinas se clasifican también por las condiciones a las que sale el vapor de la máquina.

- Turbina de condensación: Es aquella en la cual el vapor exhausto sale a una presión inferior a la presión atmosférica.
- Turbina no condensante: Es aquella en la cual el vapor exhausto sale a una presión por encima de la presión atmosférica.

#### **4.2 PRINCIPIOS DE OPERACIÓN DE UNA TURBINA DE IMPULSIÓN TÍPICA**

El vapor se expande en la tobera la cual le dirige hacia los álabes montados en el borde del primer disco giratorio o rodete. El flujo del vapor cambia a una dirección axial, a medida que pasa a través de los álabes. Entonces unos álabes estacionarios redirigen el vapor al segundo juego de álabes. En este sistema la energía calorífica del vapor se transforma en energía cinética de velocidad y luego en trabajo mecánico.

Figura 6. Principios de operación de una turbina de impulsión no condensante



### 4.3. TURBINA DE VAPOR TÍPICA

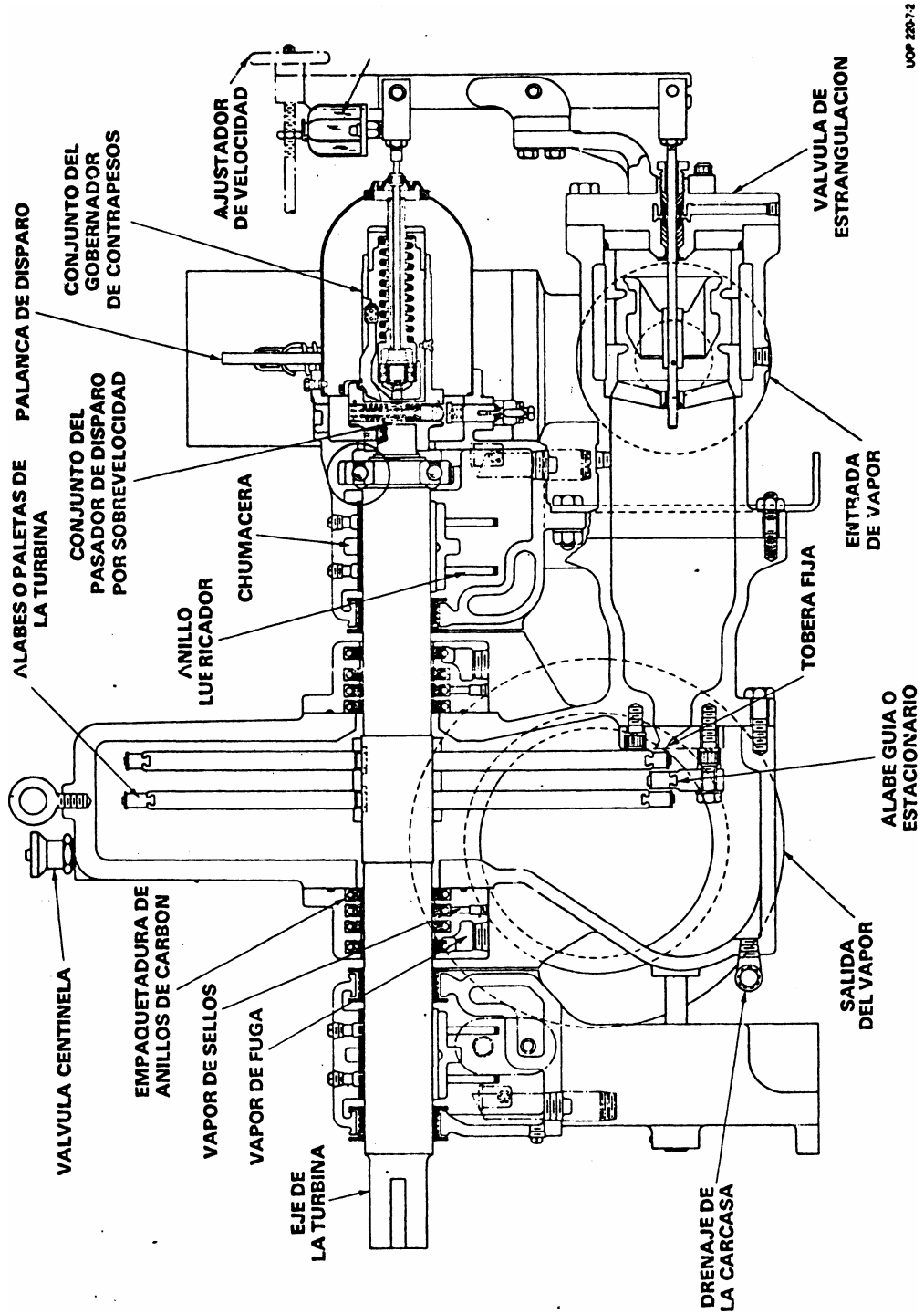
El vapor entra en la válvula del regulador o gobernador después de haber pasado a través del filtro y de la válvula de estrangulamiento (ver figura 7). La posición de la válvula del gobernador determina que cantidad de vapor se admite en la cámara de vapor y las toberas. Cuando el vapor pasa a través de las toberas, su velocidad se incrementa a valores muy altos.

Entonces el vapor rápidamente entra en la primera fila de álabes donde parte de la energía se usa para mover el rodete.

Los álabes inversores estacionarios sirven para invertir la dirección del flujo de manera que el vapor entrará en la dirección apropiada a la segunda fila de álabes móviles. En la segunda fila de álabes móviles se extrae más energía del vapor. Finalmente el vapor sale de las turbinas a través de la tubería de salida del vapor exhausto. La carcasa está sellada a la entrada del eje por medio de varios anillos segmentados de carbón los cuales se mantienen en su lugar por medio de unos resortes de retención. El eje está soportado en chumaceras lubricadas o en cojinetes de bolas. El gobernador y su articulación controlan la posición de la válvula del regulador o gobernador. Si la carga aumenta, la turbina tenderá a disminuir de velocidad. La acción de los contrapesos y del resorte del gobernador, transmitidos a través de la articulación, abren más la válvula de vapor permitiendo que entre más vapor, con lo que la turbina se mantiene a una velocidad fija. Una reducción en la carga tiene el efecto contrario. El ajustador manual de velocidad se usa para fijar la velocidad a la cual la turbina debe trabajar. El mecanismo de disparo de emergencia se construye y se ajusta de modo que corte el suministro de vapor accionando una válvula de cierre rápido cuando la velocidad pasa de un valor predeterminado. La mayoría de los mecanismos de disparo por exceso de velocidad están regulados para operar entre 10% y 15% por encima de la velocidad de operación. Se han conocido casos en los cuales los rotores de la turbina se han destrozado debido a sobrevelocidades.

**4.3.1 Rodamientos y Lubricación.** El eje del rotor debe girar libremente pero el movimiento axial del eje debe ser muy pequeño, de otra manera se dañarían los álabes del rotor.

Figura 7. Turbina de vapor típica



UOP 220-7-2

Para mantener el eje en la posición correcta, se usan rodamientos. Estos pueden ser chumaceras o cojinetes antifricción de rodillos o de bolas. El

rodamiento más comúnmente usado en turbinas pequeñas es la chumacera en la cual se emplea metal Babbit como superficie de rodamiento. El metal Babbit es una aleación de estaño, antimonio y plomo. Como esta mezcla de metales tiene un punto de fusión bajo, la temperatura máxima de un rodamiento hecho de este material es importante, y no deberla ser operado a más de 75°C. La temperatura normal de operación debería estar alrededor de los 55°C.

En la mayoría de las turbinas pequeñas se emplea una forma simple de lubricación de la chumacera mediante un anillo de lubricación. Este anillo es holgado y gira con el eje. A medida que éste gira arrastra aceite desde el depósito al rodamiento.

En turbinas pequeñas el depósito de aceite no está enfriado por agua y el calor generado se disipa a la atmósfera. A medida que aumenta el tamaño de la turbina, la cantidad de calor generado es mayor, por lo cual los depósitos de aceite están enfriados con agua.

En las turbinas más grandes se emplea un sistema de lubricación forzada. Éstos tienen entonces bombas de recambio de aceite lubricante, filtros de aceite, un depósito grande de aceite y un enfriador de aceite independiente.

En estos tipos de turbina se establece la circulación del aceite lubricante antes de que la turbina sea puesta en marcha y se deja funcionar después de que la turbina ha sido parada para enfriar los rodamientos.

**4.3.2 Suministro de vapor.** El suministro de vapor a una turbina debe estar libre tanto de condensado como de cualquier líquido, pues éste causaría una rápida erosión de los alabes del rotor. Ésta es una de las razones por las que el vapor generado es sobrecalentado. La condensación en las líneas de vapor aumenta con la distancia, desde la caldera. Se instalan trampas de vapor a lo largo de la línea para extraer el condensado a medida que éste se forma.

Para reducir la posibilidad de entrada de condensado en las turbinas, todas las tomas de vapor se hacen por la parte superior de las líneas de distribución de vapor.

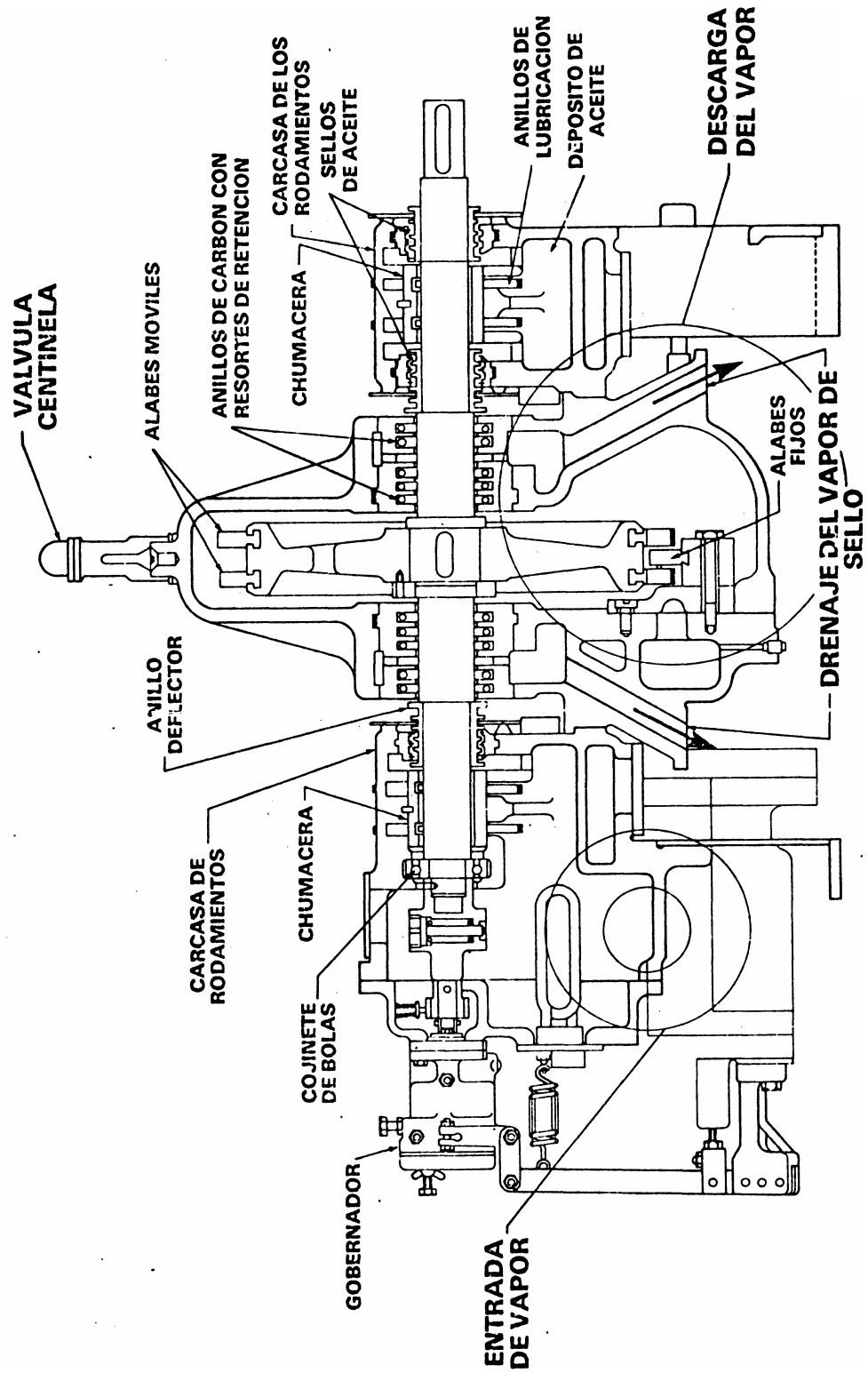
**4.3.3 Válvulas de seguridad.** A menos que la carcasa de la turbina esté diseñada para soportar la presión total de suministro, debe estar protegida por alguna forma de dispositivo de seguridad.

Normalmente se coloca una válvula de seguridad en la línea que está entre la admisión y la válvula de bloqueo.

Se acoplan válvulas centinelas a la carcasa de las turbinas que están diseñadas para resistir la presión del vapor.

La válvula centinela deja escapar vapor para advertir que existe presión excesiva, pero no es lo suficientemente grande para liberar tanto vapor que se reduzca rápidamente la presión en la carcasa.

Figura 8. Detalles de la lubricación de una turbina



**4.3.4 Sellos y empaquetaduras de la turbina.** Cuando la presión en el interior de una turbina es más alta que la presión atmosférica, algo de vapor se fuga a lo largo del eje. La fuga de vapor reduce la potencia desarrollada y aumenta el consumo de vapor. En algunos casos una presión más baja que la presión atmosférica en el interior de la turbina puede provocar una admisión de aire a lo largo del eje. Esto tiende a elevar la presión de la turbina y puede causar corrosión. Por lo tanto ambas formas de fuga deben ser eliminadas al máximo.

Para minimizar estas fugas se emplea un sistema de empaquetaduras, pero en vez de las empaquetaduras que se usan en una bomba o en el prensaestopas de una válvula, el empaquetado usado en las turbinas se compone de anillos de carbón o de sellos de laberinto.

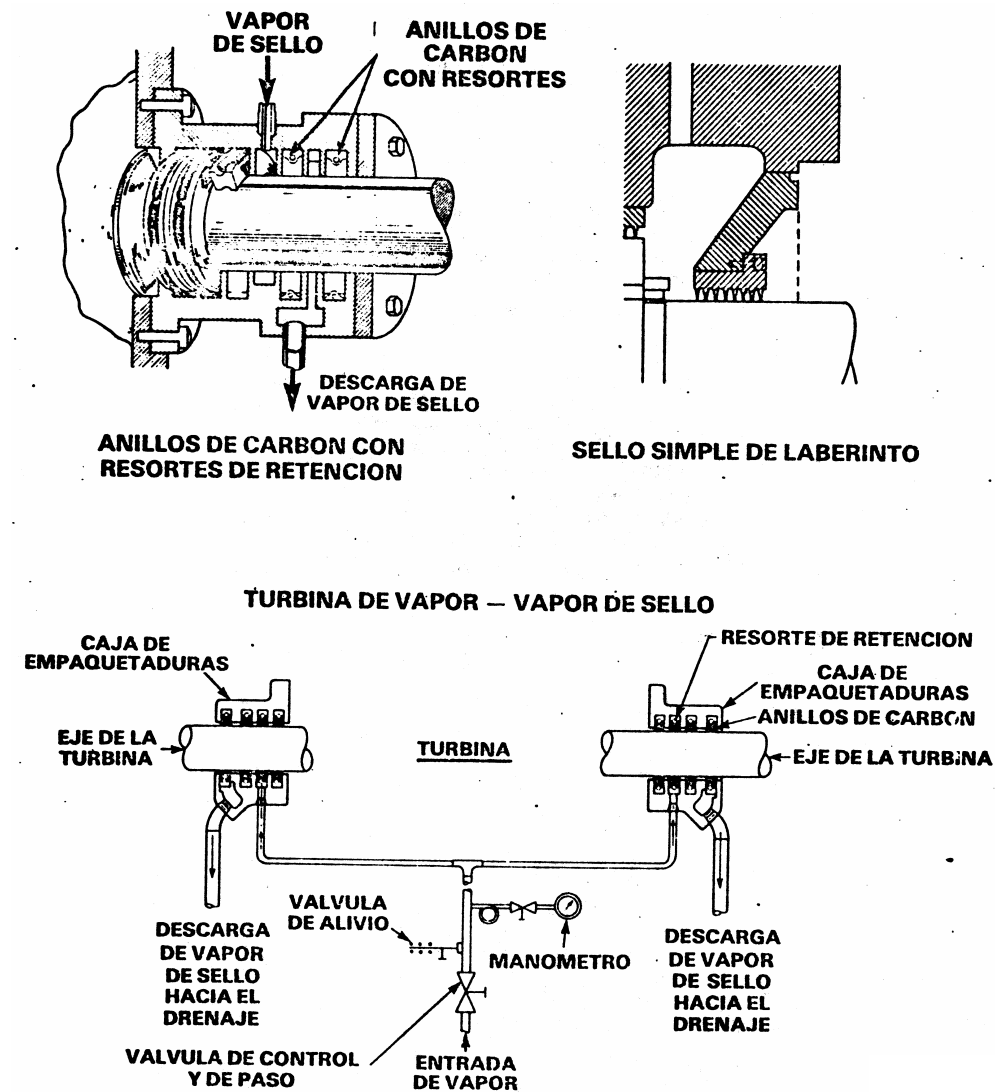
Los anillos de carbón tienen la forma de segmentos sostenidos entre sí por medio de resortes de retención. Una vez instalados no es posible ajustarlos. Los sellos de laberinto consisten en un número de tiras delgadas, circulares y de borde afilado, soportadas en la carcasa y posicionadas de tal manera que el espacio entre el eje y el borde de estas tiras es muy pequeño. Una vez que estas tiras han sido acopladas no es posible ajustarlas.

Ninguno de estos sellos sella completamente el vapor, así que, en las turbinas no condensantes, está previsto que después de un número de anillos o de secciones de laberinto, el vapor se fugue a la atmósfera.

En las turbinas que operan a vacío, conocidas como turbinas de condensación, se agrega vapor de sellos. El vapor de sellos impide el ingreso de aire hacia el interior de la turbina a base de mantener una

presión ligeramente positiva en la cámara de sellos, la cual minimiza la fuga de vapor por los sellos hacia el interior de la carcasa de la turbina.

Figura 9. Empaquetadura y sello básicos



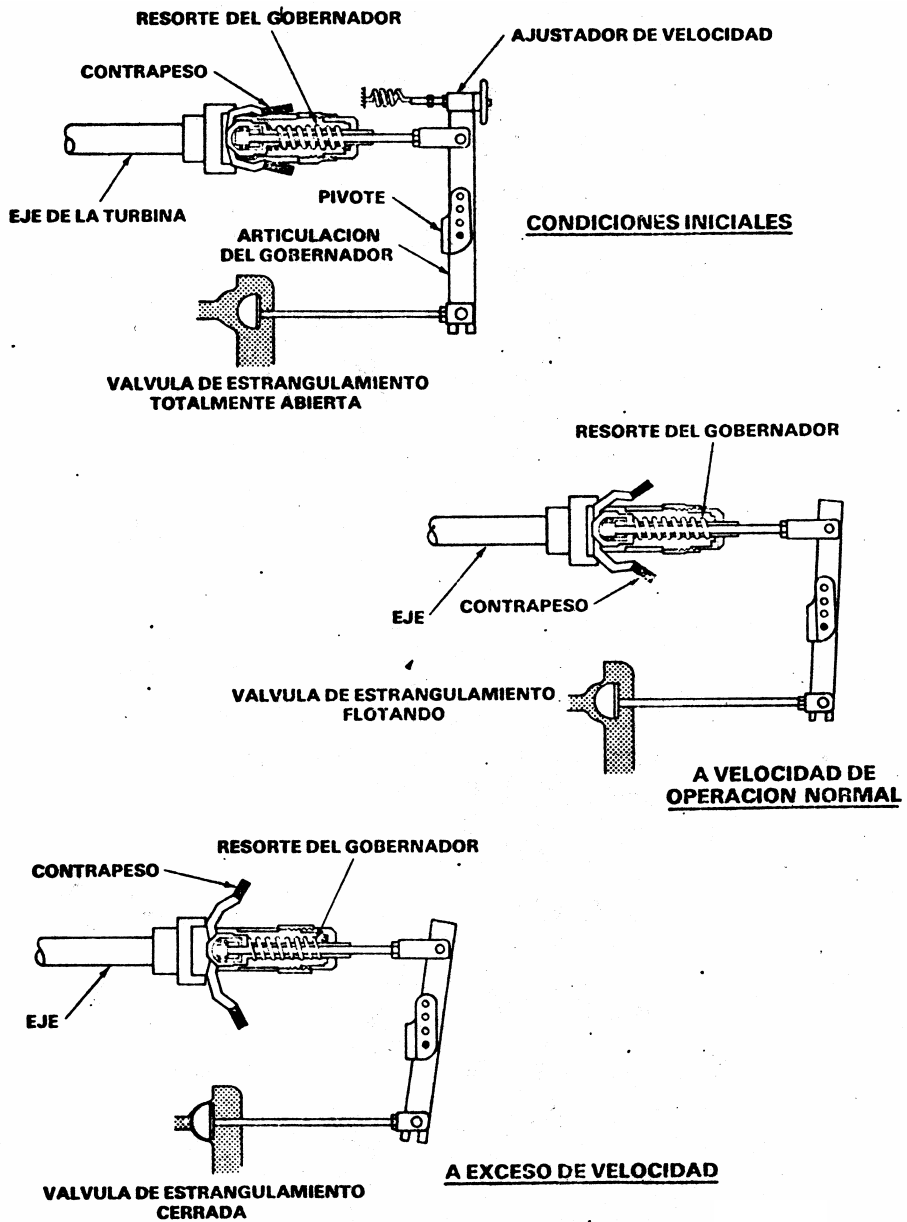
4.3.5 Gobernadores. Básicamente los sistemas de regulación (gobernadores) de una turbina controlan el flujo de vapor para mantener una velocidad constante aún cuando varíe la carga.

El gobernador de velocidad más simple y familiar para turbinas pequeñas es el de contrapesos de acción directa.

En el diagrama se puede ver que en la posición de arranque con los contrapesos en reposo, la válvula del gobernador está abierta. A medida que la válvula principal de vapor se abre lentamente, el eje de la turbina comienza a girar. A medida que la rotación aumenta, los contrapesos se levantan y separan debido a la fuerza centrífuga, comprimiendo así el resorte del gobernador. Esto hace que la barra de articulación del gobernador se mueva ajustando la abertura de la válvula de vapor y controlando la velocidad al valor requerido.

Para fijar la velocidad al comienzo de la operación, se regula el ajustador de velocidad, el cual fija el brazo de palanca de la articulación que actúa sobre la válvula de estrangulamiento. Se mide entonces la velocidad con un tacómetro. Si la velocidad de la turbina aumentase, los contrapesos serían lanzados hacia afuera. Esto comprimiría el resorte del gobernador y cortarían el suministro de vapor hacia la turbina, reduciendo así su velocidad. Entonces los contrapesos descienden ajustando la articulación y permitiendo el paso de más vapor hacia la turbina con lo que eventualmente se alcanza el equilibrio.

Figura 10. Posiciones de los contrapesos del gobernador



4.3.6 Válvulas manuales (incrementadoras de potencia). Las turbinas pequeñas y medianas tienen una o varias toberas que están permanentemente abiertas sin volantes manuales. Estas toberas dirigen el

vapor de alta velocidad hacia los alabes del rotor de la turbina, haciendo que éste gire.

La mayoría de las turbinas pequeñas y medianas también tienen dos o tres toberas operadas manualmente, normalmente localizadas en la parte inferior de la carcasa de la turbina.

Cuando una turbina está operando a carga normal, con la válvula del gobernador totalmente abierta y no alcanza su velocidad normal de operación, entonces deben abrirse estas toberas manualmente una a una mientras se comprueba la velocidad de la turbina. Al abrir las toberas la cantidad de vapor que incide en los alabes del rotor aumenta. Estas toberas deben estar totalmente abiertas o totalmente cerradas. Si después de haber abierto las toberas manuales, la velocidad no aumenta, o peor aún se reduce, la falla podría ser debida a una presión de descarga del vapor exhausto más alta que la presión de diseño.

Estas toberas operadas manualmente sólo deben ser operadas cuando la turbina gira a una velocidad inferior a la normal.

**4.3.7 Mecanismo de disparo por exceso de velocidad.** En condiciones normales de operación el gobernador regula la velocidad de la turbina, pero es posible que el gobernador falle y la velocidad aumente hasta llegar a causar daños a la turbina, y en algunos casos pueda poner en peligro la seguridad del personal. Para impedir esto, cada turbina está equipada con un mecanismo de disparo por sobrevelocidad, el cual corta completamente el suministro de vapor si por alguna razón la velocidad excede el valor máximo de exceso de velocidad permitido.

En un mecanismo simple de disparo por sobrevelocidad, el accionador consiste en un peso que se mantiene dentro del eje por medio de un resorte. A velocidades normales el accionador permanece en el interior del eje. Si la turbina se acelera, la fuerza centrífuga vence la tensión del resorte y el accionador es forzado hacia afuera donde golpea el gatillo de disparo, el cual a su vez libera el mecanismo que corta el suministro de vapor a la turbina.

El mecanismo de disparo por sobrevelocidad tiene que ser reposicionado después de que la turbina se ha parado.

**4.3.8 Velocidad.** Las turbinas pequeñas están diseñadas para operar a una velocidad constante. Ésta es normalmente la misma velocidad que la de los motores eléctricos, de tal manera que tanto las bombas accionadas por vapor como eléctricamente puedan utilizar las mismas bombas de recambio.

Figura 11. Localización de las válvulas manuales

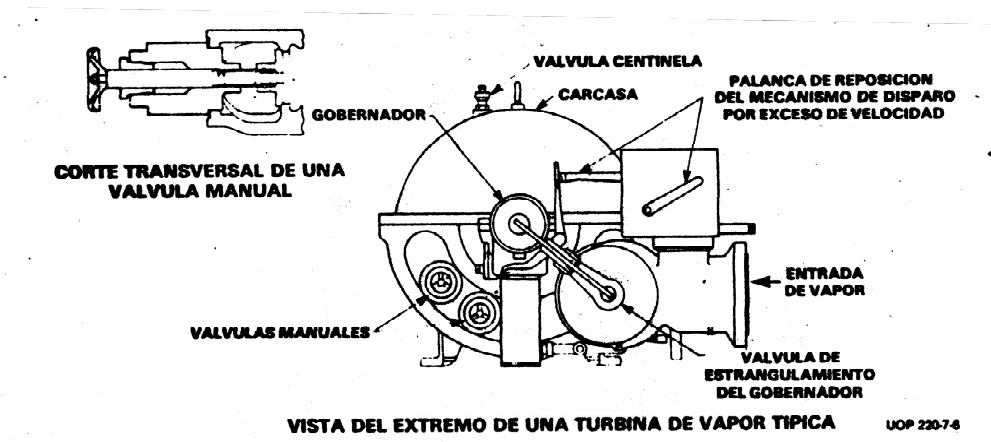
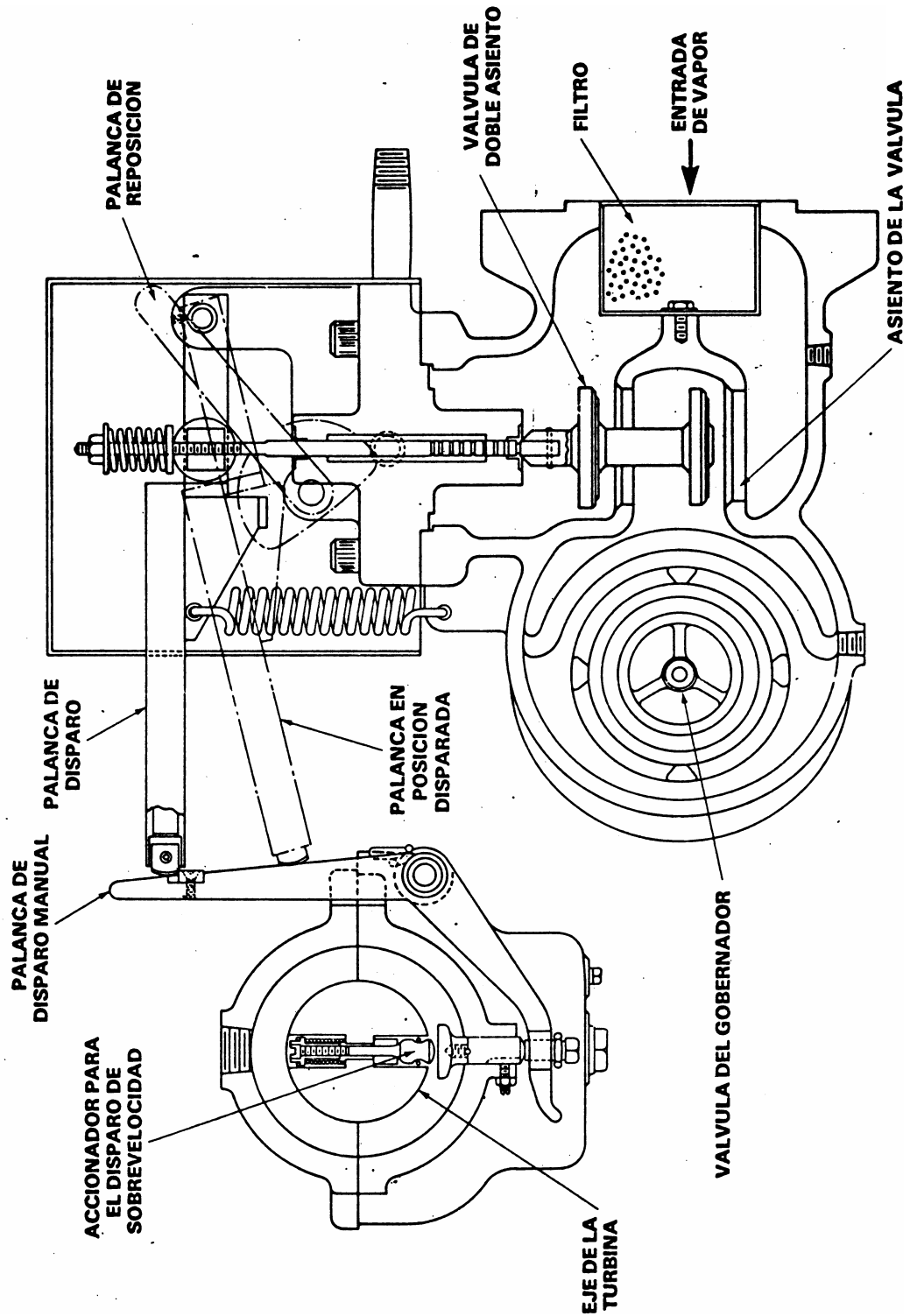


Figura 12. Mecanismo de disparo por sobrevelocidad



#### **4.4 TURBINAS EN "STAND BY" DE RELEVO AUTOMÁTICO**

Las turbinas en "stand by" (en espera) deberían estar girando lentamente. La velocidad de rotación lenta es crítica ya que la velocidad de la turbina debe ser lo suficientemente rápida para lubricar las chumaceras, pero si gira demasiado rápidamente pero por debajo de la velocidad de operación normal, la bomba podría trabarse debido al calor generado en los anillos de desgaste de la bomba porque el flujo en el extremo de la bomba es insuficiente para enfriar los anillos de desgaste. Se debe tener en cuenta que cuando la turbina se pone en operación, después de que ha sido calentada, debe entrar en operación tan rápidamente como sea posible para reducir la posibilidad de que se trabe la bomba.

La velocidad de rotación lenta se obtiene por medio de una pequeña línea de by-pass de vapor alrededor de la válvula de control.

La válvula automática de vapor es accionada mediante una toma instalada en la línea de descarga de la bomba operada por-motor de tal modo que cuando la presión cae bajo un nivel prefijado, la válvula de vapor se abre y la turbina se acelera hasta alcanzar la velocidad de operación.

#### **4.5 TURBINAS DE REACCIÓN**

En una turbina de impulsión la expansión tiene lugar a través de las toberas, mientras que en una turbina de reacción, la expansión tiene lugar en los alabes del rotor. Para mantener la expansión a través de los alabes tan eficientemente como sea posible, cada conjunto de alabes rotativos o estacionarios tiene un sello, normalmente de tipo laberinto. Los alabes son de forma diferente a los de las turbinas de impulsión.

Como es normal que el vapor entre inicialmente a la turbina a través de una tobera, comercialmente no existe una turbina que sea 100% de reacción. Turbinas de reacción normalmente son una combinación de turbinas de impulsión y de reacción. La primera etapa es una etapa de impulsión seguida por etapas de reacción.

#### **4.6 TURBINA DE CONDENSACIÓN**

Las turbinas de condensación se emplean donde se desea una potencia máxima a partir de un flujo estrangulado de vapor, se dispone de agua de condensación y no hay necesidad de vapor de calentamiento. Estas turbinas son una combinación de las turbinas de impulsión y de reacción. Debido a su diseño estas turbinas expanden el vapor a una baja presión absoluta. Debido a que la expansión se efectúa a una presión inferior a la presión atmosférica, se requieren sellos de aire y eyectores de vacío.

Estas turbinas son más complicadas y producen más potencia que las turbinas tratadas previamente en este capítulo y se usan en la refinería normalmente para accionar generadores o compresores.

Para obtener la máxima potencia de salida de la turbina de condensación se aumenta considerablemente el tamaño de los alabes hacia el extremo de salida del vapor exhausto de la máquina. Esto se debe a que se tienen que expandir volúmenes más grandes de vapor a través de los alabes de la turbina a presiones cada vez más bajas. Existe la posibilidad de que se presenten problemas de erosión debido a las gotas de agua presentes en el vapor a baja presión. Las turbinas de condensación se controlan generalmente con gobernadores hidráulicos.

Figura 13. Principios de operación de las turbinas de reacción

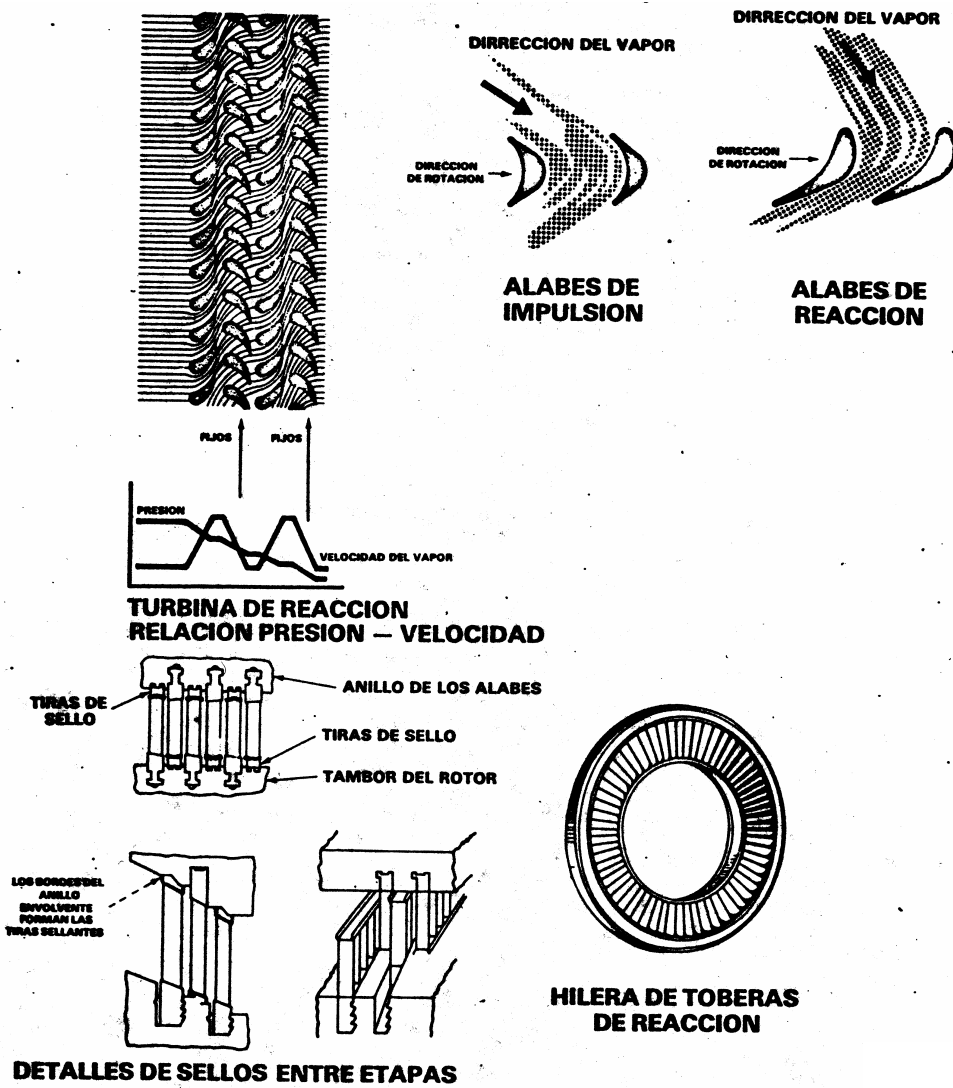
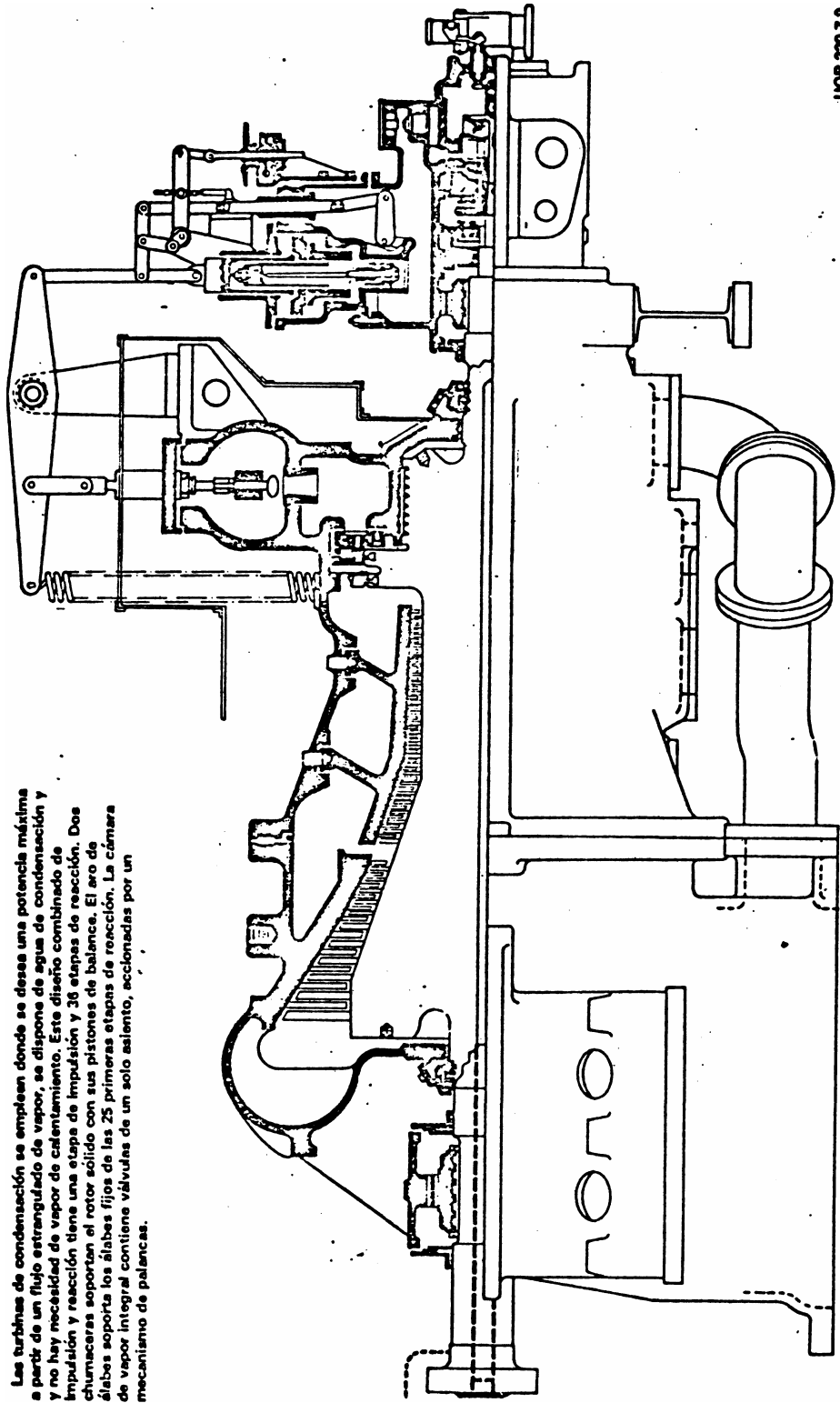


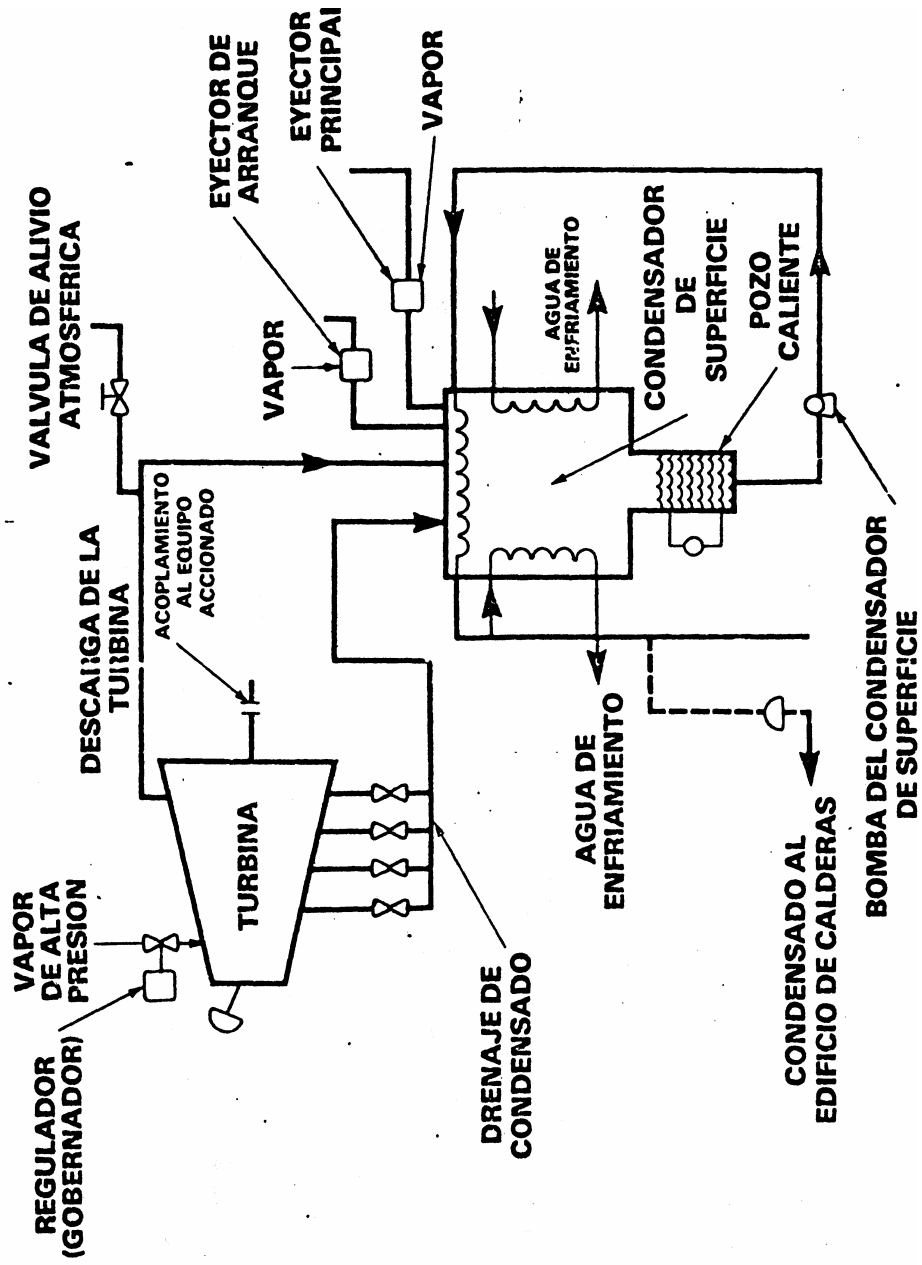
Figura 14. Turbina de condensación típica



UOP 220-7-9

Las turbinas de condensación se emplean donde se desee una potencia máxima a partir de un flujo estrangulado de vapor, se dispone de agua de condensación y no hay necesidad de vapor de calentamiento. Este diseño combinado de impulsión y reacción tiene una etapa de impulsión y 36 etapas de reacción. Dos chumaceras soportan el rotor sólido con sus pistones de balance. El aro de álabes soporta los álabes fijos de las 25 primeras etapas de reacción. La cámara de vapor integral contiene válvulas de un solo asiento, accionadas por un mecanismo de palancas.

Figura 15. Esquema de una turbina de vapor de condensación típica



## 5. EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO DEL EQUIPO ANALIZADO

La determinación de la eficiencia del equipo seleccionado para el estudio base se hizo, en la medida de lo posible y según los recursos aportados por la organización (ECOPETROL S.A.) al desarrollo del trabajo, a la luz de los procedimientos detallados en la norma ASME PTC 6S Report – 1988. “Procedures For Routine Performance Test Of Steam Turbines”<sup>11</sup>.

Este reporte, con base a una clasificación previa según las características del equipo, muestra procedimientos simplificados pero confiables para la determinar el rendimiento en turbinas de vapor. La clasificación particular de los equipos, según la norma, incluye las siguientes categorías:

- Grupo 1: Turbinas con entrada de vapor sobrecalentado, sin extracción de vapor y flujo de salida condensado.
- Grupo 2: Turbinas con entrada de vapor sobrecalentado, con ciclo regenerativo y con flujo de salida condensado.
- Grupo 3: Turbinas con entrada de vapor sobrecalentado, ciclo de recalentamiento regenerativo y flujo de salida condensado.
- Grupo 4: Turbina con entrada de vapor saturado, ciclo regenerativo y flujo de salida condensado.

---

<sup>11</sup> En adelante, el término “la norma” hará referencia a la Norma ASME-PTC 6S Report-1988.

- Grupo 5: Turbina con entrada y salida de vapor sobrecalentado, sin extracción de vapor.
- Grupo 6: Turbina con entrada y salida de vapor sobrecalentado, con extracción de vapor.

Con el fin de hacer uso de los procedimientos suministrados en la norma es indispensable realizar una descripción previa del equipo a evaluar para determinar cuál de estos es aplicable, según el grupo del cual haga parte, y que condiciones son requeridas para llevar a cabo las pruebas de rendimiento.

## 5.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO Y DE LA INSTALACIÓN

**Figura 16. Torre Enfriadora TE 801**



El equipo seleccionado para el estudio se ubica en el área de Refinería en la Torre de Enfriamiento 801 (TE 801). La torre enfriadora 801 es la mas antigua del complejo. Fue diseñada para alimentar las plantas de Especialidades, Topping Viscosreductora, CDU (Lado Vacío), Cracking Mod. IV, Alquilación y Ácido, Planta Eléctrica (Turbogeneradores General Electric), Oficinas Generales, Laboratorio, y posee una conexión con las T. E - 820/880/831. La torre enfriadora 801 se encuentra localizada al

suroccidente del área de refinación del Complejo Industrial. Al sur limita con la planta de soda y especialidades, al norte con el banco de tuberías, al oriente con las esferas 851/52/53/54 y por el occidente con la planta Cracking Mod. IV.

El agua de retorno o agua caliente que ha retirado el calor de las distintas corrientes de proceso, llegan a la torre por un cabezal de 36 pulg. de diámetro para ser distribuida luego a la celdas de la torre principal en tuberías de 24 pulg. y para la torre de expansión en tuberías de 8 pulgadas de diámetro.

De la torre se envía el agua a las diferentes plantas por medio de las bombas P-811 A/B/E que normalmente trabajan, la NP-811 C (Turbina), permanece rotando. La presión de descarga de estas bombas es de 55 a 60 psig con una temperatura en el agua de 90° F, cumpliendo su ciclo de enfriamiento en los equipos y volviendo a la torre con una temperatura de 112° F y una presión de 20 a 25 psig.

La presión se controla por medio de las bombas, si el sistema esta presionado se recurre a abrir la línea de balance, si por el contrario la presión se encuentra muy baja y se carece de bomba disponible, se estrangularía los retornos. De contar con una bomba disponible se procede a dar arranque manual.

El flujo generalmente depende de la capacidad de las bombas, si en alguna de las plantas se requiere menos flujo se recurre a estrangular la válvula de entrada, si por el contrario se requiere mas flujo y toda la válvula se encuentra abierta damos arranque a otra bomba.

Para su operación normal requiere suministro de electricidad, aire y vapor. El suministro de vapor lo obtiene del cabezal de 400 # Refinería<sup>12</sup> (línea de 8 pulg. de diámetro) que se desprende del cabezal de 10 pulg. en el banco occidental.

La NP-811 C (turbina) esta diseñada para arrancar automáticamente cuando la presión en el sistema caiga por debajo del límite normal de 45 psig.

**Figura 17. Turbina de vapor NP-811C (Torre Enfriadora 801)**



El equipo cuenta con quince años de servicio y presenta sus características más relevantes son:

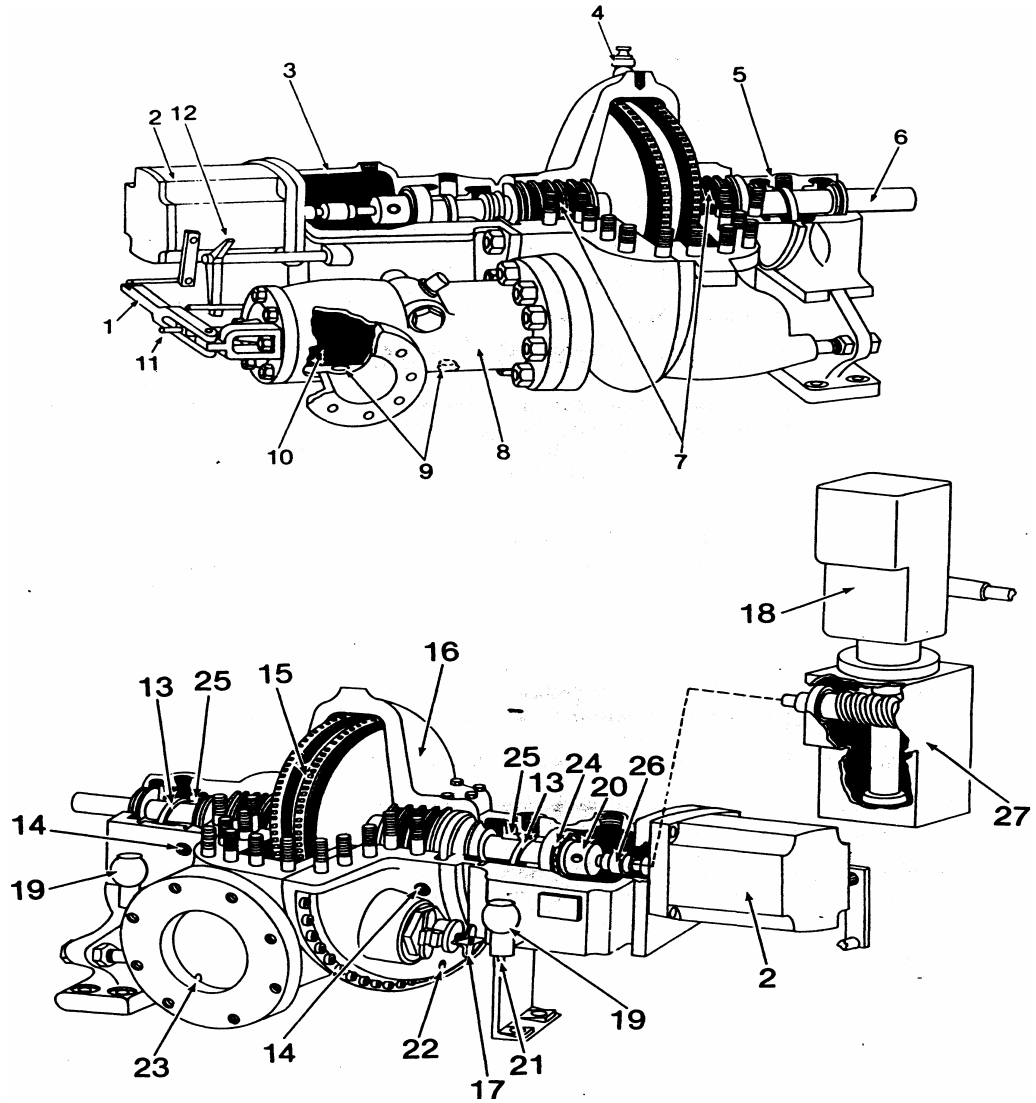
---

<sup>12</sup> La Gerencia Complejo Barrancabermeja está subdividido en dos grandes áreas, a saber, Refinería y Balance. Por tal razón, el sistema de generación de vapor está igualmente dividido en esas mismas zonas geograficas. El cabezal de Balance maneja Vapor a 600 psig, mientras que el de Refinería recibe de las calderas Vapor de 400 psig

**Tabla 2. Características Del Equipo Escogido Para El Estudio**

NP-811C	
<b>FABRICANTE</b>	Turbodyne (Dresser-Rand)
<b>Tipo</b>	Única etapa Impulsión ( Curtis) Retropresión (flujo de salida de vapor sobrecalentado)
<b>Potencia Nominal (HP)</b>	1000
<b>Velocidad Nominal(RPM)</b>	4660
<b>Consumo de Vapor Nominal(LB/HR)</b>	20310
<b>Presión de Entrada de Vapor(PSIG)</b>	405
<b>Presión de Salida de Vapor(PSIG)</b>	25
<b>Temperatura Nominal de Entrada de Vapor(°F)</b>	720
<b>Disparo por Sobrevelocidad(RPM)</b>	5627
<b>Ajuste de la válvula centinela (psig)</b>	85
<b>Cambiador manual de velocidad</b>	Rango de -5 a 15%
<b>Bomba de lubricación</b>	
<b>Fabricante</b>	Undeswriters
<b>Tipo</b>	Rotatorio
<b>Potencia (HP)</b>	1
<b>Voltaje (V)</b>	460
<b>Amperaje (Amp)</b>	1.8
<b>Factor de servicio</b>	1

Figura 18. Listado de partes de la turbina



**Tabla 3. Listado de partes de la turbina de vapor del sistema NP 811 C**

N°	DESCRIPCIÓN	N°	DESCRIPCIÓN
1	Nivelador del gobernador	15	Rueda de la turbina
2	Gobernador Woodwar TG	16	Carcasa de la turbina
3	Caja de rodamientos lado vapor	17	Válvula manual
4	Válvula de pre-aviso sentinela	19	Indicadores del nivel de aceite
5	Caja de rodamientos lado exhosto	20	Copa de sobrevelocidad
6	Eje de la turbina	21	Drenaje de aceite
7	Anillos de carbón	22	Drenaje del anillo de vapor
8	Caja de vapor	23	Drenaje de la carcasa
9	Drenaje de la caja de vapor (2)	24	Rodamiento de empuje
10	Linealizador de vapor	25	Rodamientos principales
11	Barra de la válvula gobernadora	26	Acople
12	Nivelador del disparo		
13	Anillos de aceite		
14	Salida de la caja de empaques		

Posee un gobernador mecánico, acoplado al eje de la turbina (ver figura 18), que mantiene la velocidad de la turbina en un valor previamente establecido. El gobernador es una unidad completamente sellada que actúa sobre un rango de velocidades según las especificaciones del cliente y, el cual, es establecido desde la fábrica (ver hoja de datos de la turbina). El punto de operación, en este caso, se establece manualmente para la velocidad deseada.

El gobernador controla automáticamente una válvula (válvula del gobernador) por medio de la cual admite la cantidad apropiada de vapor para mantener la velocidad seleccionada. Cuando la turbina no está operando la válvula está completamente abierta.

En los casos, en el cual la válvula del gobernador permanezca completamente abierta (por falla propia o por falla del gobernador) o se desee apagar repentinamente el equipo, el sistema cuenta con una válvula de disparo por emergencia la cual corta el suministro de vapor en condiciones de sobrevelocidad y cuando el nivelador de disparo es desanclado manualmente. El paso del flujo de vapor a través de esta válvula representa una caída de presión del vapor adicional a la entrada de la turbina.

Para permitir máxima eficiencia a cargas parciales, la carga nominal a presiones de vapor reducidas, o operación en sobrecarga; la turbina cuenta con válvulas manuales de control del flujo de vapor hacia las toberas. Las válvulas permiten el ajuste del área de la tobera, lo más cercanamente posible al área correcta requerida para el flujo de vapor en una condición de carga particular, reduciendo de esta manera el estrangulamiento del vapor de entrada. El vapor, a medida que viaja hacia la válvula del gobernador entra a la cámara de vapor que lo entrega al anillo de toberas. En la pared entre esta cámara de vapor y el anillo de las toberas se encuentran unos puertos a través de los cuales el vapor es alimentado a ciertas o grupos de toberas. Con el fin de permitir el ajuste del área de la tobera como se estableció anteriormente, las toberas se distribuyen en la medida en que sea requerid, excepto una. Este puerto está bajo el control de la válvula del gobernador todo el tiempo. Las válvulas manuales no deben ser usadas como válvula de estrangulamiento. Deben estar completamente abiertas o completamente cerradas. Una válvula que esté parcialmente abierta sufrirá de daño del asiento debido a la erosión causado por partículas sólidas contenidas en el vapor.

Anillos de carbón son proporcionados a cada lado de la turbina donde el eje pasa a través de la carcasa. Estos se encargan de controlar el flujo de

vapor a lo largo del eje. Debido a que las presiones que manejan estas turbinas son relativamente bajas, no poseen un sistema de vapor de sello para minimizar estas fugas.

Según las condiciones de entrada de vapor, salida de vapor y el tipo; el equipo se puede clasificar dentro del grupo 5 señalado anteriormente, para el cual, para efectos del cálculo de rendimientos, se aplica el procedimiento suministrado por la sección 11 de la norma, cuyos requerimientos se exponen a continuación.

## **5.2 CONDICIONES REQUERIDAS PARA LA EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DEL EQUIPO.**

Las prueba descrita en la sección 11 de la norma está enfocada a determinar los cambios de rendimiento de la Turbina como resultado de el estrangulamiento de las válvulas de admisión, las fugas del vapor, la fricción, los cojinetes, el deterioro del rendimiento de los alabes, desgaste en los sellos de laberinto y en los sellos de carbón.

Las pruebas realizadas son: La prueba de Eficiencia Interna por Caída de Entalpía y la prueba de Capacidad Máxima.

La prueba de Eficiencia Interna Por Caída de Entalpía es la prueba de rutina más exacta y más simple. Los requerimientos fundamentales son:

- Condiciones de vapor sobrecalentado tanto a la entrada (en la toma de vapor) como a la salida de la turbina.
- Condiciones de vapor (presión y temperatura) tan cercanas a la de diseño como sea posible.

- Una carga coordinada con respecto a un punto de la válvula gobernadora, la presión de la carcasa de la primera etapa, o el flujo de vapor.
- Una velocidad (RPM) constante o específica.

La prueba de Capacidad Máxima consiste en medir la potencia de salida eléctrica o mecánica a un punto particular de la válvula gobernadora, preferiblemente válvulas completamente abiertas, y las presiones y temperaturas necesarias para aplicar los factores de corrección de carga.

El resumen de los parámetros o mediciones requeridas para llevar a cabo las pruebas se muestran en la tabla 4.

**Tabla 4. Lecturas Requeridas Para Las Pruebas de Eficiencia**

LECTURA	CAÍDA ENTÁLPICA	CAPACIDAD MÁXIMA
Temperatura y presión de la toma de vapor	X	X
Presión en las Toberas	X	X
Presión de la primera etapa	X	X
Temperatura y presión de escape	X	X
Potencia de eje de la turbina		X
Salida de potencia del generador		X
Velocidad del eje de la turbina	X	X

### 5.2.1 Instrumentos requeridos para la prueba

**5.2.1.1 Medición de la presión.** Las lecturas de presión deben ser hechas con instrumentos de precisión. Los instrumentos de precisión son definidos

como instrumentos disponibles comercialmente que tienen las siguientes medidas de incertidumbre:

**Tabla 5. Medidas de incertidumbre de instrumentos de precisión**

INSTRUMENTO	INCERTIDUMBRE EN LA MEDICIÓN
Transductores de presión	0.1% de la escala completa
Manómetros de pesos muertos	0.1% de la presión medida
Manómetros	Considerado un estándar primario
Medidores de presión absoluta	0.25% de la escala de lectura completa
Manómetros Bourdon	0.25% de la escala de lectura completa
Barómetro	Considerado un estándar primario

Los siguientes instrumentos son recomendados:

**Tabla 6. Rangos de presión de los instrumentos de precisión**

INSTRUMENTO	RANGO DE PRESIÓN
Transductores de presión calibrado	0 a 5000 psia ( 34470 kPa )
Manómetros de pesos muertos calibrado	Sobre 35 psia ( 240 kPa )
Manómetros de precisión	0 a 35 psia ( 240 kPa )
Medidores de presión absoluta de precisión	0 a 2 psia ( 14 kPa )
Manómetros tipo Bourdon <sup>13</sup>	35 a 1000 psia ( 240 a 6890 kPa)
Barómetro de precisión	Considerado un estándar primario

La selección del instrumento es opcional dónde los rangos se superpongan.

**5.2.1.2 Medición de la temperatura.** Los siguientes instrumentos son recomendados para la medida de temperatura:

---

<sup>13</sup> Debe ser calibrado contra un estándar secundario antes e inmediatamente después de la prueba para asegurar una calibración exacta.

Una termocupla calibrada construida de plomo con una junta fría y un potenciómetro de precisión, voltímetro digital, o un sistema de adquisición de datos, instalado sólo para la prueba, con un baño de agua helada para mantener la junta de estado sólido en el punto frío.

Termocuplas con unión de referencia electrónica. Estas son termocuplas calibradas construidas de plomo junto a una unión de referencia electrónica y un potenciómetro de precisión, un voltímetro digital, o un sistema de adquisición de datos. Estas termocuplas son instaladas sólo para la prueba.

A menos que sea limitado por una consideración de diseño, el elemento sensor de la temperatura será introducido en el fluido al menos 3 in. ( 75 mm ), pero no menos que un cuarto del diámetro del tubo. Para tal fin se debe tener en cuenta el uso de termopozos. El diámetro del pozo será lo más cercano posible al diámetro de la termocupla la cual debe estar sujeta firmemente al fondo. La porción de la termocupla externa al pozo debe ser cubierta cuidadosamente con aislamiento de calor para minimizar la pérdidas de radiación.

**5.2.1.3 Medición de la potencia de eje del equipo conducido.** Para la medición directa de la potencia mecánica de salida del eje se usan dinamómetros de absorción (sistema de torque de reacción) o dinamómetros de transmisión (medidores de torque de ejes). Para pruebas de rutina de impulsores primarios, los cuáles tienen una carga conectada durante la prueba los dinamómetros de transmisión son recomendados. Los dinamómetros de absorción absorben, valga la redundancia, la potencia de salida del eje del equipo impulsor (turbina de vapor) y no están disponibles para medir la

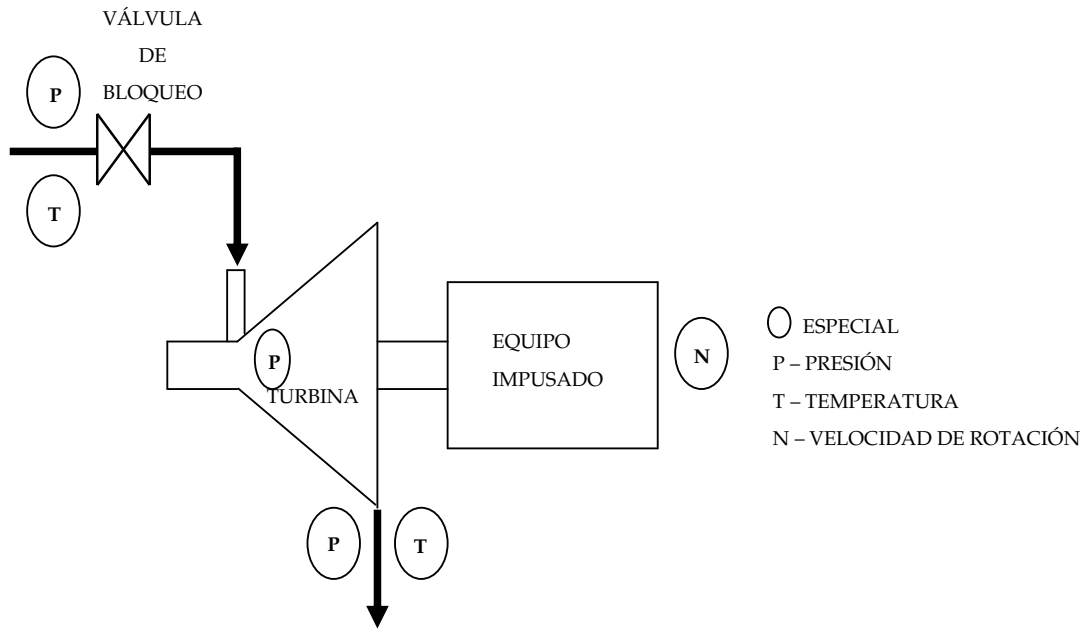
potencia de salida del eje cuando el equipo impulsor está conduciendo una carga conectada.

Sin embargo, cuando los métodos directos no son posibles o prácticos, la norma contempla el uso de métodos indirectos, específicamente el método de balance de energía. La potencia de salida que suministra la turbina de vapor a la bomba puede ser determinada a través de dos procedimientos ilustrados en el parágrafo 4.09 de la norma. El primer procedimiento consiste en balancear el calor y el flujo alrededor del equipo conducido y resolviendo para la potencia de entrada. Esto implica, como una medida primaria, el aumento de temperatura del flujo a través de la bomba. El segundo procedimiento implica, la medida de la presión de succión y de descarga, usando una eficiencia de la bomba asumida en la ecuación de potencia adecuada. Las ecuaciones para ambos procedimientos están incluidas en la norma.

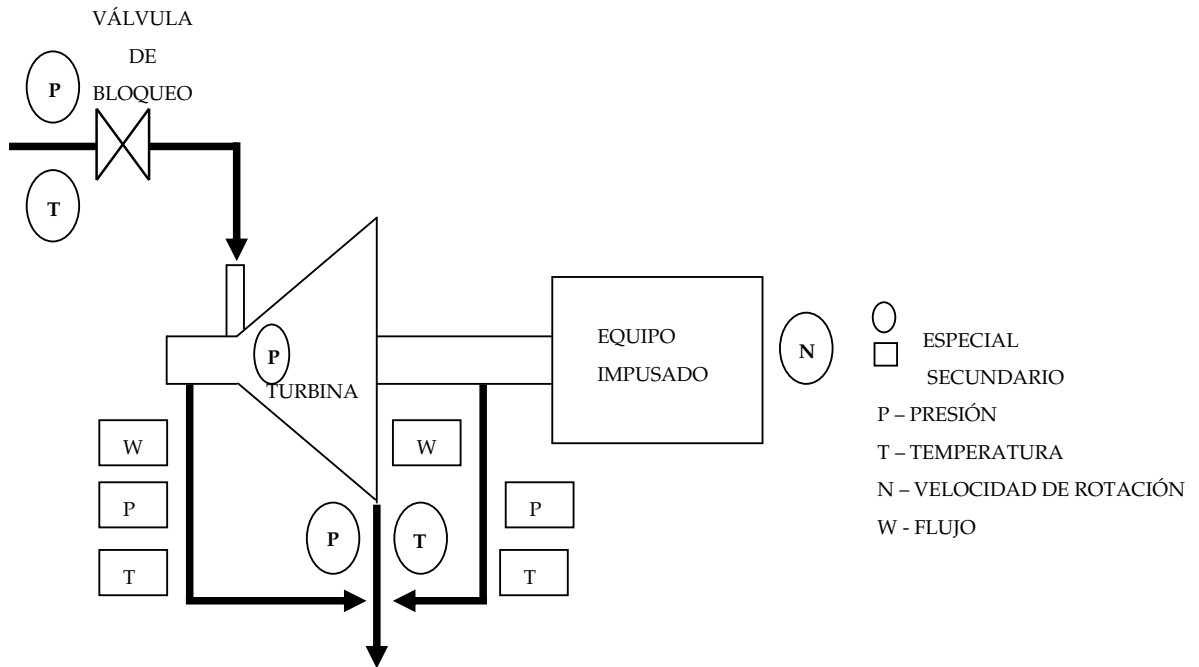
**5.2.1.4 Medición de la velocidad de eje.** Para equipos impulsados mecánicamente, la velocidad de eje será medida utilizando un tacómetro análogo o digital.

**5.2.2 Localización de los instrumentos.** A continuación se muestra un arreglo esquemático de la localización de la instrumentación, sugerida por la norma, para la prueba en cuestión:

**Figura 19. Localización de la instrumentación para la prueba de caída de entalpía**



**Figura 20. Localización de la instrumentación para la prueba de capacidad máxima**



**5.2.3 Condiciones generales.** La prueba será de una duración de 1 hora. Menos tiempo es necesario si las condiciones de la prueba son estables. Las frecuencias de lectura recomendadas no será menos que las siguientes:

- Cada 2 minutos: Potencia de salida del eje y velocidad de eje.
- Cada 10 minutos: Presión y temperatura primaria o especial.
- Cada 20 minutos: Presión, temperatura y flujo secundario.

### **5.3 APROXIMACIÓN A LAS CONDICIONES REQUERIDAS PARA LA EVALUACIÓN DEL RENDIMIENTO DEL EQUIPO**

Existen muchas razones por las cuáles muchos de los requerimientos propuestos por la norma para llevar a cabo las pruebas de rendimiento no pueden llevarse a cabo. Entre otras podemos contar:

- Algunas implementaciones en materia de instrumentación, pueden requerir un proceso formal de cambio de planta y/o intervención de los equipos, que por cuestiones de tiempo y recurso tanto de personal como de presupuesto, no son viables para el desarrollo del proyecto ni para las condiciones actuales de la organización.
- La idea previa a la realización del estudio es que, por medio de los resultados obtenidos y los posibles ahorros que las diferentes acciones puedan generar, se justifique llevar a cabo la adecuación de los equipos para las pruebas de eficiencia y la posterior implementación del programa de mejoramiento del consumo de vapor en la Gerencia Complejo Barrancabermeja por medio del control del consumo en las turbinas de vapor.

Con base en lo anterior y con los recursos aportados por la organización, se debe realizar una aproximación a las condiciones requeridas por la norma para el desarrollo de las pruebas.

Los puntos que requieren ser considerados según estas condiciones son:

**5.3.1 Medición de la presión de admisión y escape de la turbina.** Para la toma de la presión a la entrada y a la salida de la turbina se utilizaron manómetros Bourdon con las siguientes características:

La presión en la toma de vapor, distinto a lo sugerido en la norma, se tomó antes de la válvula de bloqueo. La turbina de vapor no cuenta con la facilidad para la toma de presión en las toberas e implementar ésta facilidad implicaría una intervención en el equipo, por las razones anteriormente expuestas (ver 5.3) no se realizó la lectura de este parámetro de operación.

En la figura que se presenta a continuación se muestra los puntos dónde se ubicaron los manómetros.

**Figura 21. Medición de la presión a la entrada de la turbina**



**Figura 22. Medición de la presión a la salida de la turbina**



Las características de los manómetros suministradas por los fabricantes se incluyen en el anexo B.

**5.3.2 Medición de la temperatura.** Como vimos anteriormente, para la medición de la temperatura del vapor la norma propone el uso de un termopozo, con una termocupla en su interior e introducido en la tubería, el procedimiento de implementación de este sistema de medición de la temperatura exigiría poner el equipo fuera de servicio, previa gestión del cambio de planta, y cierta cantidad de recursos económicos y humanos para la instalación, sin contar el tiempo en fabricación y adquisición de materiales.

Por lo tanto dadas las condiciones expuestas y la disponibilidad de recursos suministrados por la empresa, la medición de este parámetro de operación del vapor se tomo sobre la pequeña área que no está cubierta de aislante en el punto donde se une la toma de presión a la tubería (ver figura 23). Para tal fin se utilizó como indicador de temperatura una termocupla tipo k modelo 8110-10 de la compañía de Instrumentos Cole-

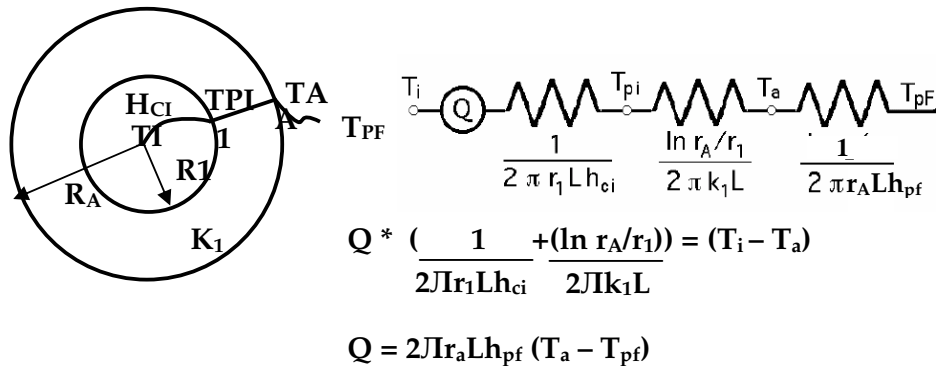
Parmer. Las principales características de este instrumento se incluyen en la hoja de datos contenida en el anexo B.

**Figura 23. Instrumento para la medición de la temperatura**



**5.3.3 Análisis para hallar la temperatura del flujo de vapor.** Para un tratamiento correcto de los datos obtenidos se realizó un análisis basado en los principios de transferencia de calor con el fin de determinar el valor aproximado de la temperatura del flujo de vapor. Para tal fin se utiliza el modelo de conducción de calor unidireccional en régimen estacionario<sup>14</sup>.

**Figura 24. Distribución de temperaturas en un tubo con régimen estacionario**



<sup>14</sup> Se tomó como referencia el ejemplo 7.5. Tubería horizontal caliente en aire. Sistemas de convección natural. Página 241. Transferencia de Calor. J.P. Holman 8ª Edición.

Con base en estas expresiones se puede determinar la temperatura aproximada del flujo de vapor, el cual sirve para los cálculos de entalpía (ver anexo C).

**5.3.4 Medición de la potencia de eje.** Debido a que los requerimientos de los métodos directos de medida de la potencia no constituyeron una opción viable y/o práctica; se escogió trabajar con el método indirecto propuesto por la norma. Dicha potencia se obtuvo por medio de la determinación de los parámetros requeridos por la siguiente expresión :

$$KW = \frac{Whp}{\eta} * 0.746$$

( $\eta$ ) = eficiencia de la bomba (implica las curvas de eficiencia de la bomba)

$$Whp = Q\gamma H/550 = Q*\Delta P*12^2/550$$

Q= flujo volumétrico en ft<sup>3</sup>/s (m<sup>3</sup>/s).

H= cabeza de la bomba en ft (m).

( $\gamma$ )= peso específico en lbf/ft<sup>3</sup> (N/m<sup>3</sup>)

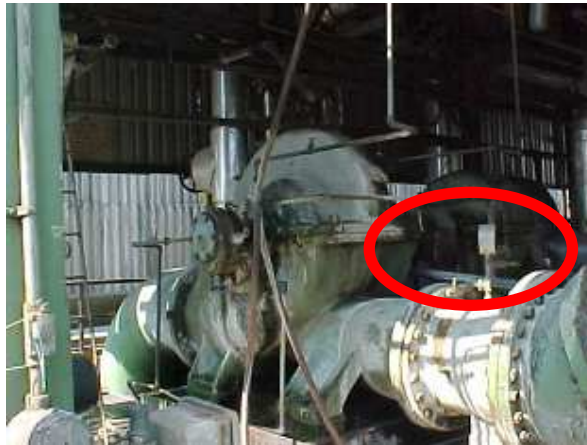
(Q y  $\gamma$  son medidos en el mismo punto)

$\Delta P$ = cambio de presión del flujo a través de la bomba

(P<sub>descarga</sub> - P<sub>succión</sub>) en psi (Pa)

La bomba succiona de un depósito de agua por lo que la presión de succión se puede asumir igual a la atmosférica, aunque obviamente sea un poco menor. Para la toma de la presión a la descarga se utilizó un manómetro en la salida de la bomba tal como muestra la figura:

**Figura 25. Toma de la presión de descarga de la bomba**



La hoja de datos del instrumento entregada por el fabricante se encuentra en el anexo B.

El flujo de la bomba fue medido a través del medidor ultrasónico de flujo para líquidos modelo PT 868 de la compañía de instrumentos Panametrics tal como se muestra en la figura:

**Figura 26. Medición de flujo de la bomba**



La eficiencia de la bomba se asumió de acuerdo a la curva de eficiencia entregadas por el fabricante (ver anexo D).

**5.3.5 Medición de la velocidad de rotación de la turbina.** La medición de la velocidad de rotación se tomo en el eje de la bomba del lado del reductor aprovechando que este se encuentra adecuado para la lectura en cuestión. La figura que se muestra a continuación muestra el instrumento usado para ésta toma.

**Figura 27. Tacómetro digital para la medición de la velocidad de rotación de la turbina**



#### **5.4 RESULTADO DE LAS MEDICIONES**

Aquellas mediciones mostradas en la figura 3 que se encuentran encerradas en un círculo en rectángulo, las cuales son referenciadas en la leyenda como secundarias, corresponden a las lecturas sobre el sistema de vapor de sello de las turbinas. Al respecto, es importante decir que, como en nuestro caso y tal como se muestra en el inventario entregado por el fabricante, no todas las turbinas poseen este sistema. Sólo las turbinas de

condensación, impedir la entrada de aire, y aquellas que manejan presiones altas de exhosto, para disminuir el efecto de ésta sobre los sellos.

En la tabla que se muestra a continuación se resumen los datos obtenidos de las pruebas llevadas a cabo en la turbina de vapor objeto del estudio.

**Tabla 7. Resultado de las lecturas realizadas**

LECTURA	SISTEMA INGLÉS		SISTEMA INTERNACIONAL	
	VALOR	UNIDAD	VALOR	UNIDAD
Presión de la toma de vapor	410	Psig	2826.8	kPa
Temperatura de la toma de vapor	656 <sup>15</sup>	°F	346.7	°C
Presión de escape del vapor	32	Psig	220.6	kPa
Temperatura de escape del vapor	431 <sup>3</sup>	°F	222	°C
Flujo de agua de la bomba	51.2	Ft <sup>3</sup> /s	1.45	(m <sup>3</sup> /s)
Presión de salida de la bomba	60	Psig	413.7	kPa
Velocidad del eje de la bomba	710	Rpm	710	rpm

Con base en los datos referenciados en la tabla anterior se puede desarrollar los cálculos de las variables de interés para nuestro análisis.

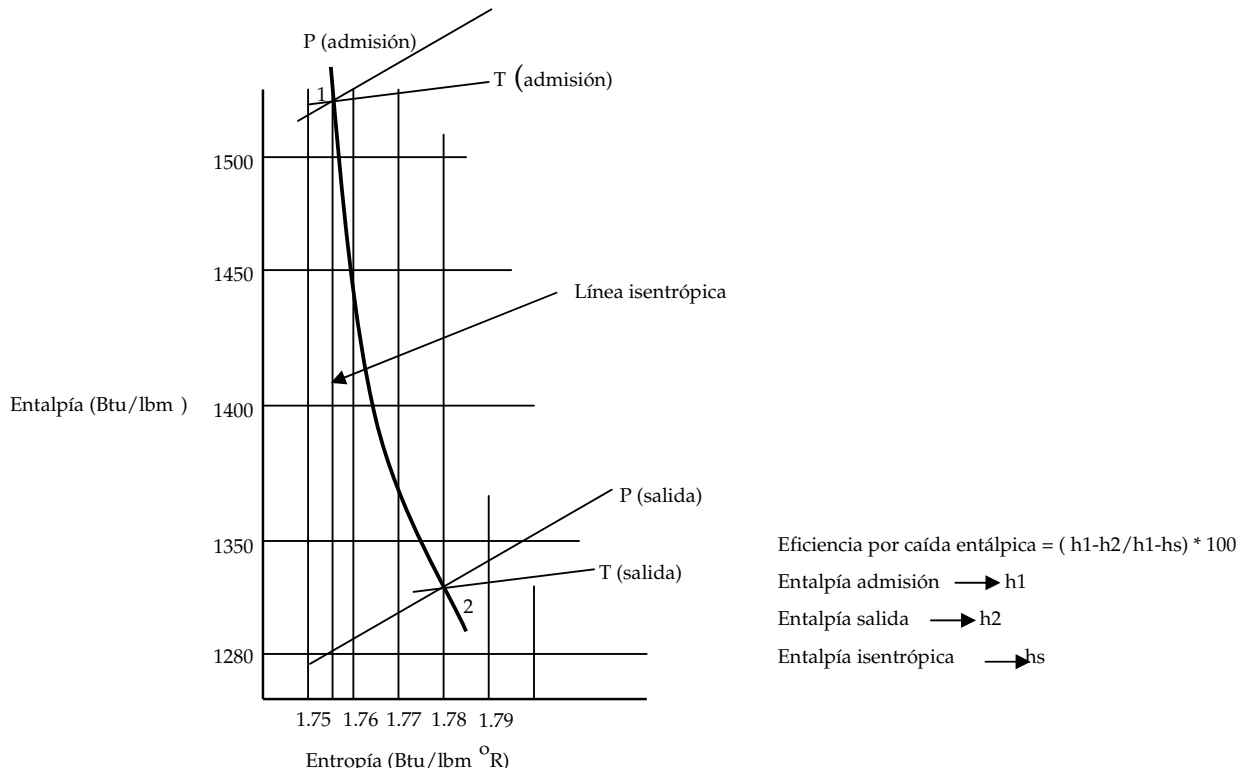
## 5.5 FÓRMULAS Y CÁLCULOS TIPO

Las fórmulas para la eficiencia por caída entálpica son mostradas en la figura que se presenta a continuación:

---

<sup>15</sup> Estos valores representan los valores calculados mediante el análisis de aproximación por transferencia de calor en la tubería de vapor de la instalación. El desarrollo de este análisis se encuentra en los anexos.

**Figura 28. Eficiencia de etapas por el método de caída entálpica**



El uso de las lecturas obtenidas en la prueba de capacidad máxima va encaminado a la realización de un balance de calor alrededor de la turbina con el fin de estimar la tasa de flujo de vapor en las condiciones de operación actuales. Por lo tanto los cálculos realizados consisten en expresar los flujos de energía de entrada y salida del equipo, realizar un balance y estimar, como única incógnita, el flujo de vapor (ver anexo E).

## 5.6 RESULTADOS OBTENIDOS

A continuación se muestra una comparación de los resultados de las mediciones obtenidas con los parámetros de operación suministrados por el fabricante, esto nos sirve como base para el análisis y las recomendaciones del estudio.

**Tabla 8. Comparación de los resultados de las mediciones con los valores de referencia**

RESULTADO	CONDICIÓN DE REFERENCIA <sup>16</sup>		CONDICIÓN ACTUAL DEL EQUIPO <sup>17</sup>	
	VALOR	UNIDAD	VALOR	UNIDAD
PRESIÓN A LA ENTRADA	405	psig	410	Psig
TEMPERATURA A LA ENTRADA	720	°F	656	°F
PRESIÓN A LA SALIDA	25	psig	32	Psig
EFICIENCIA ISENTRÓPICA	74	%	43	%
TASA DE CONSUMO DE VAPOR	20.31	Lbm/hr/HP	29.18	Lbm/hr/HP
POTENCIA DE EJE	1000	BHP	952	HP
VELOCIDAD DEL EJE	4660	RPM	4660	RPM

---

<sup>16</sup> Ver anexo A.

<sup>17</sup> El desarrollo de los cálculos es mostrado con detalle en el anexo E

## 6. EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS

Los resultados de las mediciones y pruebas hechas sobre la turbina, las cuales se presentan en la tabla 8, muestran que en la operación actual del equipo escogido, existen diferencias apreciables en parámetros de operación con respecto a las condiciones nominales de funcionamiento de suministradas por el fabricante (ver hoja de datos del equipo).

Las principales desviaciones identificadas, sobre las cuales se generan las recomendaciones las constituyen:

- Temperatura de entrada del vapor al equipo se encuentra muy por debajo del rango de temperaturas en las cuales el fabricante garantiza el buen funcionamiento del equipo.
- Se presenta una caída muy notable de la eficiencia isentrópica, dado que esta es la medida con que el equipo aprovecha la energía térmica del flujo de vapor, esta desviación evidencia una clara pérdida de la capacidad de aprovechamiento de la energía.

Estas desviaciones con respecto a los parámetros de diseño del equipo se deben a malfunciones intrínsecas e inducidas (Royo, 1994). Las malfunciones intrínsecas se deben al deterioro de las partes internas del equipo; y las inducidas a las desviaciones en las propiedades termodinámicas (presión y temperatura del equipo) del flujo de trabajo, respecto a las condiciones de garantía del equipo. En nuestro caso, los efectos de las malfunciones intrínsecas e inducidas se ven reflejadas en la caída apreciable de la eficiencia isentrópica y el aumento de la tasa de consumo de vapor.

la solución de cada una de estas malfunciones representa una oportunidad de ahorro de energía.

## 6.1 DETERMINACIÓN DE LOS EFECTOS DE LAS MALFUNCIONES INDUCIDAS.

En términos generales, las malfunciones inducidas se deben al cambio en la presión de entrada, la temperatura de entrada y la presión de salida con respecto a las condiciones de garantía del equipo. Las condiciones de garantía, suministradas por el fabricante del equipo, constituye el rango de presiones y temperaturas en el cual el comportamiento del equipo es adecuado y aceptable. Estos parámetros de operación dependen de la instalación que suministra el vapor al equipo.

**Tabla 9<sup>18</sup>. Condiciones de garantía suministradas por el fabricante el equipo**

PARÁMETRO	VALOR MÁXIMO		VALOR MÍNIMO	
	VALOR	UNIDAD	VALOR	UNIDAD
PRESIÓN A LA ENTRADA	420	Psig	395	Psig
TEMPERATURA A LA ENTRADA	750	°F	690	°F
PRESIÓN A LA SALIDA	35	Psig	20	Psig

Se puede observar, comparando los datos de la tabla 6 con los datos de la tabla 5, que el parámetro que se sale de las condiciones de garantía suministradas por el fabricante es la temperatura a la entrada de la turbina. Por lo tanto, el punto de inicio para el planteamiento de las recomendaciones, con respecto a las malfunciones inducidas, se centra en evaluar el efecto de la temperatura de entrada del vapor sobre la eficiencia y el consumo de vapor del equipo.

---

<sup>18</sup> Ver anexo A.

**6.1.1 Metodología para la evaluación del efecto de la temperatura de entrada del vapor sobre la eficiencia isentrópica y el consumo de vapor del equipo.** Para evaluar el efecto del cambio de la temperatura de entrada del vapor sobre la eficiencia isentrópica y el consumo de vapor del equipo es necesario establecer, primero, cuál es la relación entre presión, temperatura y flujo.

La ecuación general de flujo para todas las etapas de la turbina pueden expresarse como sigue:

$$w = 3600 * C_q * A_n * \sqrt{2 * g * \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) * \left(\frac{p_1}{v_1}\right) * \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]} \quad (1)$$

La mayoría de las etapas, incluyendo todas las que están entre la primera y la última etapa, operan a una razón de presión aproximadamente constante bajo los cambios de posición de la válvula gobernadora, el flujo de la toma de vapor, la presión del condensador, y las condiciones del vapor de entrada.

Para estas etapas, debido a que se asume una constante  $\frac{p_2}{p_1}$  y debido a que se ignora los cambios muy pequeños en  $\gamma$  y  $A_n$ , la ecuación (1) se escribe como:

$$w = C_q * Cte * \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad (2)$$

Aunque  $C_q$  varía ligeramente con el número de Reynolds, prácticamente puede ser considerada una constante. De esta manera:

$$\frac{w}{\sqrt{p_1/v_1}} = Cte \quad (3)$$

o

$$\frac{w}{p_1 \sqrt{\frac{1}{R_1 * T_1}}} = Cte \quad (4)$$

Donde:

$w$  = rata de flujo, lbm/hr.

$C_q$  = Coeficiente de Flujo.

$A_n$  = Área de la tobera, (área de flujo del álabe estacionario).

$\gamma$  = razón de calores específicos ( $C_p/C_v$ ).

$p_1$  = Presión a la entrada de la etapa, psia.

$p_2$  = Presión entre la fila de álabes móviles y estacionarios, psia.

$p_3$  = Presión a la salida de la etapa, psia.

$R_1$  = Constante de gas universal en la etapa de entrada.

$g$  = Aceleración debida a la gravedad, ft/sg<sup>2</sup>.

$v_1$  = Volumen específico en la entrada de la etapa, ft<sup>3</sup>/lbm.

$T_1$  = Temperatura absoluta a la entrada de la etapa, °R.

$V$  = velocidad, ft/seg.

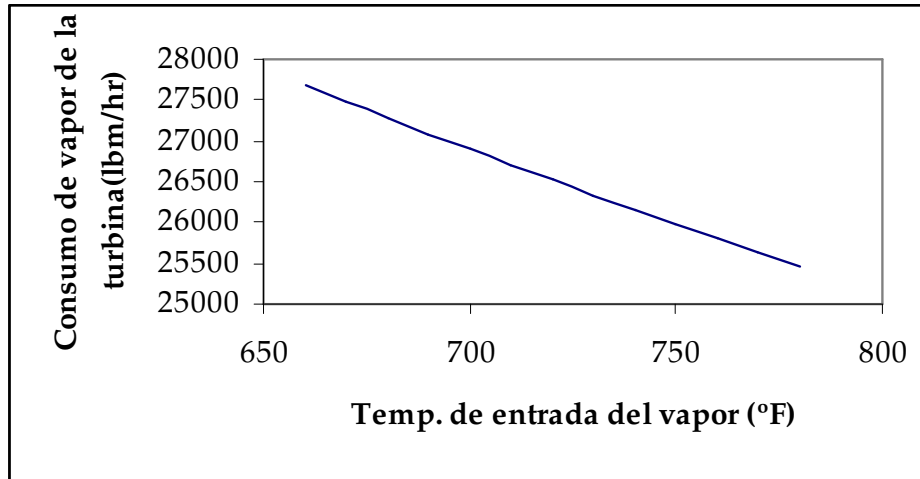
La relación mostrada en las ecuaciones (3) o (4) puede ser aplicada también a la primera etapa, dependiendo de la operación de las válvulas gobernadoras.

**6.1.1.1 Variación en la temperatura de entrada del vapor.** Si mantenemos la presión de entrada del vapor como un valor constante e incrementamos la temperatura de entrada del vapor, la ecuación 4, muestra que el flujo disminuye. Esencialmente, no hay cambio en la razón de presiones a través de las válvulas del gobernador o de la etapa, en consecuencia, no hay un cambio significativo en las presiones de entrada y salida de la etapa debido a este incremento de la temperatura en la entrada del vapor. Sin embargo, con respecto a la temperatura de salida del vapor, es importante anotar que ésta si variará cuando la temperatura de entrada del vapor cambie. Para determinar las nuevas condiciones de operación, usamos un balance de calor alrededor de la turbina. Debido a que el gobernador mantiene una velocidad de eje constante, siendo el equipo conducido por la turbina de vapor una bomba centrífuga, se puede mantener un valor constante de la potencia de eje. De tal manera que con las tablas de vapor, los datos de presión de entrada, presión de salida, la ecuación 4 y el balance de calor alrededor de la turbina podemos hallar las nuevas condiciones del vapor y estimar como el consumo de vapor y la eficiencia isentrópica son afectados por la variación de la temperatura de entrada del vapor al equipo<sup>19</sup>.

---

<sup>19</sup>El calculo tipo para la evaluación del efecto de la temperatura sobre el consumo de vapor y la eficiencia de la turbina se muestran en el anexo F

**Figura 29. Efecto de la variación de la temperatura de entrada sobre el consumo de vapor de la turbina<sup>20</sup>**



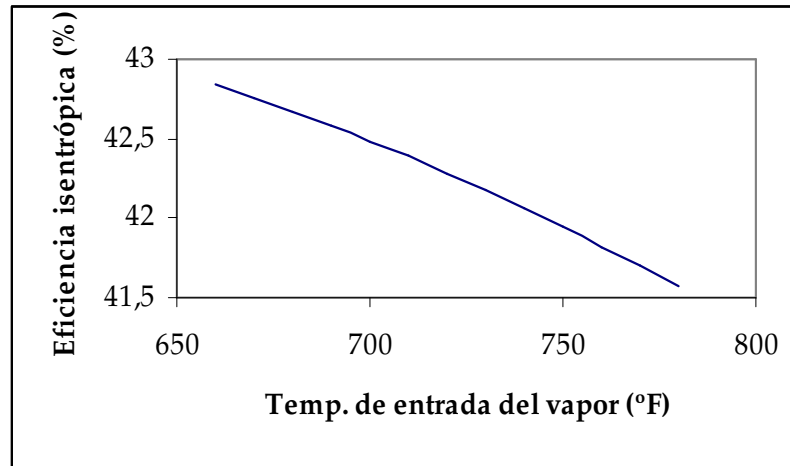
Para el balance de energía (primera ley), suponemos un proceso adiabático y despreciamos las pérdidas mecánicas, pérdidas por escape, pérdidas por fricción en el ducto, pérdidas en la etapa, pérdidas en la válvula trip y la válvula gobernadora<sup>21</sup>. Por lo tanto, para determinar el efecto de la variación de la temperatura de entrada del vapor en la eficiencia isentrópica, determinamos, inicialmente, el valor de la entalpía del vapor en la salida de la turbina a través del balance de energía (primera ley) y con los valores de presión de salida y entropía del vapor a las condiciones de entrada, determinamos, posteriormente, el valor de la entalpía de salida del vapor en el proceso isoentrópico.

<sup>20</sup> La gráfica se obtuvo usando la ecuación 4 con valores de referencia  $T_1 = 656$  (° F) y  $W_1 = 27780$  panga a disposición (lbm/hr)

<sup>21</sup> La evaluación de estas pérdidas implican en muchos de los casos intervención del equipo para introducir la instrumentación requerida (caídas de presión en válvulas y ductos ) y/o adaptar las facilidades para su instalación, operaciones no autorizadas por el dueño del equipo.

$$\eta_{iso} = \frac{Pot_{eje}/\omega}{h_{ent} - h_{iso}} \quad (5)$$

**Figura 30. Efecto de la temperatura de entrada sobre la eficiencia isentrópica**



Como podemos observar, en la figura 30, que a medida que la temperatura de entrada del vapor incrementa, la eficiencia sufre una disminución. Sin embargo, ésta disminución no representa un cambio muy pronunciado con respecto a la eficiencia actual del equipo y los beneficios se pueden observar en el mejoramiento del consumo de vapor.

Como se puede observar en la gráfica, las acciones de mejora que nos permitan llevar a la temperatura de entrada del vapor dentro del rango de las condiciones de garantía, nos proporcionaría un ahorro máximo en el consumo de vapor de 1800 lbm/hr (a la temperatura máxima de entrada del vapor de las condiciones de garantía- 750 °F) y un ahorro mínimo en el consumo de vapor de 694 lbm/hr ( a la temperatura mínima de entrada del vapor de las condiciones de garantía – 690 °F). Para condiciones medias de operación (Temperatura de entrada del vapor igual a 720 °F) el ahorro obtenido es de 1265 lbm/hr de vapor.

**6.1.2 Evaluación de la pérdida de energía a través del aislamiento de la instalación que suministra el vapor a la turbina.** La caída de temperatura del vapor a la entrada de la turbina se debe principalmente a la pérdida de energía del fluido de trabajo y esta, a su vez, depende de la pérdida excesiva de calor a través del aislante y las fugas de vapor que ocurren en la instalación.

La pérdida de calor a través del aislante está relacionada con las características propias del aislante, tales como espesor y conductividad del material, que determinan la eficiencia con la cual permiten que el fluido conserve su energía. Por muy eficiente que sea el material utilizado para el aislamiento, siempre existirá una transferencia de calor desde el fluido de proceso (vapor) y el ambiente circundante, además de que los factores económicos restringen el uso del aislamiento a espesores económicamente adecuados; es por esta razón que un criterio, sugerido por las buenas prácticas en instalación de aislamientos, establece que cualquier superficie cuya temperatura esté por encima o sea igual a 140 °F (60 °C) debe ser aislada, ya sea por obtener una pérdida mínima de energía a través del aislante o por protección del personal que labora en la planta. Es decir, 140 °F, es la temperatura máxima exterior de un aislamiento cubriendo una superficie. Obviamente esto no es regla general y siempre se podrá escoger otro criterio dependiendo de las condiciones de la planta.

Por otro lado, una instalación de vapor puede presentar fugas a través de orificios, entre bridas o juntas y por las trampas de vapor. Esto representa una pérdida de energía, debido a que el vapor lleva toda la energía suministrada en la caldera y la suministra en el ambiente.

Como hemos dicho antes las malfunciones inducidas se deben las desviaciones en las propiedades termodinámicas (presión y temperatura del equipo) del flujo de trabajo. Por lo tanto, recordando la división de sistemas de vapor para plantas de proceso, estas están directamente relacionadas con las áreas de generación y distribución del vapor.

En nuestro caso, el área de generación, como se muestra en el isométrico, está constituida por 12 calderas que producen vapor con una presión nominal de 425 psig. El rango de temperaturas de salida del vapor, que establece la ventana operativa de las calderas, se presenta en la tabla 7; según información suministrada por instrumentos de medición de temperatura comunicados directamente al cuarto de operaciones.

Como puede observarse en la tabla 7, las calderas proveen de un rango de temperaturas del vapor, cuyos límites incluyen el rango de valores requeridos para mantener las condiciones de garantía que el fabricante de la turbina de vapor suministra.

El vapor producido es transportado a los diferentes consumidores de la energía del vapor a través de un cabezal en forma de anillo (cabezal de 400 psig de refinería, área sur).

Desde este cabezal se desprende una tubería para el suministro del vapor a la turbina NP-811 C (ver isométrico). De igual manera, desde el equipo parte una tubería al cabezal de 25 psig. Esto constituye la instalación local de suministro de vapor a la turbina.

**Tabla 10. Valores de las temperaturas de producción del vapor en las calderas que alimentan al cabezal de 400 psig**

Equipo	Máxima	Mínima	Diferencia	Promedio
	T( °F)	T( °F)	T( °F)	T( °F)
B 901	744	717	27	733
B 902	733	710	23	722
B 903	729	667	63	691
B 904	744	720	24	732
B 951	780	737	43	761
B 952	815	766	49	761
B 954	825	728	97	784
B 955	751	715	36	730
B 956	740	720	20	734
B 2401	804	740	64	770
B 2402	777	720	57	753
B 2403	753	710	43	725
B 2404	810	774	36	800
<b>TEMPERATURA PROMEDIO DE OPERACIÓN DE TODAS LAS CALDERAS</b>				746

Al evaluar el área de generación del sistema de vapor (Calderas), basados en los datos de la tabla 7, se puede deducir, que el valor deseado de la temperatura de entrada de la turbina, depende en mayor medida de la pérdida de energía del área de distribución del sistema. Sin embargo, como se vio anteriormente, esta área, se encuentra dividida en dos secciones: Cabezal de vapor e instalación local de suministro.

La evaluación de la pérdida de calor del cabezal, por ser un sistema común a muchas plantas y equipos, presenta la dificultad de que cualquier oportunidad de ahorro de energía identificada para ser llevado a cabo sobre él (el cabezal), concierne no sólo al dueño del equipo sino a los consumidores de la energía del vapor en otras plantas. En dicho caso, el

ahorro estimado en consumo de vapor de la turbina, si se llegase a mejorar la malfunción inducida, representaría sólo un porcentaje de los recursos necesarios para la inversión requerida para ejecutar esas acciones de mejora. Sería entonces más apropiado realizar una evaluación de esta magnitud, cuando se halla estimado los ahorros individuales en cada planta y/o equipo que reciban el vapor de este cabezal.

Por último, las razones expuestas anteriormente, nos dejan como opción la evaluación de las pérdidas de energía a través la instalación local de suministro de vapor de la turbina.

Como se dijo antes, las pérdidas de energía se dan por fugas de vapor y/o por pérdidas de aislamiento. Por medio de inspección visual y acercamiento a la instalación, es fácil detectar fugas de vapor a través de orificios y bridas. En este sentido, las inspecciones realizadas en cuanto a la integridad de la instalación local no demostraron que existan daños en la tubería que conduzcan a fugas de vapor.

En cuanto a las condiciones del aislamiento que cubre la tubería de suministro de vapor a la turbina, Se puede decir que tienen un buen estado (ver Figura 31). Exceptuando un poco de óxido sobre la funda de aluminio, no existe ningún daño mecánico, además más del 30% de la instalación se encuentra bajo techo, disminuyendo de esta manera las posibilidades de sufrir daño por corrosión bajo el aislamiento, y lo más importante, no existen tramos sin aislamientos. Sin embargo, a pesar de que la instalación goza con buena integridad física es necesario evaluar la pérdida de calor a través del aislamiento para determinar oportunidades de ahorro y mejora de la temperatura del vapor a la entrada de la turbina.

**Figura 31. Estado del aislamiento de la instalación local de suministro del vapor a la turbina**



La instalación de suministro de vapor asociada a la turbina, tal como se dijo antes, se desprende del cabezal de vapor principal de 425 psig a través de una tubería de 8 pulgadas de diámetro nominal y 2202 pulgadas (56 metros) de longitud total en el lado de alta presión (400 psig) de la turbina (ver isométrico de la instalación). Las características de la tubería y el aislamiento se muestran en la tabla 8.

**Tabla 11. Características de la tubería y el aislante de la instalación local de vapor de suministro a la turbina**

Material aislante		Características de la Tubería	
Material	Asbesto	Material	Acero al carbon
Espesor	4.5 (in)	Diámetro Nominal	8 (in)
Conductividad Térmica	0.17 (w/m °C)	Cédula	40
Emisividad	0.96		
Información general de la instalación de vapor			
Longitud tramos verticales de la tubería	16.18 (m)	Longitud tramos horizontales de la tubería	43.84 (m)
Temperatura ambiente	35 °C	Velocidad del viento	2.5 (m/s)

El aislamiento puede reducir, normalmente, en un 90% las pérdidas de energía. Los principales factores que afectan la cantidad de energía perdida de los equipos pobremente aislados o sin aislamiento son la temperatura del fluido de proceso, la temperatura ambiente, el área superficial expuesta a la transferencia de calor y la resistencia de del sistema a la transferencia de calor. Este último factor es el más difícil de establecer debido a que depende de factores tales como velocidad del aire ambiente, orientación del equipo y/o tubería y la forma de la superficie de transferencia de calor.

Existe abundante material para el cálculo de la pérdida de energía a través de un aislamiento de tubería. Sin embargo, para fines prácticos y por desconocimiento se un documento semejante en la regulación colombiana, la pérdida de energía a través del aislamiento de la tubería se calcula de acuerdo al método sugerido por la NOM-009-ENER-1995. Norma Oficial Mexicana de Aislantes Térmicos Industriales.

Para el cálculo de la pérdida de calor y de la temperatura en la superficie del aislamiento, en tuberías hasta de 609 mm de diámetro nominal, la NOM-009-ENER-1995 determina que se emplee:

1. Cálculo del diámetro aislado,  $d_a$  (m):  $d_a = d_o + (2 \times esp)$

2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección natural y forzada, desde la superficie aislada hacia el ambiente,  $h_c$  (W/m<sup>2</sup> K):

$$h_c = 2.7241 \times C \times (d_a)^{-0.2} \times [1.11 / (t_{sup} + t_a - 510.44)]^{0.181} \times [1.8 \times (t_{sup} - t_a)]^{0.266} \times (1 + 7.9366 \times 10^{-4} \times V)^{0.5}$$

3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación,  $h_r$  (W/m<sup>2</sup> K):

$$h_r = 0.9824 \times 10^{-8} \times \text{Emss} \times [ (t_a^4 - t_{\text{sup}}^4) / (t_a - t_{\text{sup}}) ]$$

4. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor,  $h_s$  ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ ):

$$h_s = h_c + h_r$$

Cuando se realiza el diagnóstico energético del aislamiento, para determinar si la pérdida de energía a través de este, cumple con lo establecido en la NOM-009-ENER-1995, el valor que se compara con las tablas de la norma, es el valor del flujo de calor ( $q$ ) del punto 5.

5. Cálculo del flujo de calor por unidad de área,  $q$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ):

$$q = p \times (t_{\text{op}} - t_a) / ( [1/(2 \times K_{\text{ais}})] \times \ln d_a/d_o \times [1/(h_s \times d_a)] )$$

6. Verificación de la temperatura de superficie,  $t_{\text{sc}}$  (K):

$$t_{\text{sc}} = t_{\text{op}} - [ q / (2 \times p \times K_{\text{ais}}) ] \times \ln (d_a/d_o)$$

7. Convergencia de la temperatura de superficie

Si  $t_{\text{sup}} = t_{\text{sc}}$ , entonces las pérdidas de calor son igual a  $q$  y la temperatura en la superficie aislada es  $t_{\text{sc}}$ . En caso contrario, hacer  $t_{\text{sup}} = t_{\text{sc}}$  y regresar al punto No. 1 del procedimiento de cálculo para tuberías.

Cuando se diseña (determinar el diámetro y seleccionar el aislamiento a instalar), en las tablas de la NOM-009-ENER-1995 se presentan el diámetro recomendado para diferentes aislamientos, en función, del diámetro de la tubería y de la temperatura de operación del fluido.

Nomenclatura:

$C$  = Coeficiente de forma, 1.79, para superficies planas y 1.019 para tuberías, adimensional.

esp= Espesor del material aislante, m.  
top= Temperatura de operación, K.  
tsup=Temperatura de superficie, K.  
ta=Temperatura ambiente, K.  
kais= Conductividad térmica del termoaislante, W/(m K).  
V= velocidad del viento, m/h.  
Emss= emisividad de la superficie aislada, adimensional.  
do= Diámetro exterior de tubería aislado, m.

De acuerdo con los datos meteorológicos de la zona de referencia, la temperatura ambiente se toma de la siguiente manera:

- Para diseño de espesor económico se determina la media anual.
- Para control de la temperatura de superficie por seguridad industrial se debe considerar la máxima anual.
- Para conservación de la energía se debe considerar la media anual.

Para la temperatura de operación, en nuestro caso, se toma la temperatura media entre la temperatura promedio de operación de las calderas mostrada en la tabla 7 y la temperatura de entrada del vapor a la turbina. Es decir,  $top = (746\text{ }^{\circ}\text{F} + 656\text{ }^{\circ}\text{F}) / 2 = 701\text{ }^{\circ}\text{F} = 645\text{ K}$ . Aproximamos este valor a  $top = 650\text{ K}$ .

Para la temperatura de superficie la NOM-009-ENER-1995 establece que deben aislarse las superficies de equipos y tuberías que se localicen a menos de 2,15 m arriba del nivel de piso o distantes 60 cm o menos, de extremos u orillas de andadores, pasillos o plataformas y cuya temperatura de superficie sea igual o mayor a 333 K (60 °C).

El valor de la emisividad tomado para los cálculos corresponde a la emisividad del aluminio (foil de aluminio) que cubre el aislamiento, La NOM-009-ENER-1995, establece el valor de 0.4.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores y los datos de la tabla 8, y realizando las conversiones necesarias, se puede calcular el calor transferido a través del aislante.

1.  $da = 0.219 + (2 \times 0.1143) = 0.4477$
2.  $hc = 2.7241 \times 1.019 \times (0.4476)^{-0.2} \times [1.11 / (333 + 308 - 510.44)]^{0.181} \times [1.8 \times (333 - 308)]^{0.266} \times (1 + 7.9366 \times 10^{-4} \times 10000)^{0.5} = 11.32$
3.  $hr = 0.9824 \times 10^{-8} \times 0.4 \times [(308^4 - 333^4) / (308 - 333)] = 0.52$
4.  $hs = hc + hr = 11.31 + 0.52 = 11.84$
5.  $q = 3.1416 \times (650 - 308) / ([1/(2 \times 0.17)] \times \ln 0.4476/0.2191 + [1/(11.83 \times 0.4476)]) = 469.1$
6.  $tsc = 650 - [454.24 / (2 \times 3.1416 \times 0.17)] \times \ln (0.4476/0.2191) = 336.2$

Como podemos observar, la diferencia entre la temperatura de superficie calculada y la supuesta es mucho mayor que 1,0, por tanto, siendo este valor el máximo aceptable, hacemos un nuevo tanteo. La secuencia es la siguiente:

7.  $da = 0.2191 + (2 \times 0.1143) = 0.4476$
8.  $hc = 2.7241 \times 1.019 \times (0.4476)^{-0.2} \times [1.11 / (336.2 + 308 - 510.44)]^{0.181} \times [1.8 \times (336.2 - 308)]^{0.266} \times (1 + 7.9366 \times 10^{-4} \times 10000)^{0.5} = 11.63$
9.  $hr = 0.9824 \times 10^{-8} \times 0.4 \times [(308^4 - 336.2^4) / (308 - 336.2)] = 0.53$
10.  $hs = hc + hr = 11.31 + 0.52 = 12.16$
11.  $q = 3.1416 \times (650 - 308) / ([1/(2 \times 0.17)] \times \ln 0.4476/0.2191 \times [1/(11.83 \times 0.4476)]) = 470$
12.  $tsc = 650 - [454.24 / (2 \times 3.1416 \times 0.17)] \times \ln (0.4476/0.2191) = 335.5$

Para este segundo tanteo la diferencia es menor. En sucesivas iteraciones esta diferencia tiende a cero. Bastarían cinco o diez para que las temperaturas de superficie supuesta y calculada se igualen hasta diezmilésimas; entonces, podemos considerar que el cálculo de la transferencia de calor es correcto. Así, el comportamiento del sistema termoaislante queda definido por los siguientes valores.

$$Q = 469.9 \text{ W/m}^2$$

$$k = 0,17 \text{ W/m- K}$$

$$T_{\text{sup}} = 335.6 \text{ K (62.4}^\circ\text{C /144.4}^\circ\text{F)}$$

$$T_{\text{operación}} = 645 \text{ K (701}^\circ\text{F)}$$

Para determinar la eficiencia del aislamiento utilizado en la instalación es necesario comparar la pérdida de calor a través del aislamiento a la pérdida total de la tubería sin aislar. Para tal fin, ciertas tablas han sido desarrolladas para sistemas típicos tales como tuberías horizontales y verticales. Estas tablas permiten establecer la estimación de pérdidas de calor con relativa facilidad. La tabla 7 es la tabla de pérdida de calor para el rango de temperaturas que incluye la temperatura actual del vapor que entra a la turbina (656 °F) y la temperatura máxima de las condiciones de garantía suministradas por el fabricante (750 °F).

Tabla 12. Transferencia de calor desde superficies de tuberías<sup>22</sup>

Diámetro Nominal (in)	Transferencia de calor desde tubería sin aislamiento expuesta a una velocidad del viento de 6.21 mi/hr, 88% de eficiencia en calderas, y una temperatura ambiente de 95 ° F <sup>23</sup> [Btu/hr/ft]									
	Temperatura del fluido de proceso [°F]									
	656		701		720		735		750	
	Horiz.	Vert.	Horiz.	Vert.	Horiz.	Vert.	Horiz.	Vert.	Hor.z	
4	4325	3199	4944	3699	5164	3925	5376	4110	5594	
6	5948	4727	6769	5465	7139	5799	7440	6073	7751	
8	7390	6133	8495	7089	8909	7523	9292	7878	9686	
10	8916	7627	10190	8816	10760	9355	11230	9797	11710	
12	10330	9035	11820	10440	12490	11080	13040	11600	13610	
14	11150	9858	12770	11390	13500	12090	14100	12660	14710	
16	12550	11270	14390	13020	15220	13820	15890	14470	16590	

Para una temperatura de operación igual a 645 K (701 °F), un longitud de tubería horizontal sin aislamiento de 43,84 m (143.8 ft) y una longitud de tubería vertical sin aislamiento de 16.18 m (53.84 ft), la eficiencia del aislamiento está dada por:

1. Pérdida de calor de la tubería sin aislamiento:

$$Q_1 = 8495 \times 143.8 + 7089 \times 53.84 = 1603252,76 \text{ (Btu/hr)}$$

2. Pérdida de calor de la tubería aislada:

$$Q_2 = q \cdot \pi \cdot d \cdot a \cdot L_{\text{total}} = 469.9 \cdot \pi \cdot 0.4476 \cdot (43.84 + 16.18)$$

$$Q_2 = 39659 \text{ W} = 135413 \text{ (Btu/hr)}$$

3. Eficiencia del aislante:  $((1603252,76 - 135413) / 1603252,76) \cdot 100$

Eficiencia del aislante: 91 %

<sup>22</sup> Los valores de esta tabla fueron extraídos del software 3E Plus, Fabricantes de aislamientos norteamericanos (NAIMA, por sus siglas en inglés). De libre distribución en [www.insulation.org](http://www.insulation.org)

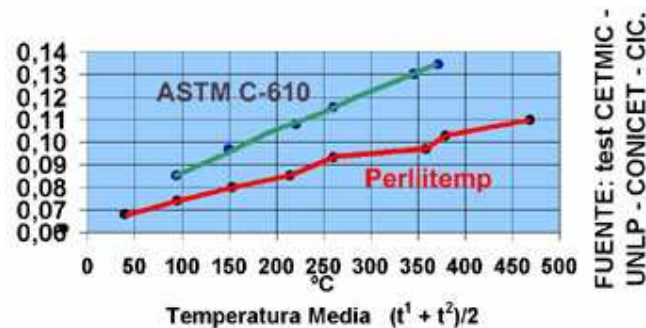
<sup>23</sup> Estas son las condiciones específicas en nuestro caso.

La eficiencia del aislante es buena, aunque sigue siendo menor a eficiencias típicas encontradas con el uso de otros materiales aislantes.

La eficiencia del aislante se puede mejorar ya sea aumentando el espesor del aislante actual o cambiando el material aislante por uno con mejores propiedades. Debido a los problemas de salud sujetos al uso del asbesto como material aislante, existe la tendencia a reemplazar este material en instalaciones de plantas de proceso. Uno de los materiales que está reemplazando al asbesto es la perlita expandida, ésta posee mejores propiedades térmicas con el beneficio de no ser nocivo para la salud. La Gerencia Complejo Barrancabermeja, luego de muchos estudios, ha optado por usar este material en todo lo relacionado a aislamientos térmicos en caliente.

Para evaluar el ahorro de energía que puede suministrar el cambio de aislamiento de asbesto y perlita expandida, nos apoyamos en las tablas y el procedimiento suministrado por la NOM-009-ENER-1995. La diferencia en este caso es que la temperatura de operación para la cual se lleva a cabo el cálculo del espesor y el cálculo del calor perdido se obtiene de la media entre la temperatura de operación promedio y la temperatura de operación ideal (o la temperatura promedio entre los dos límites del rango de operación de garantía del fabricante). Es decir  $t_m = (750+720)/2 = 735$  °F (664 K/391 °C). La conductividad térmica de la perlita expandida (ASTM C-610) se obtiene de la figura 32, para  $t_m = (top+ta)/2 = (391+35)/2 = 213$ . Los datos restantes, necesarios para el cálculo, son los referenciados para la evaluación del asbesto como aislante de la tubería.

Figura 32. Conductividad térmica de la perlita expandida vs temperatura



Los pasos son:

1. Suponemos un diámetro de aislamiento inicial igual a 0.4476 m (este es el mismo diámetro para instalación aislada con asbesto).
2. Suponemos una temperatura inicial en la superficie del aislamiento igual a la requerida para protección del personal de 333 K (60 °C.)

3. Determinamos el flujo de calor partiendo de la expresión:

$$q = \pi \times (t_{op} - t_a) / \left( \left[ \frac{1}{2 \times K_{ais}} \right] \times \ln \frac{d_a}{d_o} \times \left[ \frac{1}{h_s \times d_a} \right] \right)$$

$$q = 3.1416 \times (664 - 308) / \left( \left[ \frac{1}{2 \times 0.11} \right] \times \ln \frac{0.4476}{0.2191} \times \left[ \frac{1}{(11.84 \times 0.4476)} \right] \right) = 325.415 \text{ (W/m}^2\text{)}.$$

4. Se verifica la temperatura de superficie supuesta ( $t_{sup}$ ) del aislamiento, con la temperatura de superficie del aislamiento calculada ( $t_{sc}$ ) del punto 6. Por lo tanto:

$$t_{sc} = 664 - \left[ \frac{325.415}{2 \times 3.1416 \times 0.11} \right] \times \ln \left( \frac{0.4476}{0.2191} \right) = 327.55$$

Se determina la convergencia de la temperatura de la superficie del aislamiento, iterando con la nueva temperatura de superficie supuesta y la calculada. Los resultados obtenidos por este método son:

$$q = 324.57 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$T_{sup} = 328.42 \text{ (K)}$$

$$T_{op} = 664 \text{ (K)}$$

Como podemos observar la temperatura de la superficie está aun por debajo de la máxima recomendada (333 K), por lo tanto, podemos optimizar aún más el espesor del aislamiento.

Para esp = 4.0 in (0.1016 m), obtenemos los siguientes valores (utilizando la misma metodología anterior).

$$q = 351.14 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$T_{\text{sup}} = 330.6 \text{ (K)}$$

Para esp = 3.5 in (0.0889 m), obtenemos los siguientes valores

$$q = 384.6 \text{ (W/m}^2\text{)}$$

$$T_{\text{sup}} = 333.38 \text{ (K)}$$

El espesor de 3.5 in (0.0889 m) constituye el espesor óptimo del aislante. La eficiencia de este aislante está dada por:

1. Pérdida de calor de la tubería sin aislamiento: 1603252,76 (Btu/hr)

2. Pérdida de calor de la tubería aislada:

$$Q_2 = q * \pi * d_a * L_{\text{total}} = 384.6 * \pi * 0.3969 * (43.84 + 16.18)$$

$$Q_2 = 28783 \text{ W} = 98277.4 \text{ (Btu/hr)}$$

3. Eficiencia del aislante:  $((1603252,76 - 98277.4) / 1603252,76) * 100$

Eficiencia del aislante: 94%

Cambiar de aislamiento constituye una opción que en términos de ahorro energético es viable; proporciona un ahorro de 10876 W ( $Q_{\text{asbesto}} - Q_{\text{perlita expandida}}$ ).

## 6.2 ANÁLISIS DE LA PÉRDIDA DE EFICIENCIA ISENTRÓPICA

La comparación entre la eficiencia isentrópica de diseño y la eficiencia isentrópica actual del equipo, muestra una disminución de la capacidad de aprovechamiento de la energía térmica suministrada por el vapor. Debido a que la potencia de eje suministrada a la bomba por la turbina se mantiene prácticamente constante, el efecto de esta nueva condición se refleja en un consumo excesivo de vapor. La tabla 8, tomada del manual de operación, instalación y mantenimiento de la turbina de vapor entregado por el fabricante, incluye los posibles problemas que se pueden presentar, las causas y las soluciones a dichos problemas.

**Tabla 13. Problemas en turbinas de vapor de etapa simple**

PROBLEMAS EN LAS TURBINAS DE VAPOR DE UNA SOLA ETAPA		
PROBLEMA	QUE PUEDE SER	QUE HACER
Pérdida de potencia	Válvulas manuales de las toberas abren insuficientemente	El operador debe asegurarse que la correcta combinación de las válvulas manuales están abiertas para varias cargas
	El linealizador de vapor está obstruido	Limpia el linealizador y revisa la fuente de los materiales externos.
	Algunas toberas taponadas	Debe ser revisado con una pieza de alambre.
	La presión a la entrada es baja, o la presión a la salida es alta	En algunos casos la línea de vapor puede ser demasiado pequeña, o la caída de presión a través de las válvulas y accesorios, demasiado grande.
Consumo excesivo de vapor	Carga más grande que la realizada	La turbina puede ser cambiada en sus toberas para un incremento razonable en la potencia.
	Velocidad debajo de lo normal	Revisa la presión del vapor y la retropresión. Asegura que el gobernador está completamente abierto. Revisa si las válvulas manuales están en uso como se diseñó
	Muchas válvulas manuales de las toberas abiertas	Esta situación da una capacidad excesiva lo cual requiere estrangulamiento por la válvula de gobernación para mantener la velocidad apropiada.
	Presión de entrada del vapor baja, o la presión de salida es muy alta	Un mejor control de la caldera proporcionará la corrección de la presión de vapor. Los caballos de potencia bajan cuando la presión de salida sube sobre las condiciones de diseño
	El vapor es húmedo, o con sobrecalentamiento bajo	Ajustar las condiciones de vapor a las recomendaciones del fabricante.
	Álabes o toberas gastadas o dañadas	Toberas y/o álabes serán cambiadas o reparadas en la primera oportunidad.
Excesiva fuga por la caja de sellos	Anillos de carbón rotos o defectuosamente usado	Colocar nuevos anillos.
	Anillos de carbón obstruidos por el sucio transportado por el vapor	Los anillos estarían libres para flotar axialmente, y la cara del lado de flujo abajo del anillo debería sentar perfectamente sobre la superficie lisa y limpia al espaciador del anillo de carbón adyacente.
	Línea de salida no abierta libremente	Estar seguro de que la línea de salida de vapor de sello no puede atrapar agua y causar retropresión.
	Presión de escape excesiva	La excesiva retropresión causa fuga lo cual es una causa común de agua en el aceite lubricante.
	El compuesto usado para sellar la junta horizontal ha cubierto los anillos de carbón	Cuando se coloquen nuevamente los anillos de carbón, se debe usar un compuesto de turbosello cuidadosamente.

La norma ASME-PTC 6S report-1988 incluye un análisis similar en su capítulo 6. Adicional a los posibles efectos, y sus causas, de malfunciones incluidas en la tabla 8, la norma incluye los efectos ocasionados por los depósitos en los álabes los cuales reducen las áreas de paso del vapor e incrementan las presiones de vapor de las etapas y de la carcasa, acompañado por un declinamiento gradual del rendimiento. Para este tipo de problemas, la norma sugiere aplicar técnicas de lavado. Establece que la cantidad de depósito que puede reducir la eficiencia de la sección de un 1 a un 3% normalmente, causa un incremento en las presiones de las etapas de 0.25 a 0.75%.

Es importante notar, antes de realizar un análisis de la pérdida de eficiencia isentrópica en la turbina de vapor, que en las condiciones de operación en las cuales trabaja el equipo, la potencia de eje es mantenida por la bomba centrífuga que impulsa. Cuando la bomba, debido a una disminución de la capacidad de la turbina o del equipo en sí, no entrega la presión y el caudal requerido se acomodan las condiciones de operación de la turbina para alcanzar el nivel de funcionamiento requerido. Esto implicaría, en caso de una pérdida de potencia, la manipulación de las válvulas manuales de tal manera que se alcance la potencia de eje requerida.

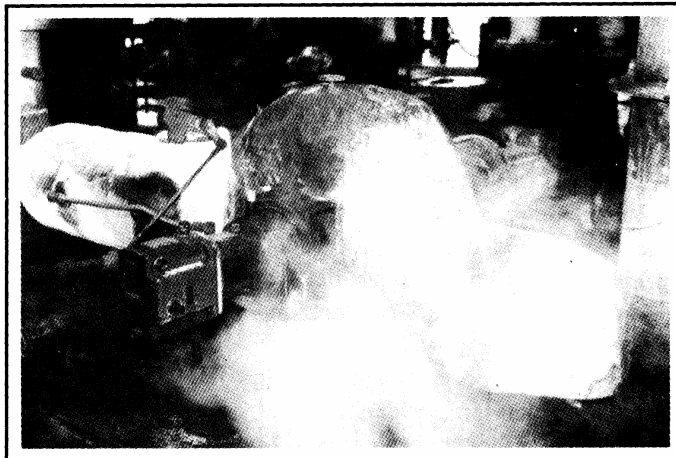
Dadas las condiciones de funcionamiento antes descritas, en últimas, todos los efectos de las malfunciones intrínsecas se ven reflejados en el aumento del consumo de vapor. Es decir, las acciones emprendidas para mantener la potencia de eje, en caso de que ésta decaiga, y el aumento de la cantidad de vapor que se fuga del equipo, ocasionan un mayor consumo de vapor, aunque por distintas razones.

En la condición actual de operación de la turbina de vapor, sin la apertura de las válvulas manuales, el equipo entrega una potencia de 1002 HP, la cual es aproximadamente igual a la que el equipo puede entregar en su condición de diseño. Se puede entonces decir, para efectos prácticos, que la potencia de eje se conserva.

Con respecto, a la excesiva fuga de la caja de sellos, en este equipo, los efectos pueden considerarse mínimos teniendo en cuenta que fallas similares en otras turbinas de vapor que requieren una atención especial, tal y como se muestra en la figura 33. Sin embargo, es importante decir que para turbinas con ruedas de impulso, la pérdida relativa de potencia por cada 25  $\mu\text{m}$  de incremento sobre un claro de diseño de 600  $\mu\text{m}$  es de 15 a 25 kW (Cotton, 1993)

Muestras de aceite tomadas del equipo en operación, mostraban un contenido mínimo de agua en el aceite, lo que refleja una falla en los sellos de carbón, aunque no muy pronunciada.

**Figura 33. Gran cantidad de vapor en las caras de las cajas de empaques.**



En entrevista llevada a cabo con el personal de mantenimiento, se supo que las fallas más frecuentes en turbinas de vapor dentro de la Gerencia Complejo Barrancabermeja lo constituye el rayado de los ejes y por ende, el rayado de los sellos de carbón debido al mal tratamiento térmico que hacen sobre los primeros. Esta falla se manifiesta tal y como aparece en la figura 33.

El cálculo de las fugas de vapor por la caja de sellos puede ser estimado usando la fórmula de Martin<sup>24</sup>:

$$F = 25KA \sqrt{\frac{1 - (P_2 / P_1)^2}{N - \ln(P_2 / P_1)}}$$

Donde F = es el flujo másico de la fuga por los sellos (lbm/hr)

K = Factor que depende del tipo de sello (ver figura 34)

A = Área de fuga en in<sup>2</sup> = η(diámetro del sello, in) (claro, in)

P<sub>1</sub> = Presión inicial en los sellos (psia)

P<sub>2</sub> = Presión inicial en los sellos (psia)

N = número de dientes estacionarios del sello.

Existen, entonces, dos flujos de fuga de vapor por sellos, uno del lado de alta presión y otro del lado de baja presión. Tal y como se dijo antes, la función de los sellos es evitar que el vapor se fugue, ya sea por la presión de vacío o por la excesiva sobrepresión. Por lo tanto, la presión P<sub>1</sub> se tomará igual a la presión de salida. P<sub>2</sub> está dado por la presión atmosférica. Los valores para el diámetro del sello y el claro están dados por Diám. Sello = (diam. Eje + 2\*claro). Se toma como medida aproximada los valores dados por el fabricante del equipo

---

<sup>24</sup> "Artículo sobre fugas de vapor a través de los pistones Dummy" por H.M. Martin. Enginnering.

Para  $P_1 = 46.7$  psia,  $P_2 = 14.7$  psia,  $K = 70$  (de la figura 34),  $A = (3.52) (0.01) = 0.0352$  y  $N = 5$  (sellos por cada lado).

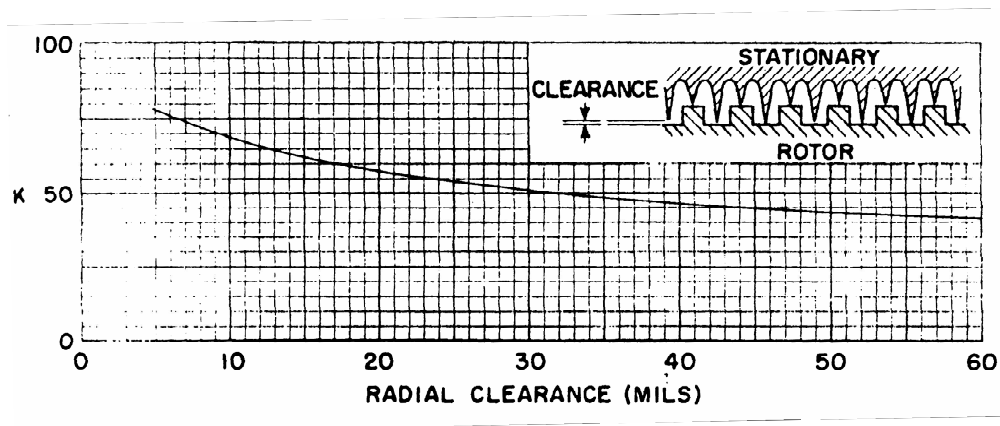
$$F = 25 * 70 * 0.0352 \sqrt{\frac{1 - (14.7 / 46.7)^2}{5 - \ln(14.7 / 46.7)}} = 20.55$$

Para un claro de 0.06 (máximo valor en la figura 34); donde  $A = 3.62 * 0.06 = 0.2172$ ,  $K = 42$ . Conservando los demás valores iguales al cálculo anterior, tenemos.

$$F = 25 * 42 * 0.2172 \sqrt{\frac{1 - (14.7 / 46.7)^2}{5 - \ln(14.7 / 46.7)}} = 87.25 \text{ lbm/hr}$$

Como se puede ver, para las condiciones dadas, el flujo de vapor de pérdidas en sellos (lbm/hr) es bajo, y comparado con las condiciones de operación del equipo, no representan un factor importante de consideración.

Figura 34. Coeficiente de sellos para alta presión



Para la evaluación del excesivo consumo de vapor, es necesario anotar que las pruebas realizadas en el equipo, muestran el efecto global de cada una de las posibles malfunciones intrínsecas sin identificar una en específica.

Esto es debido a que las mediciones hechas, fueron limitadas por las facilidades suministradas y por los intereses de la organización que priman ante todo. Sin embargo, datos complementarios sobre la operación y el mantenimiento del equipo pueden mostrar la presencia anomalías.

Como ya se dijo antes, el equipo se mantiene la mayor parte del tiempo rotando a una velocidad mínima. En esta condición, una válvula de control disminuye la presión de entrada del vapor y restringe el flujo hacia la turbina. Los manómetros instalados en la tubería de entrada y la tubería de salida del equipo muestran presiones de 50 psig y 26 psig, respectivamente.

Se puede deducir, teniendo en cuenta el funcionamiento de una turbina de vapor de impulso (de una sola etapa) mostrado en la figura 34, que la diferencia entre la lectura correspondiente a la presión de salida tomada al momento de la prueba (32 psig) y la lectura tomada con el equipo rotando disponible, no es establecida por la instalación de vapor corriente abajo, sino que se debe a la disminución de la caída de presión proporcionada por las toberas. Si el área de las toberas incrementa debido a partículas sólidas u otro tipo de erosión el flujo también incrementa para las mismas condiciones de entrada del vapor y la misma apertura de la válvula del gobernador. A medida que el flujo incrementa, la presión de salida de la etapa incrementa, ocasionando que la caída de presión sea menor. Con válvulas completamente abiertas, un 1% de cambio en el cambio en el área de la tobera permite sólo una pequeña fracción de un 1% de cambio en el flujo<sup>25</sup>.

---

<sup>25</sup> Tomado de la Norma ASME-PTC 6S Report-1988

De hecho, el aumento de flujo debido a la disminución de la temperatura de entrada fue un factor, que probablemente aceleró la erosión de las toberas. El aumento de la presión de entrada del vapor desde la lectura de diseño (405 psig) y la lectura actual (410 psig) tendría su origen en el aumento en la caída de presión ocasionada por el aumento del flujo de vapor. El flujo de vapor en el estado de operación actual causa una mayor caída de presión a través del linealizador, la válvula del gobernador y la válvula de disparo, razón por la cual aumenta la presión de entrada del vapor.

Para estimar el efecto del cambio del área en la eficiencia isentrópica y el consumo de vapor, aproximamos la presión de entrada del vapor a la presión de entrada a las toberas, considerando despreciable las caídas de presión a través del linealizador, la válvula del gobernador y la válvula de disparo. Esta presión hace parte de los valores requeridos para la obtención del término  $(C_q * A_n)$  requerido para el análisis. Esta aproximación aunque no nos permita establecer con exactitud el flujo que excede el consumo de diseño, nos da una idea de que tanto ahorro se puede obtener por la solución de esta malfunción. La metodología consiste en determinar el término  $(C_q * A_n)$  para las condiciones de diseño y las condiciones actuales a partir de la ecuación 1. La expresión a utilizar es :

$$\frac{w}{3600 * \sqrt{2 * g * \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) * \left(\frac{p_1}{v_1}\right) * \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}} = C_q * A_n$$

Para determinar el flujo obtenido si se recupera el estado de las toberas, se reemplaza el término  $(C_q * A_n)$  de las condiciones de diseño, con los parámetros  $p_1, p_2$  y  $\gamma$  de las condiciones actuales, en la ecuación 1. Es decir, el nuevo flujo será:

$$w = C_q * A_n * 3600 * \sqrt{2 * g * \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right) * \left(\frac{p_1}{v_1}\right) * \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]}$$

Donde  $\gamma$  se obtiene de:

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R}$$

$C_p$  se obtiene de la tabla A.6 de Transferencia de calor de J.P.Hollman para la temperatura requerida.

**Tabla 14. Datos para determinar el efecto del cambio del área de las toberas en el consumo de vapor**

Condición de diseño <sup>26</sup>		Condición actual	
Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Presión del vapor a la entrada	419.7 (psia)	Presión del vapor a la entrada	424.7 (psia)
Temperatura de entrada del vapor	720 °F (382 °C)	Temperatura de entrada del vapor	656 °F (347 °C)
Volumen específico del vapor a la entrada	47.39 (ft <sup>3</sup> /lbm)	Volumen específico del vapor a la entrada	45.56 (ft <sup>3</sup> /lbm)
Calor específico del vapor de entrada	2.056 (kJ/kg K)	Calor específico del vapor de entrada	2.041 (kJ/kg K)
Presión de salida del vapor	39.7 (psia)	Presión de salida del vapor	46.7 (psia)

Para las condiciones de diseño

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} = \frac{2.056}{2.056 - 0.462} = 1.2898$$

<sup>26</sup> Ver anexo A.

$$(C_q * A_n)_D = \frac{20310}{3600 * \sqrt{2 * 9.7808 * \left(\frac{1.2898}{1.2898-1}\right) * \left(\frac{419.7}{47.39}\right) * \left[\left(\frac{39.7}{419.7}\right)^{\frac{2}{1.2898}} - \left(\frac{39.7}{419.7}\right)^{\frac{1.2898+1}{1.2898}}\right]}} = 1.97$$

$$\gamma = \frac{C_p}{C_p - R} = \frac{2.041}{2.041 - 0.462} = 1.2926$$

$$(C_q * A_n)_A = \frac{27780}{3600 * \sqrt{2 * 9.7808 * \left(\frac{1.2926}{1.2926-1}\right) * \left(\frac{424.7}{45.56}\right) * \left[\left(\frac{46.7}{424.7}\right)^{\frac{2}{1.2926}} - \left(\frac{46.7}{424.7}\right)^{\frac{1.2926+1}{1.2926}}\right]}} = 2.39$$

$$w = 1.97 * 3600 * \sqrt{2 * 9.7808 * \left(\frac{1.2926}{1.2926-1}\right) * \left(\frac{424.7}{45.56}\right) * \left[\left(\frac{46.7}{424.7}\right)^{\frac{2}{1.2926}} - \left(\frac{46.7}{424.7}\right)^{\frac{1.2926+1}{1.2926}}\right]}} = 22879$$

Tal como se muestra en los cálculos tipo el nuevo flujo de vapor, luego de recuperada la condición de diseño de las toberas es 22879 lbm/hr. Con respecto al consumo actual, recuperar esta condición representa una disminución del consumo de vapor en 4900 lbm/hr. Aunque este no sea el flujo ahorrado, nos demuestra que el efecto del cambio de área sobre el consumo de vapor del equipo es bastante apreciable. Hay que tenerse en cuenta que este ahorro se logra manteniendo las condiciones de operación actuales.

La eficiencia también se ve afectada por este consumo diferencial. Para el cálculo del mejoramiento en la eficiencia se utiliza la expresión

$$\eta_{iso} = \frac{Pot_{eje} / \omega}{h_{ent} - h_{iso}}$$

Por lo tanto, para una  $Pot_{eje} = 952 \text{ BHP} = 710 \text{ kW}$ ,  $w = 22879 \text{ lbm/hr} = 2.88 \text{ kg/s}$  y un  $\Delta h = h_{ent} - h_{iso} = 3112.1 - 2638.565 = 473.535 \text{ kJ/kg}$ , se obtiene una eficiencia de:

$$\eta_{iso} = \frac{710/2.88}{473.535} * 100 = 52\%$$

La recuperación del área de las toberas erosionadas por el uso y el aumento de flujo produciría un aumento en la capacidad de aprovechamiento de la energía térmica de aproximadamente 10 puntos porcentuales en la eficiencia isentrópica de la etapa ponga a disposición.

## 7. EVALUACIÓN ECONÓMICA DE LAS RECOMENDACIONES TÉCNICAS

Del análisis hecho en el capítulo anterior, se puede concluir que existen dos acciones concretas que generan ahorro de energía:

1. Conducir la temperatura de entrada del vapor dentro del rango de condiciones de garantía suministradas por el fabricante. Esta acción requiere un mejoramiento de la eficiencia del aislante.
2. Recuperación de la condición de diseño de las toberas, cambio de sellos de carbón (se encuentran con una holgura que aunque no es representativa, amerita un cambio antes de que llegue a condición crítica). En términos generales, se requiere una recuperación de la condición del equipo.

El primer paso para recomendar acciones de mejora que conlleven al ahorro de energía y que sean económicamente viables es determinar el valor en dinero de la energía que se pierde en la condición actual debido a las malfunciones.

Conociendo el calor perdido (o por recuperar), ya que este calor constituye parte de la energía que se utiliza para producir el vapor, el valor en dinero (costo) aproximado de esta energía está dada por:

$$\lambda = \frac{Q * \kappa_{\text{fuel}} * T}{\eta_{\text{Boiler}}}$$

Donde  $\lambda^{27}$  = Es el costo de la energía en US\$(dólares)/año

---

<sup>27</sup> Steam System Survey Guide. OAK Ridge Nacional Laboratory

$Q$  = Calor perdido (o pr recuperar) en MMBTU/hr

$T$  = Tiempo de servicio de la instalación o el equipo (hr/año)

$\kappa_{\text{fuel}}$  = costo del combustible en US\$(dólares)/MMBTU,

Suministrado a la caldera.

$\eta_{\text{Boiler}}$  = Eficiencia de la caldera

Para determinar el valor del flujo de vapor perdido (o por recuperar) se debe primero conocer el costo del vapor (US\$/klb). Este primer paso implica realizar un análisis de costo marginal sobre la producción del vapor que utiliza el equipo (turbina de vapor objeto del estudio).

## 7.1 DETERMINACIÓN DEL COSTO DEL VAPOR PRODUCIDO

Los costos de los servicios industriales se calculan como costos marginales. Una unidad de costo marginal es definida (Humpreys and Wellman, 1981) como el costo de una unidad adicional de producción, actividad o servicio. Esto significa que:

- Sólo serán tenidos en cuenta los costos variables (costo de combustible, la electricidad, los químicos y el agua) y excluye, por ejemplo, la mano de obra y el mantenimiento (excepto cuando estos hacen parte del uso).
- Estos costos están basados en valores marginales de los combustibles internos (gas combustible y combustóleo) y de la electricidad.

Los costos de los servicios industriales están expresados en US\$ por unidad (MWh, ton, Klb, tonSRF, Nm<sup>3</sup>, sfc, etc.)

El costo de los servicios industriales se calcula a partir de la estructura del proceso, desde la fuente (aire, agua, electricidad) y agregando los costos variables (bombeo, calentamiento, químicos). Cuando algún consumo propio tiene lugar (el servicio de agua, por ejemplo) esto aumentará el costo de los servicios.

El precio de los servicios está influenciado por la forma en que ellos son producidos y por el balance general de productores-consumidores.

El cálculo de los costos es iterativo porque muchos de ellos están relacionados con otros, como es el caso del agua desaireada, el cual depende del costo del vapor de baja presión, el costo del vapor de alta, depende del agua desaireada,...

**7.1.1 Vapor de alta presión-VAP (600 psig/41.4 barg en Ubal, 425 psig/27.6 barg, 750° en refinería).** El costo marginal del vapor de alta presión (VAP) está formado por el costo marginal del agua desaireada (agua de alimentación de calderas, BFW) más el costo de combustible quemado en las calderas. Además, el costo de la electricidad y los químicos requeridos. El consumo específico de combustible se calcula utilizando el promedio de la eficiencia de las calderas (en LHV): 88%, en Ubal (Unidad de balance) y 84.5%, en Refinería. El precio marginal del vapor de alta presión VAP, incluye los siguientes aspectos:

- Combustible.
- Tasa de purga: 5%
- Electricidad: 1.13 kWh por klb (valor típico para bombas, ventiladores de tiro forzado).

**7.1.2 Agua Desaireada (AD).** El agua desaireada es usada como agua de alimentación de calderas, y es producida del condensado, la restitución de agua desmineralizada y el vapor de baja presión (VBP). Este costo marginal incluye:

- Agua desmineralizada: 41%
- Condensado: 46.7%
- Vapor de baja presión: 13klb por cada 100 klbs de agua desaireada (por desaireador).
- Pérdidas de baja presión: 1 klb de vapor (pérdidas a través del venteo del desaireador).
- Electricidad : 0.54 kWh por klb de agua (valor típico).
- Químicos para el vapor.

Como el vapor de baja presión VBP es diferente para refinería y balance se generan dos grupos de datos

**7.1.3 Condensado (C).** El costo marginal para el condensado de vapor se establece agregando su valor del contenido calórico al precio marginal del agua desmineralizada.

El valor de este contenido calórico se obtiene de su correspondiente vapor de baja presión.

**7.1.4 Agua desmineralizada y suavizada (ADS).** El agua desmineralizada/suavizada es producida del agua clarificada a través de su tratamiento en filtros y unidades de desmineralización y suavización.

**7.1.5 Agua clarificada (AC).** El agua es tomada del río Magdalena y las ciénagas Miramar y San Silvestre y en su mayor proporción es clarificada para suministrar el agua de restitución de las torres enfriadoras, y continúa con etapas para la producción de agua desmineralizada y potable. Los costos marginales aplicables en esta etapa son los correspondientes al bombeo y los químicos. Los costos del agua clarificada son 0.0053 US\$/ton.

**7.1.6 Vapor de baja presión XVBP (50 psi/3.45 barg, saturado).** El vapor de este nivel de presión es producido en las áreas de proceso, en la contrapresión de vapor de alta presión (VAP) o de media (MP) en turbinas de vapor y generadores de vapor. Marginalmente, este vapor XVBP es venteadado en refinería y por lo tanto no tiene valor. En la unidad de balance este vapor es degradado a vapor VBP, luego entonces su valor es igual a este.

Para una bomba accionada con una turbina con vapor de alta presión y exhosto a 50psi (VAP-XVBP), la electricidad equivalente será igual a 26.4 kWh por klb de vapor de VAP (eficiencia isentrópica de la turbina: 40%, factor de potencia eléctrica de la bomba: 90%).

**7.1.7 Vapor de baja presión VBP (25 psig/1.6 barg, saturado).** El exceso de vapor en refinería es venteadado, luego su valor marginal es igual a cero. El exceso en Ubal puede ser condensado en su mayoría, luego su valor marginal es igual al condensado.

**7.1.8 Precio marginal del combustible (PC).** El principal elemento del costo de los servicios industriales es el combustible (el costo del agua es muy bajo).

El combustible marginal en Barrancabermeja es el gas natural (NG). la gerencia del complejo industrial fija su valor en US\$ por MMBtuh. Por ejemplo, 95.6 US\$ por tonSRF (Standard Refinery Fuel, el cual tiene un poder calorífico bajo – LHV -Low Heating Value- de 9673 tonCal/tonSRF).

Este valor relativamente alto refleja la expectativa de precio del mercado en el futuro cercano.

**7.1.9 Costo marginal de la electricidad (E).** La refinería de Barrancabermeja se beneficia del contrato de electricidad de ECOPETROL, el cual establece un costo marginal actual de la energía comprada (o importada) de 140\$Co(pesos colombianos) /kWh (61.7 US\$/MWh). Este precio es indexado y es mucho más alto que la electricidad generada por el complejo industrial (el complejo tiene mayor capacidad de generación que la demanda interna).

Por lo anterior, el precio marginal de la electricidad es de 34 US\$/MWh. Lo cual representa el costo marginal del vapor de alta requerido (menos el vapor del condensado) para producir 1MWh de electricidad por condensación en los turbogeneradores TG901/902/903. Como valor promedio de desempeño vapor/electricidad se ha tomado 175 kWh/ton (una eficiencia isentrópica de la turbina de 62%).

**7.1.10 Cálculo del costo del vapor en US\$/Klb.** Este se calcula usando las siguientes expresiones:

$$VAP \left[ \frac{US\$}{klb} \right] = \frac{VAP' \left[ \frac{US\$}{t} \right]}{2.205} \quad (1)$$

$$VAP \left[ \frac{US\$}{t} \right] = PC \left[ \frac{US\$}{tSRF} \right] * 0.0751 + \frac{AD \left[ \frac{US\$}{t} \right]}{0.95} + \frac{2.5 * E \left[ \frac{US\$}{MWh} \right]}{1000} \quad (2)$$

$$PC \left[ \frac{US\$}{tSRF} \right] = \frac{PC \left[ \frac{US\$}{MMBtuLHV} \right] * 9673 * 3.968}{1000} \quad (3)$$

$$AD \left[ \frac{US\$}{t} \right] = 41\% * ADS \left[ \frac{US\$}{t} \right] + 46.7\% * C \left[ \frac{US\$}{t} \right] + 13.7\% * VBP \left[ \frac{US\$}{t} \right] + \frac{0.15 * E \left[ \frac{US\$}{MWh} \right]}{125} + Q \left[ \frac{US\$}{t} \right] \quad (4)$$

$$E \left[ \frac{US\$}{MWh} \right] = \frac{VAP \left[ \frac{US\$}{t} \right] - C \left[ \frac{US\$}{t} \right]}{0.2187} \quad (5) \quad ADS \left[ \frac{US\$}{t} \right] = ADS' \left[ \frac{US\$}{klb} \right] * 2.204 \quad (6)$$

$$ADS' \left[ \frac{US\$}{klb} \right] = ADS' \left[ \frac{US\$}{kGal} \right] * 0.11987 \quad (7) \quad ADS' \left[ \frac{US\$}{kGal} \right] = \frac{G[Co\$]}{Vol[kGal] * TRM \left[ \frac{Co\$}{US\$} \right]} \quad (8)$$

$$C \left[ \frac{US\$}{t} \right] = ADS \left[ \frac{US\$}{t} \right] + \frac{36 * VBP \left[ \frac{US\$}{t} \right]}{650} \quad (9) \quad Q \left[ \frac{US\$}{t} \right] = \frac{CAQ \left[ \frac{US\$}{año} \right]}{MV \left[ \frac{kt}{año} \right]} \quad (10)$$

$$CAQ \left[ \frac{US\$}{año} \right] = \frac{GQ[Co\$]}{TRM \left[ \frac{Co\$}{US\$} \right]} \quad (11) \quad MV \left[ \frac{kt}{año} \right] = \frac{MV'[klb]}{2.204 * 1000} \quad (12)$$

Los datos de entrada para el cálculo del vapor en refinería son suministrados por el departamento de contabilidad, según los reportes de gastos que cada planta le entrega mensualmente. Estos datos incluyen:

- Precio marginal del combustible (PC).
- Presupuesto gastado para tratamiento del agua de calderas (G).
- Presupuesto gastado para la generación de vapor (Compra de químicos)-CQ.

- Volumen de carga de suministros para aguas de calderas (Vol).
- Insumos para calderas (MV).
- Tasa representativa del mercado (TRM).

En la tabla 4.1 se muestran los valores de las variables de entrada y el resultado de los cálculos iterativos.

**Tabla 15. Costo del vapor de 425 psig**

<b>INFORMACIÓN DE ENTRADA</b>		
<b>VARIABLE</b>	<b>VALOR</b>	<b>UNIDAD</b>
Precio marginal del combustible (PC)	3.91	US\$/MMBtu LVH
Presupuesto gastado para tratamiento del agua de calderas (G)	1.321.450.368	Col\$
Presupuesto gastado para la generación de vapor (Compra de químicos)-CQ	527.939.934	Col\$
Volumen de carga de aguas para calderas (Vol)	1033713	kGal
Insumos para calderas (MV)	13034743	Klb
Tasa representativa del mercado (TRM)	2400	Col\$/US\$
<b>COSTO ESTIMADO DEL VAPOR</b>		
Costo maginal del vapor generado en el cabezal de 425 psig	5.27	US\$/klb

Basados en el precio del vapor de alta presión en el área de refinería, calculado en la tabla 6, y los ahorros en el consumo de vapor obtenidos por la recuperación del valor de la temperatura del vapor a la entrada de la turbina (dentro de las condiciones de garantía dadas por el fabricante), podemos estimar el ahorro en dinero que se puede obtener si las acciones correctivas de la condición actual son llevadas a cabo.

Es importante, igualmente, para la determinación del ahorro en US\$, fijar el tiempo de operación del equipo (en horas). Con respecto a este último punto, Los registros de operación del año inmediatamente anterior (2004), muestran que la turbina estuvo cerca a las 8000 horas de operación, dados los problemas de confiabilidad eléctrica. Sin embargo, en su operación normal, el tiempo de operación se reduce a 2280 horas, teniendo en cuenta el tiempo promedio anual que los motores eléctricos son sometidos a mantenimiento y/o reparación e imprevistos. Por tal razón, el tiempo de operación base del equipo, usado para el cálculo del ahorro en US\$ por la implementación de las acciones que permitan mejorar las malfunciones, se fijará en 2300 horas/año, para este caso.

$$\text{Ahorro} \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{año}} \right] = P \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{klb}} \right] * C \left[ \frac{\text{klb}}{\text{hr}} \right] * t \left[ \frac{\text{hr}}{\text{año}} \right]$$

P = precio del vapor  
 C = Consumo adicional de vapor del equipo debido a la malfunción específica  
 t = tiempo de operación del equipo

## 7.2 CÁLCULO DE LOS AHORROS ESTIMADOS

### 7.2.1 Recomendación 1: Cambio de material aislante de la instalación de vapor.

Esta recomendación, basada en el análisis de los resultados de las pruebas, proporcionan un ahorro en términos de calor transferido a través del aislamiento de 10876 W (37135.3 BTU/hr) y en términos de consumo de vapor 1265 lbm/hr. Con base en los datos de la tabla 6, encontramos que:

$$\lambda = \frac{37135.3 * 10^{-6} * 3.91 * 8760}{0.845} = 1505 \text{US\$ / año}$$

$$\text{Ahorro} \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{año}} \right] = 5.27 \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{klb}} \right] * 1.265 \left[ \frac{\text{klb}}{\text{hr}} \right] * 2300 \left[ \frac{\text{hr}}{\text{año}} \right] = 15333$$

Para determinar si esta recomendación es rentable se debe evaluar el costo de la implementación. Para este fin ECOPETROL S.A. establece en sus tarifas de contratación los valores destinados para cada una de las actividades que implique el cambio de material aislante. Los principales costos de montaje e instalación del aislamiento, se encuentran en la tabla 16.

**Tabla 16. Costos del cambio de material aislante en instalación local de suministro de vapor<sup>28</sup>**

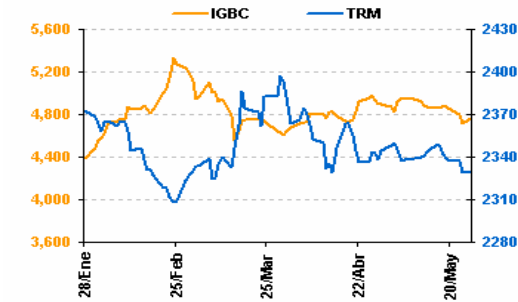
Actividad o Material	Costo (\$COL)	unidad	cantidad	Subtotal (\$COL)
Desmantelamiento de aislamiento para tubería (foil+tableta). Incluye disposición final de desechos	21035	M <sup>2</sup>	43.1	906305
Suministro e instalación de aislamiento con perlita expandida y foil de aluminio en tuberías para diámetro de 8" y espesor de 2"	226506	ML	60	13596249
Suministro e instalación de aislamiento con perlita expandida y foil de aluminio en tuberías para diámetro de 8" y espesor de 1/2"	187762	ML	60	11265720
<b>TOTAL</b>				<b>25768274</b>

---

<sup>28</sup> Sistema de precios unitarios: En dicha tarifa se encuentran comprendidos todos los costos directos e indirectos, incluidos en el suministro de equipos, herramientas, materiales consumibles y elementos que resulten necesarios, gastos de personal. A.I.U. del 25% (Administración=12%, Imprevistos= 5%, y Utilidad = 8%)

Con base en la tendencia del costo del dólar frente al peso colombiano, mostrado en la figura 35, se asume una TRM promedio de 2400 COL\$/US\$. De esta manera, la inversión inicial alcanza el monto de US\$ 10919.

**Figura 35. Comportamiento de la TRM**



Fuente: Bloomberg

Si los recursos en dólares provenientes de los ahorros de energía, fuesen obtenidos como capital el día de hoy las ganancias netas de la implementación de la mejora serían de US\$ 5919 (US\$15333+US\$1505-US\$10919). Sin embargo, dado la cantidad de dólares obtenidos por los ahorros de energía se contabilizan al final del año de implementación, la ganancias netas son menores a las estimadas anteriormente.

Con respecto al último punto, para una tasa mínima de oportunidad del 8% anual (incluida en las tablas de contratación como utilidad esperada) el tiempo de retorno de la inversión, está dado por:

$$F = P * (1+i)^n$$

Donde F es la cantidad equivalente de dinero que representa el costo presente (P) de la inversión, en un tiempo n a una tasa de interés de i (%/n). Es decir, para el caso en cuestión:

$$P = 25\,768.274$$

$i = 0.08$  (8% anual)

$n =$  años

$$F = 25768274 * (1 + 0.08)^1 = 27829735$$

Por lo tanto, al término de un año, la inversión realizada hoy, representa Col US\$ 27829735 (US\$ 11596, para una TRM<sub>promedioanual</sub> de 2400 US\$/COL\$). Este resultado nos muestra que se puede recuperar la inversión en menos de un año por cuenta de los ahorros obtenidos debido al cambio del material aislante. Teniendo en cuenta que el tiempo de vida útil promedio de un aislante está por el orden de los 15 años<sup>29</sup>, esta acción de mejora proporciona una ganancia estimada de US\$109479 ( $16838 * 8.559 - 10919 * (1 + 0.08)^{15}$ ).

El factor 8.559 se obtiene de la Figura 36 (factores de interés compuesto para un  $n = 15$  años y una tasa de interés del 8% anual)

**7.2.2 Recomendación 2: Recuperación de la condición de diseño del equipo.** El ahorro estimado de energía por la recuperación de la condición de diseño del equipo, basados en la disminución del consumo de vapor del equipo, proporciona una recuperación de capital de, aproximadamente:

$$\text{Ahorro} \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{año}} \right] = 5.27 \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{klb}} \right] * 4.9 \left[ \frac{\text{klb}}{\text{hr}} \right] * 2300 \left[ \frac{\text{hr}}{\text{año}} \right] = 59393$$

La recuperación de la condición de diseño se enfoca en la revisión y/o corrección de las toberas, el cambio de los sellos de carbón y el metalizado del eje. Sin

---

<sup>29</sup> Hydrocarbon Processing. "A new approach to...Economic insulation thickness".pág. 137. Marzo 1976.

embargo, dado que el ahorro de energía proporciona una cantidad considerable de capital recuperado, se pueden incluir otras actividades adicionales que impacten positivamente en el rendimiento del equipo (Ver Tabla 17).

La inversión requerida para la recuperación de la condición del área de las toberas, y de paso, la normalización de la fuga de vapor por sellos es de COL\$14116000 ó US\$5882.

**Tabla 17. Lista de actividades incluidas en la reparación general de la turbina<sup>30</sup>**

<b>Actividad y/o material</b>	<b>Horas – Hombre y/o cantidad de material</b>	<b>Costo estimado</b>
Elaborar ATS y llenar protocolo	2	90000
Desacoplar- verificar alineamiento	2	90000
Desconectar tuberías de vapor y enfriadores	2	90000
Retirar turbina, llevar al taller	2	90000
Instalar bridas ciegas entrada- exhosto	2	90000
Desarmar turbina, pasar a lavado	16	720000
Revisar/reparar válvulas de admisión/disparo	10	980000
Limpieza general, pintura y embalaje	12	1500000
Revisar y calibrar partes (desarmado)	10	450000
Definir alcance de los trabajos	6	2000000
Fabricar y/o recuperar partes (máquinas herramientas)	12	2250000
Armar rotor para balancear	6	270000
Balancear el rotor	4	180000

<sup>30</sup> La mayoría de las actividades son llevadas a cabo por recurso propio de ECOPETROL S.A.

Revisar partes, calibrar, armar, turbina.	40	1800000
Retirar bridas ciegas entrada/exhosto	2	90000
Transportar y montar equipo	3	135000
Anclar y alinear equipo método en reverso	8	360000
Conectar tuberías - verificar alineamiento.	4	180000
Probar turbina en vacío/disparo	4	1500000
Acoplar, instalar/anclar guarda acople	2	90000
Probar y entregar a operaciones	2	90000
Colocar aislamiento a la turbina	4	180000
Metalizado eje	12	1100000
Anillos de carbón	10	1141000
TOTAL	167 H-H y 10 unid.	14116000

**Figura 36. Factores de interés compuesto<sup>31</sup>**

---

<sup>31</sup> BLANK, Leland y TARQUIN, Anthony. Ingeniería Económica. Cuarta Edición. Mc Graw Hill. Santafé de Bogotá. 1999. pág. 701.

8%

Tabla 13 Flujo de efectivo discreto: factores de interés compuesto

8%

n	Pagos únicos		Pagos de serie uniforme			Gradiente uniforme		
	Cantidad compuesta P/F	Valor presente P/F	Fondo de amortización A/F	Cantidad compuesta F/A	Recuperación de capital A/P	Valor presente P/A	Gradiente de valor presente P/G	Gradiente de serie anual A/G
1	1.0800	0.9259	1.00000	1.0000	1.08000	0.9259		
2	1.1664	0.8573	0.48077	2.0800	0.56077	1.7833	0.8573	0.4808
3	1.2597	0.7938	0.30803	3.2464	0.38803	2.5771	2.4450	0.9487
4	1.3605	0.7350	0.22192	4.5061	0.30192	3.3121	4.6501	1.4040
5	1.4693	0.6806	0.17046	5.8666	0.25046	3.9927	7.3724	1.8465
6	1.5860	0.6307	0.12622	7.3350	0.21622	4.6220	10.4934	2.2165
7	1.7138	0.5835	0.11207	8.9228	0.19207	5.2064	14.0242	2.6937
8	1.8509	0.5403	0.09401	10.6366	0.17401	5.7466	17.8061	3.0985
9	1.9990	0.5002	0.08008	12.4876	0.16008	6.2469	21.8081	3.4910
10	2.1589	0.4632	0.06903	14.4866	0.14903	6.7101	25.9768	3.8713
11	2.3316	0.4289	0.06008	16.6455	0.14008	7.1390	30.2557	4.2395
12	2.5182	0.3971	0.05270	18.9771	0.13270	7.5361	34.6339	4.5957
13	2.7196	0.3677	0.04652	21.4953	0.12652	7.9038	39.0463	4.9402
14	2.9372	0.3405	0.04130	24.2149	0.12130	8.2442	43.4723	5.2731
15	3.1722	0.3152	0.03683	27.1521	0.11683	8.5595	47.8857	5.5945
16	3.4259	0.2919	0.03298	30.3243	0.11298	8.8514	52.2640	5.9046
17	3.7000	0.2703	0.02963	33.7502	0.10963	9.1216	56.5883	6.2037
18	3.9960	0.2502	0.02670	37.4502	0.10670	9.3719	60.8426	6.4920
19	4.3157	0.2317	0.02413	41.4463	0.10413	9.6036	65.0134	6.7697
20	4.6610	0.2145	0.02185	45.7620	0.10185	9.8181	69.0898	7.0369
21	5.0338	0.1987	0.01983	50.4229	0.09983	10.0168	73.0629	7.2940
22	5.4365	0.1839	0.01803	55.4568	0.09803	10.2007	76.9257	7.5412
23	5.8715	0.1703	0.01642	60.8933	0.09642	10.3711	80.6726	7.7786
24	6.3412	0.1577	0.01498	66.7648	0.09498	10.5288	84.2997	8.0066
25	6.8485	0.1460	0.01368	73.1059	0.09368	10.6748	87.8041	8.2254
26	7.3964	0.1352	0.01251	79.9544	0.09251	10.8100	91.1842	8.4352
27	7.9881	0.1252	0.01145	87.3508	0.09145	10.9352	94.4390	8.6363
28	8.6271	0.1159	0.01049	95.3388	0.09049	11.0511	97.5687	8.8289
29	9.3173	0.1073	0.00962	103.9659	0.08962	11.1584	100.5738	9.0133
30	10.0627	0.0994	0.00883	113.2832	0.08883	11.2578	103.4558	9.1897
31	10.8677	0.0920	0.00811	123.3459	0.08811	11.3498	106.2163	9.3584
32	11.7371	0.0852	0.00745	134.2135	0.08745	11.4350	108.8575	9.5197
33	12.6760	0.0789	0.00685	145.9506	0.08685	11.5139	111.3819	9.6737
34	13.6901	0.0730	0.00630	158.6267	0.08630	11.5869	113.7924	9.8208
35	14.7853	0.0676	0.00580	172.3168	0.08580	11.6546	116.0920	9.9611
40	21.7245	0.0460	0.00386	259.0565	0.08386	11.9246	126.0422	10.5699
45	31.9204	0.0313	0.00259	386.5056	0.08259	12.1084	133.7331	11.0447
50	46.9016	0.0213	0.00174	573.7702	0.08174	12.2335	139.5928	11.4107
55	68.9139	0.0145	0.00118	848.9232	0.08118	12.3186	144.0065	11.6902
60	101.2371	0.0099	0.00080	1253.21	0.08080	12.3766	147.3000	11.9015
65	148.7798	0.0067	0.00054	1847.25	0.08054	12.4160	149.7387	12.0602
70	218.6064	0.0046	0.00037	2720.08	0.08037	12.4428	151.5326	12.1783
75	321.2045	0.0031	0.00025	4002.56	0.08025	12.4611	152.8448	12.2658
80	471.9548	0.0021	0.00017	5886.94	0.08017	12.4735	153.8001	12.3301
85	693.4565	0.0014	0.00012	8655.71	0.08012	12.4820	154.4923	12.3772
90	1018.92	0.0010	0.00008	12724	0.08008	12.4877	154.9925	12.4116
95	1497.12	0.0007	0.00005	18702	0.08005	12.4917	155.3524	12.4365
96	1616.89	0.0006	0.00005	20199	0.08005	12.4923	155.4112	12.4406
98	1885.94	0.0005	0.00004	23562	0.08004	12.4934	155.5176	12.4480
100	2199.76	0.0005	0.00004	27485	0.08004	12.4943	155.6107	12.4545

Para:

$P = \text{US\$ } 5882$

$i = 0.08$  (8% anual)

$n = \text{años}$

$$F = 5882 * (1 + 0.08)^1 = 6352$$

Por lo tanto, al término de un año, la inversión realizada hoy, representa US\$ 6352. Este resultado nos muestra, igual que para la recomendación 1, que se puede recuperar la inversión en menos de un año por cuenta de los ahorros obtenidos debido a la recuperación de la condición del área de las toberas, y de paso, la normalización de la fuga de vapor por sellos.

Esto representa una opción viable, dado que representa un capital adicional respecto a los gastos corrientes de mantenimiento y operación.

## CONCLUSIONES

- El método propuesto por la Norma ASME-PTC 6S Report-1988, proporciona una manera sencilla, económica y flexible para evaluar el rendimiento global de las etapas de las turbinas de vapor con salida de vapor sobrecalentado y sin extracción. Sin embargo, el máximo aprovechamiento de la metodología se logra cuando el rendimiento de la turbina de vapor en estudio se monitorea en intervalos de tiempo seguidos o en forma continua, de tal manera que cualquier variación de las condiciones por fuera de las condiciones de garantía que ofrece el fabricante pueda ser detectada a tiempo, estableciendo, de esta manera, el momento propicio para sacar fuera de servicio el equipo y/o programar su mantenimiento.
- El ahorro de energía a nivel industrial constituye una forma de inversión de capital que toda empresa debe incluir en sus políticas de funcionamiento, previo estudio de los beneficios económicos y operacionales que se pueden obtener.
- Dados los resultados del caso base, se concluye que se justifica un programa de mejoramiento en el consumo de vapor en turbinas de vapor que se clasifican en el grupo objeto del estudio (turbinas de vapor no condensantes y sin extracción), teniendo en cuenta que el equipo en el cual se llevó a cabo las pruebas mostró un consumo excesivo y es uno de los que mejor condición física posee (fuga mínima y poco representativa por sellos, buen aislamiento, se encuentra protegida bajo techo, etc), condición que no comparten la mayoría de los equipos homólogos. Por lo tanto, se espera que los otros equipos presenten una condición peor con respecto a la de su

diseño. Además hay que tener en cuenta, que el complejo industrial tiene una mayor capacidad de suministro de vapor que la que requiere, haciendo, para este caso, mucho más barata, para condiciones de operación óptima, la energía que proveen los sistemas de vapor que otros tipos de energía como la eléctrica; la cual adquieren de fuentes externas, por lo cual se prevee que estas turbinas de vapor estarán en servicio un largo tiempo, y quizás con mayor severidad. Por lo tanto, bajo la premisa de que el ahorro energético también es una inversión, se hace urgente un programa de optimización que sienta sus bases en la ley, siempre vigente, “lo que no se mide, no se puede controlar, ni mejorar”.

- Nada se hace si se determina la magnitud del ahorro energético, o el mejoramiento en términos de energía, que provee la solución de una anomalía, si no se halla su equivalente económico, y más aún; si, después de hallar su equivalente económico, no se determina si la solución es viable, es decir, una inversión rentable. Dado que el objetivo de las empresas es generar utilidades, las estrategias, producto del estudio físico de los fenómenos, deben ser guiadas bajo la luz de esta premisa. Esto plantea una relación estrecha, entre los conceptos de la física y los conceptos económicos, que todo ingeniero debe manejar, para llevar a un nivel práctico todo su potencial creativo en la solución de problemas.

## RECOMENDACIONES

- Dada la cantidad de turbinas de vapor del tipo no condensación y sin extracción que se utilizan en la industria química y petroquímica, se recomienda profundizar en los métodos para determinar el rendimiento y determinar malfunciones en estos equipos. De tal manera que se puedan mejorar los aspectos donde las metodologías tradicionales tienen falencias.
- En el desempeño profesional, el ingeniero mecánico, ha de encontrarse, en mucho de los casos, que sus propuestas deben ser evaluadas bajo la luz de los beneficios económicos que estas pueden traer. Bajo este punto de vista, desarrollar la habilidad para mostrar la bondad de las acciones que se proponen constituye una necesidad. Por lo tanto, se sugiere una profundización en los aspectos económicos como una herramienta para el mejor desempeño profesional.

## BIBLIOGRAFÍA

- ESTADOS UNIDOS. OFFICE OF INDUSTRIAL TECHNOLOGIES ENERGY EFFICIENCY AND RENEWABLE ENERGY. A sourcebook for industry Improving Steam System Performance : a sourcebook for industry. s.l. p. 1-31. (One of a series of industrial energy efficiency sourcebooks).
- ESTADOS UNIDOS. THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Guidance for Evaluation of Measurement Uncertainty in Performance Tests of Steam Turbines: ANSI/ASME PTC 6 Report-1985. New York. 2001. p. 24-36.
- ESTADOS UNIDOS. THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines : ASME PTC 6S Report-1988. New York. 2001. p. 35-52,95-102.
- HARRELL, Greg. STEAM SURVEY GUIDE. Tennessee. 2002. p. 5-14.
- ESTADOS UNIDOS. THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Guidance for Evaluation of Measurement Uncertainty in Performance Tests of Steam Turbines : ANSI/ASME PTC 6 Report-1985. New York. 2001. p. 20-35.
- ZALETA, Alejandro et al. BASES PARA EL ANÁLISIS DE “MALFUNCIONES” EN SISTEMAS TERMOMECAÑICOS. Salamanca.
- HOLMAN, J.P. Transferencia de Calor.8ª edición (1ª edición en español).Madrid.Mc Graw Hill.1998. p. 218,235-236,241,437-454.
- BLANK, Leland y TARQUIN, Anthony. Ingeniería Económica. 4ª edición. Bogotá D.C.Mc Graw Hill. 1999. p. 701.
- INSTITUTO MEXICANO DEL PETRÓLEO. Eficiencia energética en aislamientos térmicos industriales. Ciudad de Mexico.1995. 68 p.

- COMITÉ DE NORMALIZACIÓN DE PETRÓLEOS MEXICANOS Y ORGANISMOS SUBSIDIARIOS. Aislamientos térmicos para altas temperaturas en equipos recipientes y tubería superficial. Ciudad de México.2004. 57 p.
- ALBARRACÍN, Pedro. Lubricación de turbinas de vapor. 2ª edición. Barrancabermeja. ECOPETROL.2002. p. 3 – 50.
- ECOPETROL S.A. Manual de Gestión de energía y pérdidas de la GCB. Barrancabermeja. 2005. V1 65 p.
- ESTADOS UNIDOS. DRESSER-RAND. Operation & Maintenance Manual. Barrancabermeja. 1989. 30 p.
- HYDROCARBON PROCCESING. A new approach to...Economic insulation thickness. March 1976. p. 138-138.
- REGIONAL COMPRAS Y CONTRATACION DEL MAGDALENA MEDIO. Tarifas para el mantenimiento general de equipo estático (Hornos, torres, tambores, intercambiadores, tuberías de proceso) y limpieza de equipos y plantas de proceso de la GCB. Barrancabermeja. ECOPETROL. 2004. 30 p.

## ANEXOS

ANEXO A. Información sobre el equipo escogida para el estudio suministrada  
por el fabricante

TURBINE DATA SHEET

UE - 24359

Serial Number - D0680

Turbine Frame - 703 T

Number of Turbine Stages - 1 Curtis

Driven Machine - Centrifugal Pump

Turbine Rating - 1000 H. P. (746 K. W.) at 4660 R. P. M.

Turbine Rotation Viewed From Governor End of Turbine - Counterclockwise  
(28 Kg/Cm<sup>2</sup>G) (382° C)

Inlet Steam Conditions - 405 psig. at 720° F. T. T.  
(1.8 Kg/Cm<sup>2</sup>G)

Exhaust Condition - 25 psig.

	(30 Kg/Cm <sup>2</sup> G)	(399° C)	(2.5 Kg/Cm <sup>2</sup> G)
Variable Conditions - 420 psig.	-	750° F. T. T.	- 35 psig. (Maximum)
	(28 Kg/Cm <sup>2</sup> G)	(366° C)	(1.4 Kg/Cm <sup>2</sup> G)
	395 psig.	- 690° F. T. T.	- 20 psig. (Minimum)

Casing Material - Cast Steel

Shaft Packing - 5 Carbon Rings in Each Packing Case

Bearing Oil Pressure - 8 psig. (.56 Kg/Cm<sup>2</sup>G)

Lube Oil - SAE 10 (Turbine)

Emergency Overspeed Trip Setting - 5627 R. P. M.

Sentinel Warning Valve Set To Open At - 85 psig. (6 Kg/Cm<sup>2</sup>G)

Journal Bearing Information:

Shaft Bearing Journal Size -

Bearing Bore -

Steam End -  $3.000^{+.000}_{-.001}$  (76.2<sup>+.000</sup><sub>-.025</sub> mm)       $3.006^{+.001}_{-.000}$  (7.64<sup>+.025</sup><sub>-.000</sub> mm)

Exhaust End -  $3.000^{+.000}_{-.001}$  (7.62<sup>+.000</sup><sub>-.001</sub> mm)       $3.006^{+.001}_{-.000}$  (7.64<sup>+.025</sup><sub>-.000</sub> mm)

Turbine Main Journal Running Clearance: Steam End - .006" to .008" (.15mm to .20mm)  
Exhaust End - .006" to .008" (.15mm to .20mm)

Governor Valve Size - 3-1/4" (83 mm)

Speed Governor - Woodward Direct Acting TG-13

TURBINE DATA SHEET

UE - 24359

NOTE

IN ALL WOODWARD GOVERNOR APPLICATIONS IT IS ESSENTIAL TO EQUIP THE PRIME MOVER WITH A SEPARATE OVERSPEED TRIP DEVICE TO PREVENT RUNAWAY IN THE EVENT OF GOVERNOR OR GOVERNOR DRIVE FAILURE.

Governor Speed Setting - 4660 R. P. M.

Hand Speed Changer Settings: 4893 R. P. M. (Maximum)  
4194 R. P. M. (Minimum)

Exhaust Relief Valve To Start Opening at 100 psig. (7.03 Kg/Cm<sup>2</sup>G) to be fully open at 110 psig. (7.7 Kg/Cm<sup>2</sup>G) to pass 26,586 #/hr. (12.059 Kg/Hr.)

OPERATING CONDITIONS						
Horsepower	Speed RPM	Steam Conditions			Hand Valve Position	
		Inlet psig.	°F. - Exh. psig.	Steam Rate Lbs/Hp/Hr.	No. Open	No. Closed
1000	4660	405	720 - 25	20.31	0	1
1000	4660	395	690 - 35		1	0
1000	4660	420	750 - 20		0	1
1000	4660	420	750 - 35		0	1

OPERATING CONDITIONS						
K. W.	Speed RPM	Steam Conditions			Hand Valve Position	
		Inlet - Kg/Cm <sup>2</sup> G	°C - Exh. Kg/Cm <sup>2</sup> G	Steam Rate Kg/Kw/Hr.	No. Open	No. Closed
746	4660	28.47	382 - 1.76	9.21	0	1
746	4660	27.77	366 - 2.46		1	0
746	4660	29.53	399 - 1.4		0	1
746	4660	29.53	399 - 2.46		0	1

TURBINE WEIGHTS - See Outline Drawing, Figure A-1

**WARNING!** EYELET IN TURBINE CASE COVER TO BE USED FOR LIFTING TURBINE CASE COVER ONLY



## **ANEXO B. Características técnicas de la instrumentación**

# MJX-MMJ Solid Front Pressure Gauges fillable

150 mm dia  
 Corrosive atmospheres and fluids  
 Resistant to transient overpressure  
 Accuracy Class 1  
 Sealed case can be filled with a dampening fluid  
 Complies with European standard EN 837 to safety class - S1

These pressure gauges are well suited for the process industry applications including : Petrochemical, Chemical plants, Energy ...

These versions have been developed with solid baffle wall.



## Specifications (20°C)

**Pressure Ranges**  
**MJX** : From -1...0 to 0...1600 bar.  
**MMJ** : From -1...0 to 0... 600 bar.  
 (see standard graduations overleaf)  
 Can tolerate transient overpressure from + 30% up to 100 bar, and + 15% above 100 bar

### Sensing element and connection

CONNECTION MATERIAL	MJX : 1.4404 (AISI 316L) stainless steel MMJ : Monel 400
CONNECTION SHAPE	22 mm square
THREAD	G 1/2 or 1/2 NPT
SENSING	MJX :
ELEMENT MATERIAL	P ≤ 2.5 bar and P ≥ 1000 bar : 1.4404 (316L) - solid drawn tube 2.5 < P < 1000 bar : 1.4571 (316 Ti) - rolled welded tube MMJ : Monel 400
TUBE SHAPE	C tube : P < 60 bar / Helicoil tube : P ≥ 60 bar
TUBE/CONNECT. ASSEMBLY	Argon arc welded
OPERATING T°C	°C
Process fluid	- 40 to + 200
Ambient	- 40 to + 100

**Accuracy** ± 1 % F.S.  
± 2 % F.S., for 0 + 0.4 bar

**IP rating** IP 65 in accordance with EN 60529

**Case and bezelring** 1.4301 (AISI 304) stainless steel. Bayonet lock type.

**Baffle wall** 1.4301 (AISI 304) stainless steel, fixed by screws inside the case

**Window** Laminated safety glass

**Window gasket** Elastomer

**Connection block sealing** Elastomer

**Movement** Stainless steel

**Dial** Aluminium alloy.  
Black figures and line on white background.

**Pointer** Aluminium alloy, balanced. Black painted.

**Blow-out disc** Elastomer. Positioned at the top of the pressure gauge.  
Ensures pressure balance with atmosphere (EN837 - S1 standard).

## Options

### Uncoded options (have to be listed after the code number)

1.4404 (AISI 316L) stainless steel case and bezel,  
 polycarbonate or hardened glass window,  
 Micrometer adjustable pointer (P ≥ 1,6 bar)  
 Restrictor screw

We offer different types of cleanliness :  
 - oxygen service, Laboratory, Nuclear

### Overrange protection device :

**RAS 1** Accuracy ± 1 % P ≤ 600 bar.  
For overranges between 1,2 and 3 times the scale

**RAS 2** Accuracy ± 2 % P ≤ 1000 bar.  
For overranges between 1,4 and 5 times the scale

Special graduations

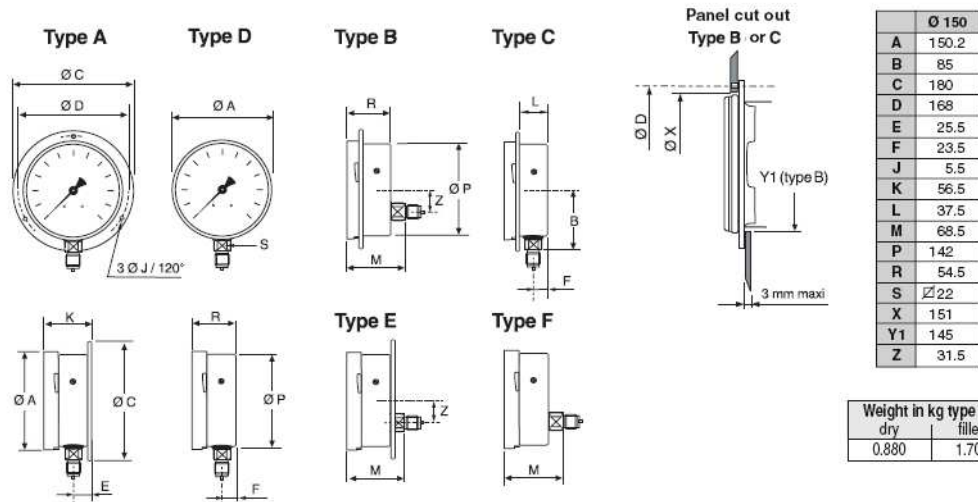
Special threads.

### Anti-vibration dampening movement :

- ranges 0+1 bar; 0+1.6 bar; 0+2.5 bar - Accuracy ±1.6 %  
 - ranges P > 2.5 bar - Accuracy ±1 %



## Dimensions (mm)



## Codification - MJX-MMJ

		Mxxxxxxx
<b>Family</b>	1' digit	M
Pressure gauges		
<b>Type</b>	2'...3' digit	JX MJ
316 SS Monel 400		
<b>Dial size</b>	4' digit	7
Ø 150 mm		
<b>Type of mounting</b>	5' digit	A B C D E F
bottom connection, back flange back connection, front flange bottom connection, front flange bottom connection back connection, back flange back connection		
<b>Hydraulic connection</b>	6' digit	2 3 5 6
G 1/4 G 1/2 1/4 NPT 1/2 NPT		
<b>Fill fluids</b>	7' digit	0 1 3 4
dry BH1 (-20° to + 70° C)** BH3 (-40° to + 100° C)** BH4 (-60° to + 100° C)** ** Except ranges 0,4 and 0,6 bar		
<b>Unit of measurement</b>	8' digit	B D F H
bar kPa kg/cm² psi		
<b>Pressure range</b>	9'...10' digit	xx
See codes in table		

### Ranges :

bar, kPa	bar		kPa		psi	
	bar	kPa	psi	psi	psi	psi
59	-1 + 0	-100 + 0	59	-307Hg + 0	0	0
72	-1 + 0,6	-100 + 60	73	-307Hg + 15	0	15
74	-1 + 1,5	-100 + 150	75	-307Hg + 30	0	30
76	-1 + 3	-100 + 300	2C	-307Hg + 60	0	60
77	-1 + 5	-100 + 500	78	-307Hg + 100	0	100
79	-1 + 9	-100 + 900	79	-307Hg + 150	0	150
81	-1 + 15	-100 + 1500	81	-307Hg + 220	0	220
82	-1 + 24	-100 + 2400	82	-307Hg + 300	0	300
11	0 + 0,4	0 + 40	11	0 + 6	0	6
12	0 + 0,6	0 + 60	13	0 + 10	0	10
15	0 + 1	0 + 100	15	0 + 15	0	15
16	0 + 1,6	0 + 160	1C	0 + 20	0	20
18	0 + 2,5	0 + 250	17	0 + 30	0	30
19	0 + 4	0 + 400	19	0 + 60	0	60
20	0 + 6	0 + 600	21	0 + 100	0	100
22	0 + 10	0 + 1000	22	0 + 160	0	160
24	0 + 16	0 + 1600	23	0 + 200	0	200
26	0 + 25	0 + 2500	25	0 + 300	0	300
27	0 + 40	0 + 4000	26	0 + 400	0	400
29	0 + 60	0 + 6000	27	0 + 600	0	600
31	0 + 100	0 + 10000	30	0 + 1000	0	1000
33	0 + 160	0 + 16000	31	0 + 1500	0	1500
35	0 + 250	0 + 25000	34	0 + 3000	0	3000
38	0 + 400	0 + 40000	38	0 + 6000	0	6000
39	0 + 600	0 + 60000	40	0 + 10000	0	10000
41	0 + 1000	0 + 100000	41	0 + 15000	0	15000
42	0 + 1600	0 + 160000	1D	0 + 20000	0	20000

Monel version (MMJ) is not available in codes 41, 42 & 1D.

### Uncoded

PNEUMATIC RECEIVER	0,2 - 1 bar 3-15 psi
0 - 10 lin.	
0 - 10 √	
0 - 100 lin.	
0 - 100 √	

UK/11-2003 This data sheet may only be reproduced in full

# MPG-MPJ Safety gauges "turrett" stainless steel

Ø 130 mm (4" 1/2 to ANSI B40.1 standard)

Polypropylene case (MPG, MPJ), optional :  
phenol case (MPE, MPF)

Accuracy  $\pm 0.5\%$  (Grade 2 A)

Unit of measurement in bar, psi, kg/cm<sup>2</sup>, kPa

Watertight, fillable with dampening liquid

Withstands corrosive fluids and atmospheres

Stainless steel (MPG, MPE) or monel tube (MPF, MPJ)

These gauges have been designed to fulfil requirements of the process industries (petrochemical, biochemical and power).

With safety in mind, they have been developed with solid front and blow-out back which will immediately release in the event of accidental tube rupture.

Watertight and fillable with dampening liquid, the gauge design includes a special compensation diaphragm which maintains accuracy by equalizing internal and atmospheric pressures.



## Specifications (20°C)

<b>Ranges</b>	MPG : from -1...0 to 0...+1600 bar MPJ : from -1...0 to 0...+600 bar See graduations below. Transient overpressure allowed : + 30 % up to 100 bar. + 15 % from 100 bar.
<b>Accuracy</b>	$\pm 0.5\%$ to ANSI B 40.1 standard (Grade 2A).
<b>Degree of protection</b>	IP 65 according EN 60529.
<b>Sensing element and connection</b>	

<b>CONNECTION MATERIAL</b>	MPG : 1.4404 (AISI 316L) stainless steel MPJ : Monel 400
<b>CONNECTION SHAPE</b>	5/8" flats
<b>THREAD</b>	1/2 NPT
<b>SENSING ELEMENT MATERIAL</b>	MPG : P $\leq$ 25 bar and P $\geq$ 1000 bar : 1.4404 (316L) - solid drawn tube 2.5 < P < 1000 bar : 1.4571 (316 Ti) - rolled welded tube MPJ : Monel 400
<b>TUBE SHAPE</b>	C tube : P < 60 bar Helicoil tube : P $\geq$ 60 bar
<b>OPERATING TEMPERATURE</b>	°C
Process fluid	-40...+200
Ambient	-40...+100

<b>Case</b>	Turrett style molded polypropylene with fiberglass With built-in solid front, finished black. Material : UL 94 VO (extinguishable).
<b>Bezelring</b>	Polypropylene reinforced with fiberglass.
<b>Window</b>	Polymethacrylate (plexiglas)
<b>Window sealing</b>	Elastomer
<b>Connection sealing</b>	Elastomer
<b>Movement</b>	Stainless steel, with zero stop and overrange stop.
<b>Dial</b>	Aluminium alloy. Black figures on white background.
<b>Pointer</b>	Aluminium alloy, painted black, micrometer adjustable.
<b>Compensating diaphragm</b>	Elastomer. With integral "O" ring.
<b>Blow-out back</b>	Polypropylene reinforced with fiberglass.
<b>Filling plug</b>	Elastomer.

## Options

### Coded options

Special graduations  
Special connections smaller than or equal to G1/2  
Phenol case (MPE/MPF) conform to DIN 16.006 (safety)  
Conforms to EN 837 (safety) with glass and plexiglas window.

### MPJ (Monel sensing element) :

Wetted parts (in contact with process fluid) made in Monel 400 according to NACE MR 01.75 recommendation (for pressures above 65 psi).  
Range - 1...0 to 0...+600 bar.  
RAS 2 system is available only.

### Uncoded options (have to be listed after the code number)

Safety laminated glass window (3 mm)  
Conforms to EN 837 (safety)

#### Overrange protection devices

RAS 1, Accuracy  $\pm 1\%$ , P  $\leq$  600 bar  
For overrange between 2 and 3 times the scale.  
RAS 2, Accuracy  $\pm 2\%$ , P  $\leq$  1000 bar  
For overrange between 4 and 5 times the scale.

#### Anti-vibration dampening movement :

Ranges 0...1 bar ; 0...1.6 bar ; 0...2.5 bar ; Accuracy  $\pm 1.6\%$   
Ranges P > 2.5 bar ; Accuracy  $\pm 1\%$

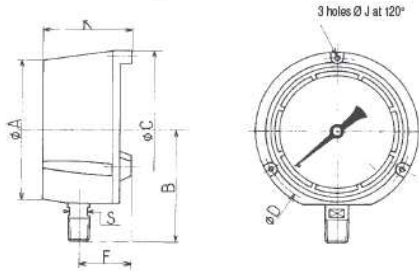
This device can, in certain cases, replace the BH version.

Cleanliness for oxygen service



## Dimensions (mm)

### Type A and D



Sizes : MPG / MPJ

Ø	A	B	C	D	F*	J	K*	S
130	129	102	148	137	38	5.6	43	15.9
4"1/2	5"5/64	4"1/64	5"53/64	5"25/64	1"1/2	7/32	2"7/8	5/8

\* Optional : phenol case MPE / MPF

Ø	F*	K*	Weight (kg)	
			Not filled	MPG/MPJ
130	42.5	79	0.90	0.68
4"1/2	1"43/64	3"7/64	1.50	1.30

coding	Ranges bar	coding	Ranges psi
59	-1 + 0	59	-30"Hg + 0
72	-1 + 0,6	73	-30"Hg + 15
74	-1 + 1,5	75	-30"Hg + 30
76	-1 + 3	2C	-30"Hg + 60
77	-1 + 5	78	-30"Hg + 100
79	-1 + 9	79	-30"Hg + 150
81	-1 + 15	80	-30"Hg + 200
82	-1 + 24	82	-30"Hg + 300
11	0 + 0,4	11	0 + 6
12	0 + 0,6	13	0 + 10
15	0 + 1	15	0 + 15
16	0 + 1,6	1C	0 + 20
18	0 + 2,5	17	0 + 30
19	0 + 4	19	0 + 60
20	0 + 6	21	0 + 100
22	0 + 10	22	0 + 160
24	0 + 16	23	0 + 200
26	0 + 25	25	0 + 300
27	0 + 40	26	0 + 400
29	0 + 60	27	0 + 600
31	0 + 100	30	0 + 1000
33	0 + 160	31	0 + 1500
35	0 + 250	34	0 + 3000
38	0 + 400	38	0 + 6000
39	0 + 600	40	0 + 10000
41	0 + 1000	41	0 + 15000
42	0 + 1600	1D	0 + 20000

Monel version MPJ and MPF are not available in codes 41, 42 and 1D.  
Codes 11 and 12 : friction adjustable pointer mandatory, not fillable.

## Ordering Details - MPG-MPJ-MPE-MPF

		MPx6xxxxxx
<b>Family</b>	1' digit	M
Pressure gauges		
<b>Type</b>	2'...3' digit	PG PJ PE PF
MPG		
MPJ		
MPE		
MPF		
<b>Nominal diameter</b>	4' digit	6
Ø 130 mm (4"1/2)		
<b>Type of mounting</b>	5' digit	A D
bottom connection, back flange		
bottom connection		
<b>Hydraulic connection</b>	6' digit	3 6
G1/2		
1/2 NPT		
<b>Type of liquid filling</b>	7' digit	0 1 2 3 4 5 7
without filling		
BH1 filling (-20° to +70 °C)		
BH2 filling (0° to +90 °C)		
BH3 filling (-40° to +100 °C)		
BH4 filling (-60° to +100 °C)		
BH5 filling (-15° to +100 °C)		
BH7 filling (-35° to +100 °C)		
<b>Unit of measurement</b>	8' digit	B D F H
bar		
kPa		
kg/cm <sup>2</sup>		
psi		
<b>Pressure range</b>	9'...10' digit	xx
See codes in table		

www.bourdon-haenni.com

Modifications reserved

Data sheet A21.42

Page 36

UK/09-2003 This data sheet may only be reproduced in full



**Cole Palmer Temperature Indicator Thermometer Kit.....\$200.00**

**Type K Thermocouple**

**Model #8110-10**

**Range=-308 to 2501°F, -189 to 1372°C, resolution 1°F or °C,  
Accuracy +/- 1.5°F (+/-0.8°C)**

**-219 to 398 °F, -199 to 203°C, resolution 0.1°F or °C,  
Accuracy +/-0.5°F (+/-0.3°C)**

**Dimensions: 3-5/16"W x 5-11/16"H x 1-13/16" D**

**Shipping Weight=1 Lb. (0.5kg)**

**Switchable 0.1°F or °C resolution, 4 digit LCD display, zero  
adjustment for periodic calibration, and low battery indication.  
Hold button freezes last reading. 2000 hrs of continuous reading  
on one 9V battery.**

## **Product Catalog**

### **Portable Liquid Flowmeter: TransPort® Model PT868**

The PT868 is the most powerful portable liquid flowmeter available. The TransPort measures flow from outside plastic, metal or concrete-lined pipes nonintrusively, so there's no pressure drop, leaks, or contamination. It is available with Transit-Time and TransFlection® measurement modes so it can measure flow in ultrapure to extremely dirty liquids such as raw sewage and slurries. Data storage of up to 20 locations and a built-in data logger make it ideal for checking flow at multiple sites and troubleshooting other meters.

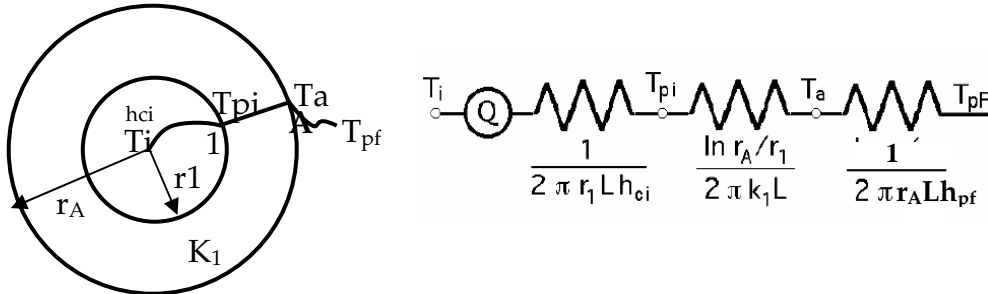
#### **Feature Summary:**

- Noninvasive clamp-on or wetted transducers
- Flow range 0.1 to 40 ft/s
- Velocity, volumetric, energy, and totaled flow
- Built-in data logger for 40,000 measurements
- Rechargeable battery/10 hours of continuous use
- Built-in ultrasonic pipe thickness gauge (optional)
- RTDs for energy flow measurement (optional)

**Panametrics, Inc.  
221 Crescent St.  
Waltham, MA 02254  
(617)899-2719; Fax: (617)642-1349**

## ANEXO C. Cálculo de la temperatura de flujo de vapor

### Modelo de conducción de calor unidireccional con régimen estacionario



FÓRMULAS BÁSICAS	NOMENCLATURA
$Q = \frac{1}{\frac{1}{2 * \pi * r_1 * L * h_{ci}} + \frac{\ln(r_a/r_1)}{2 * \pi * k_1 * L}} (T_i - T_a) \quad (1)$	<p>Q = Flujo de calor (kW)</p> <p>L= Longitud de la tubería (m)</p> <p>T<sub>i</sub> = Temp. del flujo de vapor (K)</p> <p>T<sub>a</sub> = Temperatura de piel lado externo de la tubería (K)</p> <p>r<sub>1</sub>= Radio interior de la tubería (m)</p> <p>r<sub>a</sub> = Radio exterior de la tubería (m)</p> <p>k<sub>1</sub> = Conductividad térmica del material de la tubería (W/m K)</p> <p>h<sub>ci</sub> = Coeficiente de transferencia de calor por convección forzada en el interior de la tubería (W/m<sup>2</sup> K)</p>
$Q = \frac{1}{\frac{1}{2 * \pi * r_A * h_{pf} * L}} (T_a - T_{pf}) \quad (2)$	<p>T<sub>pf</sub> = Temperatura ambiente (K)</p> <p>h<sub>pf</sub> = Coeficiente de transferencia de calor por convección natural en el exterior de la tubería (W/m<sup>2</sup> K)</p>
$h_{pf} = \frac{Nu * k_f}{2 * r_A} \quad (3)$	<p>Nu = Numero Nusselt (adimensional)</p> <p>k<sub>f</sub> = Conductividad térmica del fluido (W/m K)</p>
$Nu = C(Gr * Pr)^m \quad (4)$	<p>C = Constante (adimensional, esta se obtiene de la tabla 7.1. pág. 236, Transferencia de</p>

$\text{Gr Pr} = \frac{g \beta (T_a - T_{pf}) (2 r_A)^3 \text{Pr}}{\nu^2} \quad (5)$ $\beta = \frac{1}{T_m} = \frac{2}{T_a + T_{pf}} \quad (6)$	<p>Calor. J.P. Colman. 8ª Edición)  m = Constante (adimensional, esta se obtiene de la tabla 7.1. pág. 236, Transferencia de Calor. J.P. Colman. 8ª Edición)  Gr = Número Grashof (adimensional)  Pr = Número Prandtl (adimensional)  β = Coeficiente de dilatación volumétrica (1/K).  Tm = Temperatura filmica del gas (K)  g = Aceleración local de la gravedad (m/s²)  ν = Viscosidad cinemática del fluido (m²/s)</p>
$h_{ci} = \frac{N_u * k_f}{2 * r_1} \quad (7)$ $N_u = 0.021(\text{Re}^{0.8} - 100) \text{Pr}^{0.4} \quad (8)$ $\text{Re} = \frac{\rho * v * d}{\mu} \quad (9)$	<p>Re = Número de Reynolds (adimensional)  ρ = Densidad del fluido (kg/m³)  V = Velocidad media del fluido en la tubería (m/s)  d = diámetro interior de la tubería (m)  μ = Viscosidad absoluta del fluido (kg/m*s)</p>

La expresión para determinar la temperatura del fluido está dada por:

$$T_i = \frac{\frac{1}{1} (T_a - T_{pf})}{\frac{2 * \pi * r_A * h_{pf} * L}{1}} + (T_a) \quad (10)$$

$$\frac{1}{2 * \pi * r_1 * L * h_{ci}} - \frac{\ln(r_a / r_1)}{2 * \pi * k_1 * L}$$

Las propiedades de los fluidos (vapor de agua y aire) para determinar el coeficiente de transferencia de calor, se tomaron de la tabla A.5 (Propiedades del aire a presión atmosférica, pág 446. Transferencia de calor. J. P. Holman. 8ª Edición-primera en español) y la tabla A6 (Propiedades de los gases a presión

atmosférica, pág 449. Transferencia de calor. J. P. Holman. 8ª Edición-primera en español).

La tubería presenta las siguientes características:

TUBERÍA ALTA PRESIÓN	TUBERÍA BAJA PRESIÓN
Acero al carbono C=1%	Acero al carbono C=1%
Tubería de Diámetro nominal = 8 in	Tubería de Diámetro nominal = 8 in
Diámetro exterior = 0.2191 m	Diámetro exterior = 0.2191 m
Espesor = 0.00818 m	Espesor = 0.00818 m

Las propiedades de la tubería se tomaron de la tabla A.2 (propiedades de los metales). pág. 438, Transferencia de calor . J.P. Holman. 8ª Edición.

1. Hallamos  $h_{pf}$  (para lado de alta presión)

Para  $T_i = 689^\circ\text{F} = 365^\circ\text{C}$  (Temperatura supuesta para iniciar los cálculos)

$T_a = 650^\circ\text{F} = 343.3^\circ\text{C}$  (temperatura media con termocupla)

$$T_m = \frac{365 + 343.3}{2} = 189^\circ\text{C} = 460\text{K}$$

De la tabla A5 para una  $T_m = 450\text{ K}$ ,

$$k = 0.03707 \text{ (W/m }^\circ\text{C)}$$

$$\nu = 31.71 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

$$\text{Pr} = 0.683$$

Por lo tanto, evaluando (5), se obtiene:  $\text{GrPr} = 47050023.6$

De la tabla 7.1, se obtiene:  $C = 0.53$  y  $m = \frac{1}{4}$ , de tal manera que, reemplazando en (4), se halla:  $\text{Nu} = 44$

Con el valor de Nu, reemplazando en (3), se obtiene:

$$h_{pf} = 7.43 \text{ (W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

2. Hallamos  $h_{ci}$

Para  $T_a = 650 \text{ }^\circ\text{F} = 343.3 \text{ }^\circ\text{C}$

$T_i = 689 \text{ }^\circ\text{F} = 365 \text{ }^\circ\text{C}$

$$T_m = \frac{343.3 + 365}{2} = 354.15 = 627\text{K}$$

De la tabla A6 para una  $T_m$  del vapor de 625 K,

$$\rho = 0.3516 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$k = 0.0443 \text{ (W/m }^\circ\text{C)}$$

$$\mu = 21.57 \cdot 10^{-6} \text{ (kg/m}^*\text{s)}$$

$$Pr = 0.9905$$

Por lo tanto, evaluando (9), se obtiene:  $Re = 1.03 \cdot 10^6$ , la velocidad usada en la expresión se deriva de la suposición de un flujo másico de vapor de 28 000 lbm/hr (3.53 kg/s)

De la tabla 6.8, se obtiene (8), reemplazando los valores obtenidos, se halla:

$$Nu = 1347.11$$

Con el resultado anterior, se evalúa (7), obteniendo:

$$h_{ci} = 294.35 \text{ (W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$$

3. Usando la expresión (10) y reemplazando los valores encontrados, se determina la nueva  $T_i$ , como:

$$T_i = 347 \text{ }^\circ\text{C} = 656.184 \text{ }^\circ\text{F}$$

La  $T_i$ , se toma ahora como punto de partida para volver a realizar los cálculos, con lo cual se determina una nueva  $T_i$ . Esta operación se repite varias veces hasta que la diferencia entre la  $T_{i\text{supuesta}}$  y  $T_{i\text{calculada}}$ , sea despreciable.

Este procedimiento se aplica para la tubería del lado de baja presión, teniendo en cuenta que la temperatura de piel medida, lado externo de la tubería, fue de  $420 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Los resultados definitivos de estos cálculos se encuentran en la tabla 7.

A continuación se presenta las tablas de las cuales se extrajeron los datos de propiedades de los fluidos y expresiones para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor. Todas pertenecen al libro Transferencia de Calor de J. P. Colman. Octava edición (primera en español).

TABLA 6.8

Resumen de relaciones en convección forzada (véase texto para el cálculo adecuado).

Subíndices:  $\delta$  = temperatura promedio,  $f$  = temperatura de película,  $m$  = temperatura de la corriente libre,  $p$  = temperatura de la pared

Geometría	Ecuación	Restricciones	Número de ecuación
Corriente en un tubo	$Nu_d = 0,023 Re_d^{0,8} Pr^n$	Flujo turbulento completamente desarrollado $n = 0,4$ para calentamiento, $n = 0,3$ para enfriamiento, $0,6 < Pr < 100$ , $2.500 < Re < 1,25 \times 10^5$	(6.4a)
Corriente en un tubo	$Nu = 0,021(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4}$	$0,5 < Pr < 1,5$ , $10^4 < Re < 5 \times 10^5$	(6.4b)
Corriente en un tubo	$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4}$	$1,5 < Pr < 500$ , $3.000 < Re < 10^6$	(6.4c)
Corriente en un tubo	$Nu_d = 0,027 Re_d^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$	Flujo turbulento completamente desarrollado	(6.5)
Corriente en un tubo, región de entrada	$Nu_d = 0,036 Re_d^{0,8} Pr^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{0,655}$ Véase también Figuras 6.5 y 6.6	Flujo turbulento $10 < \frac{L}{d} < 400$	(6.6)
Corriente en un tubo	Relación de Petukov	Flujo turbulento completamente desarrollado, $0,5 < Pr < 2.000$ , $10^4 < Re_d < 5 \times 10^4$ , $0 < \frac{\mu_b}{\mu_p} < 40$	(6.7)
Corriente en un tubo	$Nu_d = 3,66 + \frac{0,0668(d/L) Re_d Pr}{1 + 0,04[(d/L) Re_d Pr]^{1/3}}$	Laminar	(6.9)
Corriente en un tubo	$Nu_d = 1,86(Re_d Pr)^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p}\right)^{0,14}$	Flujo laminar completamente desarrollado, $Re_d Pr \frac{d}{L} > 10$	(6.10)
Tubos rugosos	$St_p Pr^{2/3} = \frac{f}{8}$ o Ec. (6.7)	Flujo turbulento completamente desarrollado	(6.12)
Conductos no circulares	Número de Reynolds evaluado con el diámetro hidráulico $D_h = \frac{4A}{P}$ $A$ = área de la sección transversal de la corriente $P$ = perímetro mojado	Igual a la ecuación particular para el flujo en un conducto	(6.14)
Corriente transversal a cilindros	$Nu_f = C Re_f^n Pr^{1/3}$ $C$ y $n$ de la Tabla 6.2	$0,4 < Re_{d,f} < 400.000$	(6.17)

**TABLA 7.1**

Constantes para utilizarlas con la Ec. (7.25) para superficies isotermas.

Geometría	$Gr, Pr_f$	C	m	Ref(s)	
Planos y cilindros verticales	$10^{-1}-10^4$	Usar Fig. 7.7	Usar Fig. 7.7	4	
	$10^0-10^0$	0,59	$\frac{1}{3}$	4	
	$10^0-10^{1,3}$	0,021	$\frac{1}{3}$	30	
	$10^0-10^{1,3}$	0,10	$\frac{1}{3}$	22, 16†	
Cilindros horizontales	$0-10^{-3}$	0,4	0	4	
	$10^{-3}-10^4$	Usar Fig. 7.8	Usar Fig. 7.8	4	
	$10^0-10^0$	0,53	$\frac{1}{3}$	4	
	$10^0-10^{1,3}$	0,13	$\frac{1}{3}$	4	
	$10^{-10}-10^{-2}$	0,675	0,058	76†	
	$10^{-2}-10^2$	1,02	0,148	76†	
	$10^0-10^4$	0,850	0,188	76	
Superficie superior de placas calientes o superficie inferior de placas frías	$10^0-10^7$	0,480	$\frac{1}{3}$	76	
	$10^0-10^{1,2}$	0,125	$\frac{1}{3}$	76	
	$2 \times 10^0-8 \times 10^0$	0,54	$\frac{1}{3}$	44, 52	
	Superficie superior de placas calientes o superficie inferior de placas frías	$8 \times 10^0-10^{11}$	0,15	$\frac{1}{3}$	44, 52
	Superficie inferior de placas calientes o superficie superior de placas frías	$10^0-10^{11}$	0,27	$\frac{1}{3}$	44, 37, 75
Cilindro vertical, altura = diámetro. Longitud característica = diámetro	$10^0-10^6$	0,775	0,21	77	
Sólidos irregulares, longitud característica = distancia que una partícula fluida recorre en la capa límite	$10^0-10^0$	0,52	$\frac{1}{3}$	78	

† Prater &...

**TABLA A.2**

Propiedades de los metales\*.

Metal	Propiedades a 20 °C				Conductividad térmica $k$ , W/m °C											
	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , kJ/kg °C	$k$ , W/m °C	$\alpha \times 10^5$ , m <sup>2</sup> /s	-100 °C -148 °F	0 °C 32 °F	100 °C 212 °F	200 °C 392 °F	300 °C 572 °F	400 °C 752 °F	600 °C 1.112 °F	800 °C 1.472 °F	1.000 °C 1.832 °F	1.200 °C 2.192 °F		
<b>Aluminio:</b>																
Puro	2.707	0,896	204	8,408	215	202	206	215	228	249						
Al-Cu (duraluminio), 94-96 % Al, 3-5 % Cu, trazas de Mg	2.787	0,883	164	6,676	126	159	182	194								
Al-Si (siluminio, cobee-portador), 86,5 % Al, 1 % Cu	2.659	0,867	137	5,933	113	137	144	153	161							
Al-Si (ahusil), 78-80 % Al, 20-22 % Si	2.627	0,854	161	7,172	144	157	168	175	178							
Al-Mg-Si, 97 % Al, 1 % Mg, 1 % Si, 1 % Mn	2.707	0,892	177	7,311		175	189	204								
Plomo	11.373	0,130	35	2,343	36,9	35,1	33,4	31,5	29,8							
<b>Hierro:</b>																
Puro	7.897	0,452	73	2,026	87	73	67	62	55	48	40	36	33	30		
Hierro forjado, 0,5 % C	7.849	0,46	59	1,936		59	57	52	48	45	36	33	30	30		
<b>Acero</b>																
(C máx. $\approx$ 1,5 %)																
Acero al carbono																
C $\approx$ 0,5 %	7.833	0,465	54	1,474		55	52	48	45	42	35	31	29	31		
1,0 %	7.801	0,473	43	1,172		43	43	42	40	36	33	29	28	29		
1,5 %	7.753	0,486	36	0,970		36	36	36	35	33	31	28	28	29		
Acero al níquel																
Ni $\approx$ 0 %	7.897	0,452	73	2,026												
20 %	7.933	0,46	19	0,526												
40 %	8.169	0,46	10	0,273												
80 %	8.618	0,46	35	0,872												
Invar 36 % Ni	8.137	0,46	10,7	0,286												
Acero al cromo																
Cr = 0 %	7.897	0,452	73	2,026	87	73	67	62	55	48	40	36	33	30		
1 %	7.865	0,46	61	1,685		62	55	52	47	42	36	33	30	30		
5 %	7.833	0,46	40	1,110		40	38	36	36	33	29	29	29	29		
20 %	7.689	0,46	22	0,635		22	22	22	22	24	24	26	26	26		
Cr-Ni (cromo-níquel): 15% Cr, 10% Ni	7.865	0,46	19	0,527												
18% Cr, 8% Ni (V2A)	7.817	0,46	16,3	0,444		16,3	17	17	19	19	22	27	31	31		
20% Cr, 15% Ni	7.833	0,46	15,1	0,415												
25% Cr, 20% Ni	7.865	0,46	12,8	0,361												
Acero al wolframio																
W = 0 %	7.897	0,452	73	2,026												
1 %	7.913	0,448	66	1,858												
5 %	8.073	0,435	54	1,525												
10 %	8.314	0,419	48	1,391												

**TABLA A.5**

Propiedades del aire a la presión atmosférica\*.

Los valores de  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$  y Pr dependen poco de la presión y se pueden utilizar en un intervalo bastante amplio de presiones

T, K	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , kJ/kg·°C	$\mu \times 10^6$ , kg/m·s	$\nu \times 10^6$ , m <sup>2</sup> /s	$k$ , W/m·°C	$\alpha \times 10^6$ , m <sup>2</sup> /s	Pr
100	3,6010	1,0266	0,6924	1,923	0,009246	0,02501	0,770
150	2,3675	1,0099	1,0283	4,343	0,013735	0,05745	0,753
200	1,7684	1,0061	1,3289	7,490	0,01809	0,10165	0,739
250	1,4138	1,0053	1,5990	11,31	0,02227	0,15675	0,722
300	1,1774	1,0057	1,8462	15,69	0,02624	0,22160	0,708
350	0,9980	1,0090	2,075	20,76	0,03003	0,2981	0,697
400	0,8826	1,0140	2,286	25,90	0,03365	0,3760	0,689
450	0,7833	1,0207	2,484	31,71	0,03707	0,4222	0,683
500	0,7048	1,0295	2,671	37,90	0,04038	0,5564	0,680
550	0,6423	1,0392	2,848	44,34	0,04360	0,6532	0,680
600	0,5879	1,0551	3,018	51,34	0,04659	0,7512	0,680
650	0,5430	1,0635	3,177	58,51	0,04953	0,8578	0,682
700	0,5030	1,0752	3,332	66,25	0,05230	0,9672	0,684
750	0,4709	1,0856	3,481	73,91	0,05509	1,0774	0,686
800	0,4405	1,0978	3,625	82,29	0,05779	1,1951	0,689
850	0,4149	1,1095	3,765	90,75	0,06028	1,3097	0,692
900	0,3925	1,1212	3,899	99,3	0,06279	1,4271	0,696
950	0,3716	1,1321	4,023	108,2	0,06525	1,5510	0,699
1.000	0,3524	1,1417	4,152	117,8	0,06752	1,6779	0,702
1.100	0,3204	1,160	4,44	138,6	0,0732	1,969	0,704
1.200	0,2947	1,179	4,69	159,1	0,0782	2,251	0,707
1.300	0,2707	1,197	4,93	182,1	0,0837	2,583	0,705
1.400	0,2515	1,214	5,17	205,5	0,0891	2,920	0,705
1.500	0,2355	1,230	5,40	229,1	0,0946	3,262	0,705
1.600	0,2211	1,248	5,63	254,5	0,100	3,609	0,705
1.700	0,2082	1,267	5,85	280,5	0,105	3,977	0,705
1.800	0,1970	1,287	6,07	308,1	0,111	4,379	0,704
1.900	0,1858	1,309	6,29	338,5	0,117	4,811	0,704
2.000	0,1762	1,338	6,50	369,0	0,124	5,260	0,700
2.100	0,1682	1,372	6,72	399,6	0,131	5,715	0,707
2.200	0,1602	1,419	6,93	432,6	0,139	6,120	0,710
2.300	0,1538	1,482	7,14	464,0	0,149	6,540	0,710
2.400	0,1458	1,574	7,35	504,0	0,161	7,020	0,718
2.500	0,1394	1,688	7,57	543,5	0,175	7,441	0,730

\* De Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ. 564, 1955.

**TABLA A.6**

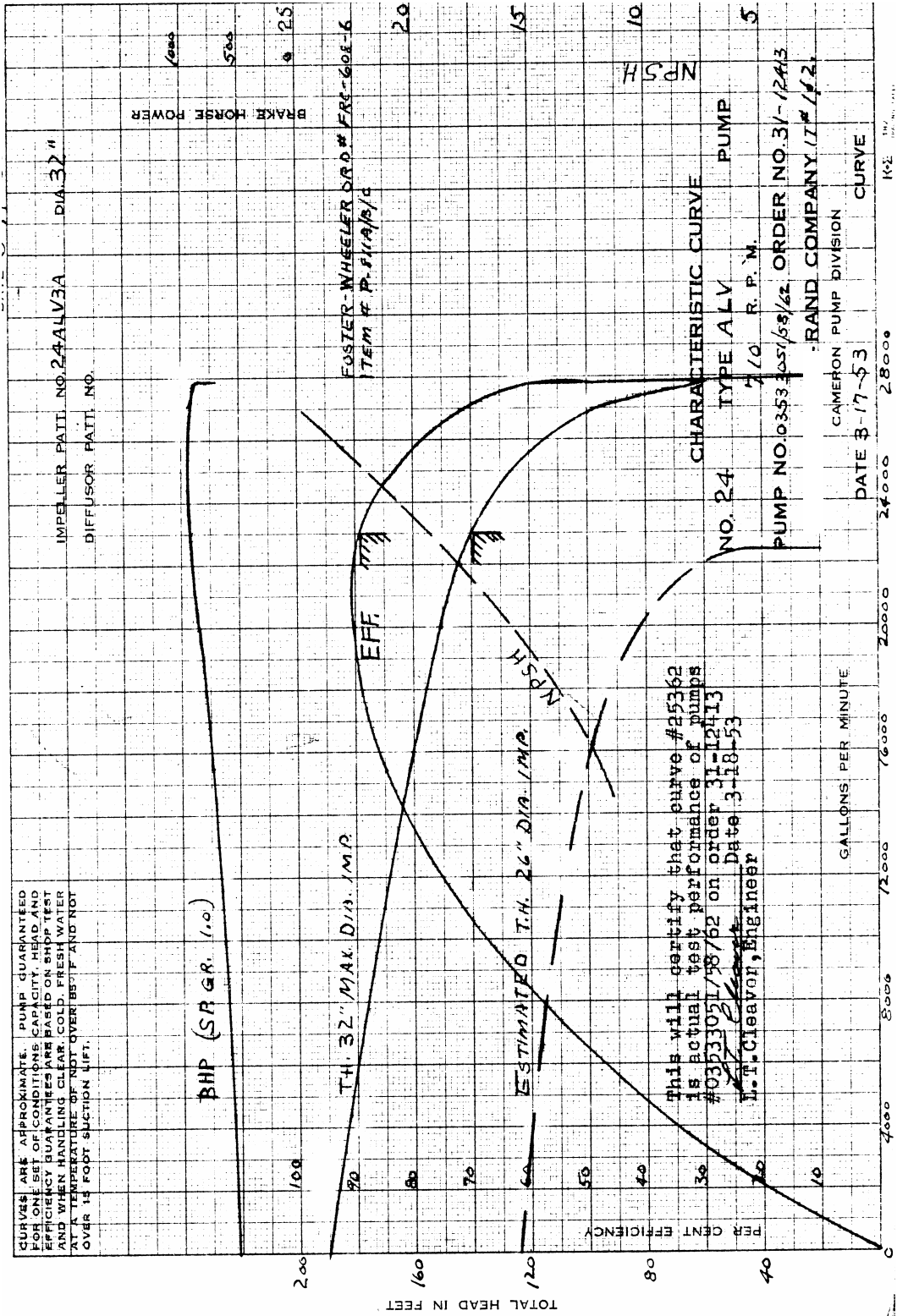
Propiedades de los gases a la presión atmosférica\* (Continuación)

Los valores de  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$  y Pr del He, H<sub>2</sub>, O<sub>2</sub> y N<sub>2</sub> dependen poco de la presión y se pueden utilizar en un intervalo bastante amplio de presiones

T, K	$\rho$ , kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , kJ/kg·°C	$\mu$ , kg/m·s	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s	$k$ , W/m·°C	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s	Pr
Vapor de agua							
380	0,5863	2,060	12,71 × 10 <sup>-6</sup>	2,16 × 10 <sup>-5</sup>	0,0246	0,2036 × 10 <sup>-6</sup>	1,060
400	0,5542	2,014	13,44	2,42	0,0261	0,2338	1,040
450	0,4902	1,980	15,25	3,11	0,0299	0,307	1,010
500	0,4405	1,985	17,04	3,86	0,0339	0,387	0,996
550	0,4005	1,997	18,84	4,70	0,0379	0,475	0,991
600	0,3652	2,026	20,67	5,66	0,0422	0,573	0,986
650	0,3380	2,056	22,47	6,64	0,0464	0,666	0,993
700	0,3140	2,085	24,26	7,72	0,0503	0,772	1,000
750	0,2931	2,119	26,04	8,88	0,0549	0,883	1,005
800	0,2739	2,152	27,86	10,20	0,0592	1,001	1,010
850	0,2579	2,186	29,69	11,52	0,0637	1,130	1,019

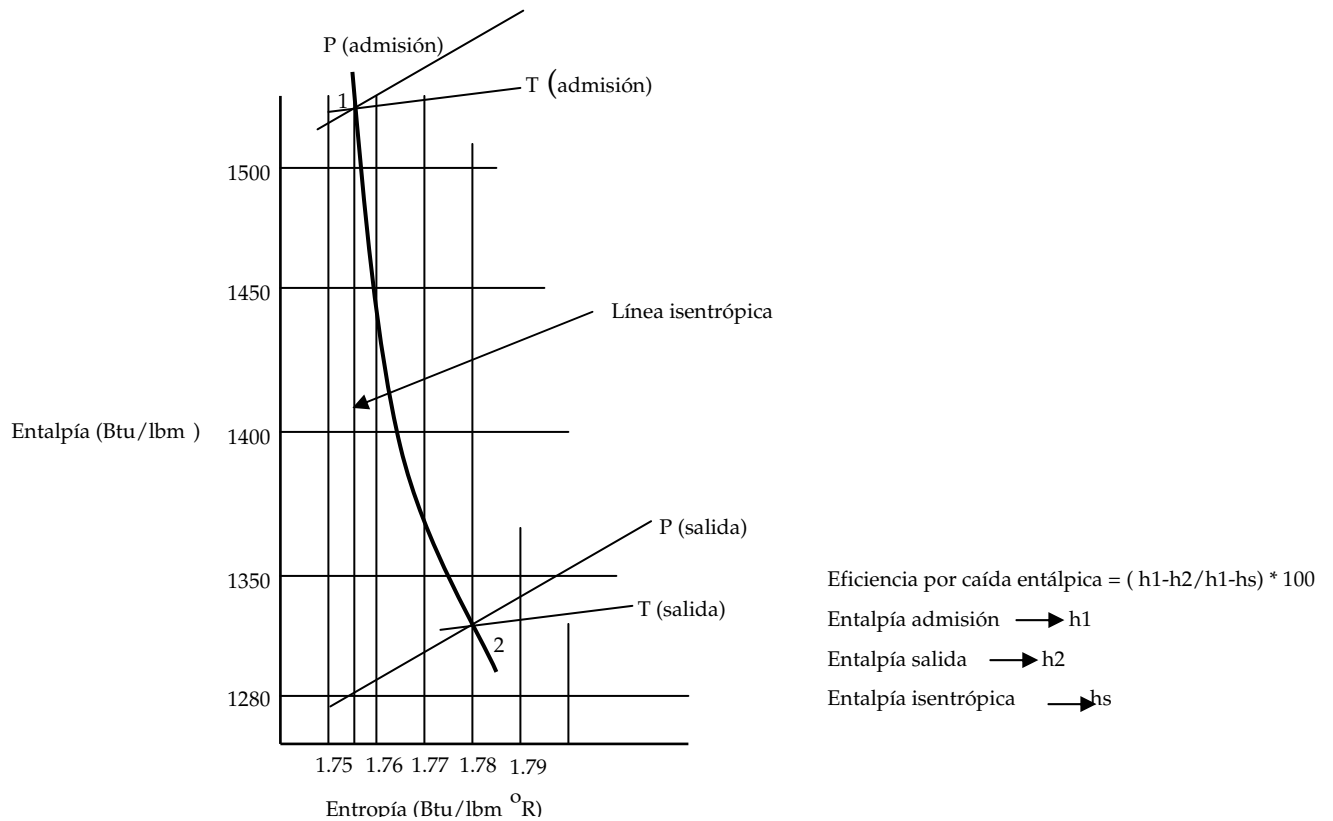
\* Adaptado al SI de E. R. G. Eckert y R. M. Drake: *Heat and Mass Transfer*, 2ª ed., McGraw-Hill Book Company, Nueva York, 1959.

ANEXO D. Curva de rendimiento de la bomba suministrada por el fabricante



## ANEXO E. Cálculo de la eficiencia isentrópica y la tasa de consumo de vapor

Figura 2. Eficiencia de la etapa por el método de caída de entalpía



### Medidas para la prueba de eficiencia isentrópica por el método de caída de entalpía

Las propiedades del vapor a las condiciones actuales de operación, se evalúan usando las tablas de propiedades del vapor

Presión inicial del Vapor = 424.7 psia = 2928.2 kPa

Temperatura inicial del vapor = 656 °F = 347 °C

Entalpía inicial del vapor = 3112.1 (kJ/kg)

Presión del vapor de exhosto = 46.7 psia = 322 kPa

Temperatura del vapor de exhosto = 431 °F = 221.7 °C

Entalpía del vapor de exhosto = 2909.2 (kJ/kg)

Entalpía isentrópica = 2638.56 (kJ/kg)<sup>32</sup>

$$\eta_{\text{isentrópica}} = \frac{h_{\text{ent}} - h_{\text{salida}}}{h_{\text{entrada}} - h_{\text{isentrópica}}} * 100$$

$$\eta_{\text{isentrópica}} = \frac{3112.1 - 2909.2}{3112.1 - 2638.56} * 100 = 43\%$$

## MÁXIMA CAPACIDAD

### Calculo de la potencia de eje a través del balance de energía en el equipo

Datos medidos en la bomba centrífuga:

Velocidad de eje de la bomba (RPM) = 710

Flujo volumétrico (Q) = 23000 (GPM)

Cambio de presión en la bomba = 60 (Psig)

Eficiencia de la bomba ( $\eta_b$ ) = 87% (tomada de la curva de rendimiento de la bomba suministrada por el fabricante)

$$\text{BHP} = \frac{\text{GPM} * \Delta P [\text{psi}]}{1700 * \eta_b} = 933$$

La bomba se acopla directamente a un reductor Terry de tipo doble helicoidal, por lo tanto se puede asumir una eficiencia de 98%, dado que estos equipos no disipan un calor apreciable relativo a la potencia de operación.

---

<sup>32</sup> Debido a que la línea isentrópica entra en la zona de saturación a la presión de salida se debe calcular primero la calidad del vapor, y luego, con este resultado, se halla la entalpía del vapor. El procedimiento se describe más detalladamente en un libro de termodinámica, por ejemplo, Cengel.

De esta manera se determina una potencia de eje de 952 BHP (710 kW).

Las pérdidas mecánicas de la turbina no se tuvieron en cuenta dado que la información que suministra el fabricante no muestra un valor de referencia. Bajo estas condiciones, se evalúa, por lo tanto, solo la capacidad del equipo para aprovechar la energía térmica que provee el vapor.

Flujo de vapor a partir del balance de energía de la turbina

Energía de entrada

Energía del vapor =  $3112.1 \cdot y$  (kW), donde  $y$  = Flujo de vapor (kg/s)

Energía de salida

Energía equivalente de la salida de potencia = 710 kW

Energía del vapor de exhosto =  $2909.2 \cdot y$  (kW)

Energía total saliendo del sistema =  $2909.2 \cdot y + 710$

Energía que entra = Energía que sale

$$3112.1 \cdot y = 2909.2 \cdot y + 710$$

Flujo de vapor =  $y = 3.5$  (kg/s) = 27780 (lbm/hr)

Tasa de vapor de la prueba = (Flujo de vapor de la prueba/potencia de eje)

Tasa de vapor de la prueba =  $(27780/952) = 29.18$  (lbm/kWhr)

**ANEXO F. Cálculo del efecto de la temperatura de entrada sobre el consumo de vapor y la eficiencia isentrópica**

ECUACIONES BÁSICAS	NOMENCLATURA
$\frac{w}{P_1 \sqrt{\frac{1}{RT_1}}} = \text{Cte} \quad (11)$	<p>W = Flujo másico de vapor a través de la turbina (lbm/hr).</p> <p>P<sub>1</sub> = Presión de entrada del vapor (psia)</p> <p>T<sub>1</sub> = Temperatura de entrada (R)</p> <p>R = Constante universal de los gases</p>
$\eta_{\text{iso}} = \frac{h_{\text{ent}} - h_{\text{sal}}}{h_{\text{ent}} - h_{\text{iso}}} * 100 = \frac{\text{Pot}/w}{h_{\text{ent}} - h_{\text{iso}}} * 100 \quad (12)$	<p>Pot = Potencia de eje (kW)</p> <p>h<sub>ent</sub> = Entalpía de entrada del vapor (kJ/kg)</p> <p>h<sub>sal</sub> = Entalpía de salida (kJ/kg)</p> <p>h<sub>iso</sub> = Entalpía evaluada a la misma entropía de las condiciones de entrada y la presión de salida</p>

1. Para evaluar el efecto de la temperatura de entrada en el consumo de vapor a través de la turbina, se mantiene la presión de entrada, de tal manera que:

$$\frac{w_1}{\sqrt{T_1}} = \frac{w_1^1}{\sqrt{T_1^1}}$$

Datos de referencia:

$$w_1 = 27780 \text{ (lbm/hr)}$$

$$T_1 = 656 \text{ (}^\circ\text{F)} = 1115.67 \text{ (R)}$$

Para T<sub>1</sub><sup>1</sup> = 660 (°F) = 1119.67 (R), de 11, se obtiene w<sub>1</sub><sup>1</sup> = 27695 (lbm/hr).

Para T<sub>1</sub><sup>1</sup> = 750 (°F) = 1209.67 (R), se obtiene w<sub>1</sub><sup>1</sup> = 25980 (lbm/hr).

De esta manera se determina el valor de los puntos de la figura 29.

2. El efecto de la temperatura de entrada en el consumo de vapor se utiliza la expresión (12). Se debe tener en cuenta que  $h_{ent}$  se evalúa, de tablas de vapor, a la temperatura a la cual le corresponden los valores de flujo calculados en el apartado anterior y a la presión actual (424.7 psia). De esta manera el término ( $h_{ent} - h_{iso}$ ) varía a medida que la temperatura de entrada varía. Por lo tanto, evaluando (12) tenemos :

Para  $T_{ent} = 660$  (°F) y  $P_{ent} = 424.7$ (psia):

Pot = 710 kW (constante)

$w = 27695$  (lbm/hr) = 3.4895 (kg/s)

$h_{ent} = 3116.5$  (kJ/kg) (se obtiene con tables de vapor)

$h_{iso} = 2641.5$  (kJ/kg) (se obtiene con tables de vapor)

Por lo tanto la eficiencia isentrópica está dada por:  $\eta_{iso} = 42.8\%$

Para  $T_{ent} = 750$  (°F) y  $P_{ent} = 424.7$ (psia):

Pot = 710 kW (constante)

$w = 25980.26$  (lbm/hr) = 3.27 (kg/s)

$h_{ent} = 3231.2$  (kJ/kg) (se obtiene con tables de vapor)

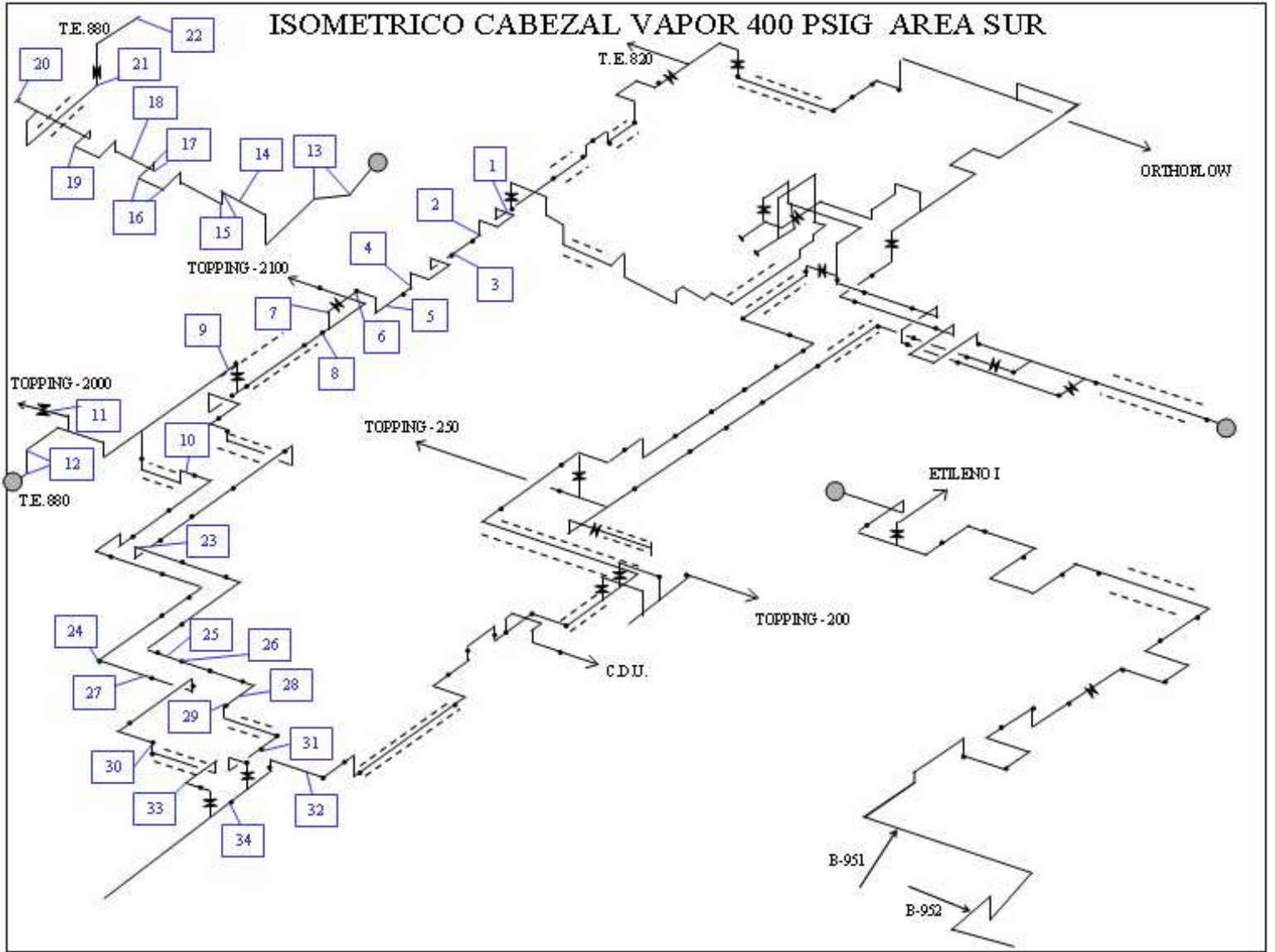
$h_{iso} = 2714.1$  (kJ/kg) (se obtiene con tables de vapor)

Por lo tanto la eficiencia isentrópica está dada por:  $\eta_{iso} = 41.99\%$

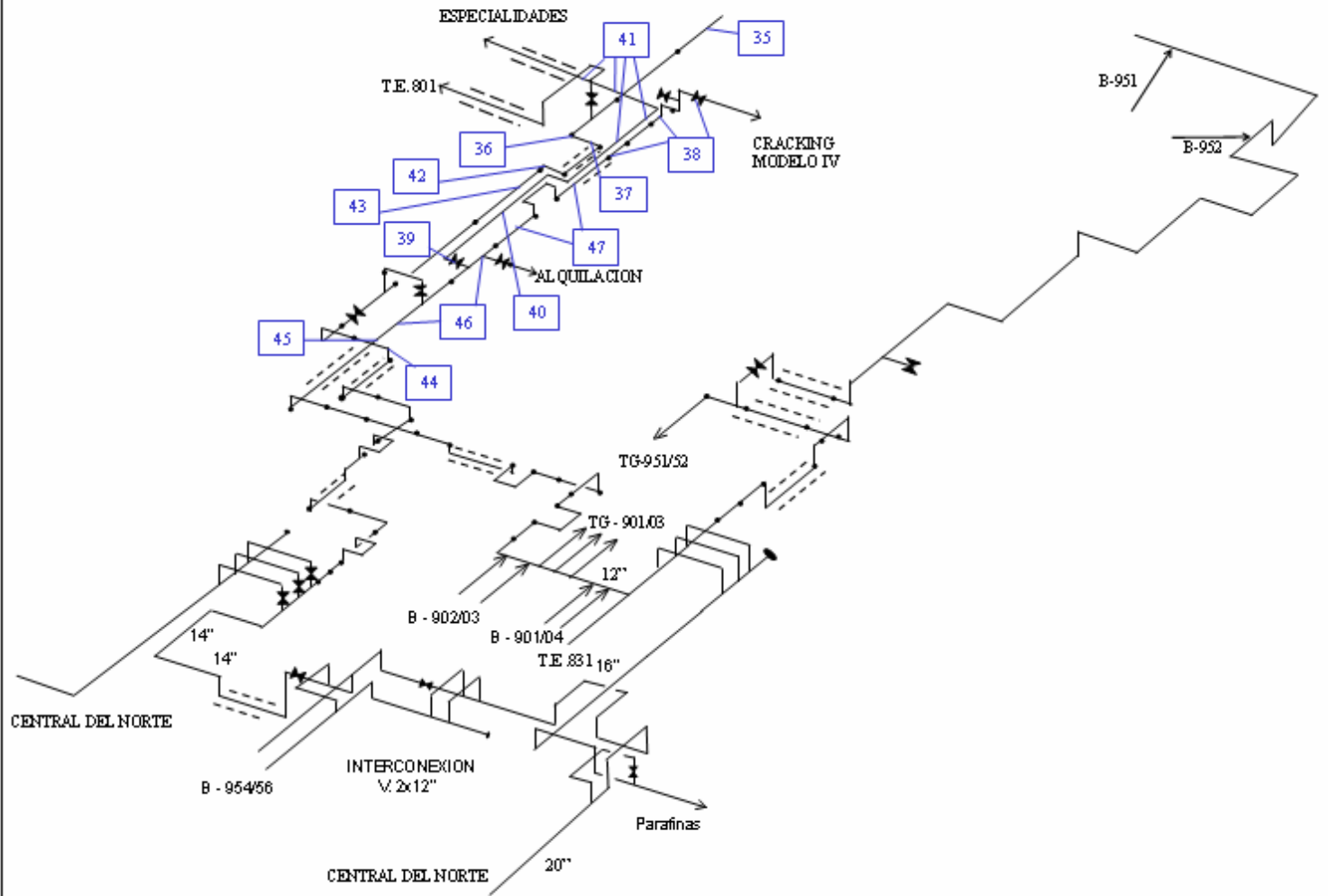
Se realiza igual para todos los datos de temperatura, esta información se presenta en la Figura 30.

**ANEXO G. Isométrico de cabezal de vapor de 400 psig anillo área sur**

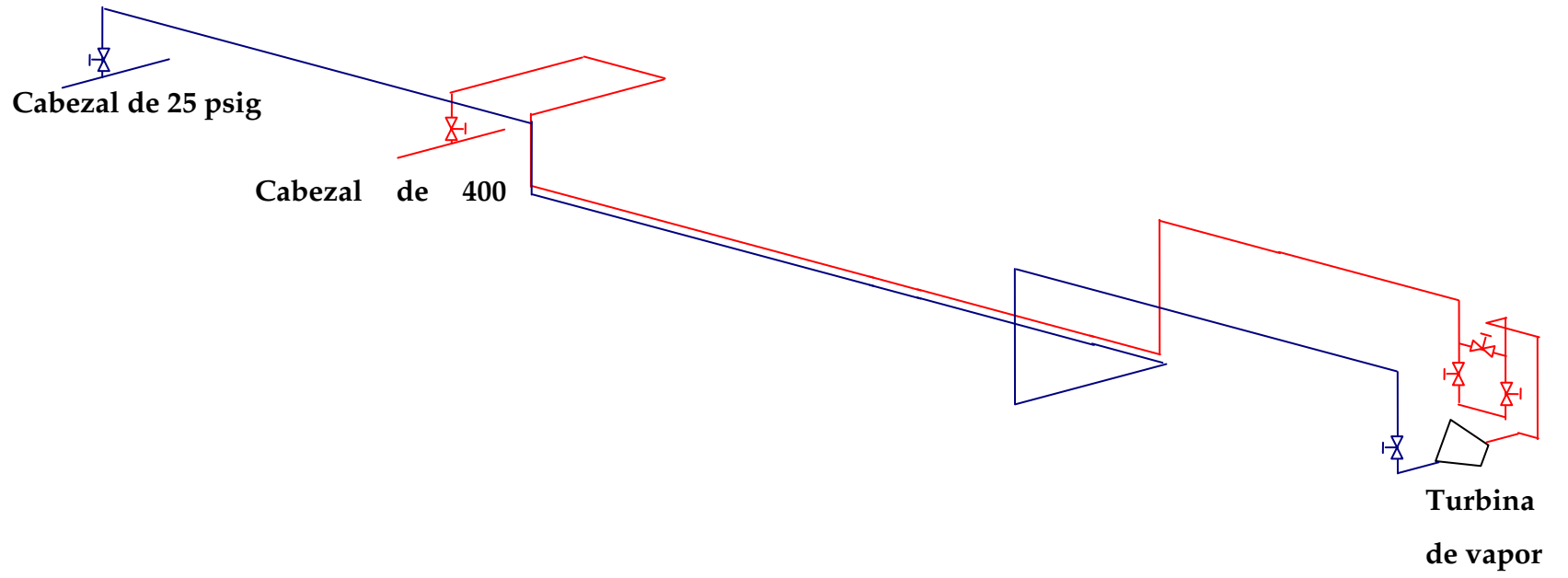
# ISOMETRICO CABEZAL VAPOR 400 PSIG AREA SUR



# ISOMETRICO CABEZAL VAPOR 400 PSIG AREA SUR



## **ANEXO H. Instalación local de suministro de vapor a la turbina**



**ANEXO I. Procedimiento para la evaluación del rendimiento energético de turbinas de vapor de retropresión en plantas de proceso.**

## RELACION DE REVISIONES

VERSION	DESCRIPCION	FECHA

ELABORÓ	REVISO	APROBO
Oscar L. Corena	Cristian Lennis	Oscar Ortiz
20/05/2005	24/05/2005	25/05/2005

PROCEDIMIENTO PARA LA EVALUACIÓN DEL  
RENDIMIENTO ENERGÉTICO DE TURBINAS DE VAPOR  
DE RETROPRESIÓN EN PLANTAS DE PROCESO

## TABLA DE CONTENIDO

<b>1. OBJETO</b> .....	<b>0</b>
<b>2. ALCANCE</b> .....	<b>0</b>
<b>3. GLOSARIO</b> .....	<b>0</b>
<b>4. DOCUMENTOS DE REFERENCIA</b> .....	<b>0</b>
<b>5. CONDICIONES GENERALES</b> .....	<b>0</b>
<b>5.1 DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA INTERNA MEDIANTE EL CÁLCULO DE LA CAÍDA DE ENTALPÍA</b> .....	<b>1</b>
<b>5.2 PRUEBA DE CAPACIDAD MÁXIMA</b> .....	<b>1</b>
<b>5.3 OBSERVACIONES GENERALES</b> .....	<b>1</b>
<b>5.4 INSTRUMENTOS REQUERIDOS</b> .....	<b>2</b>
5.4.1 Lectura de presión .....	2
5.4.2 Lectura de temperatura.....	3
5.4.3 Lectura de la potencia de salida del generador .....	4
5.4.4 Medida de la potencia de salida mecánica de los equipos conducidos.....	4
5.4.5 Velocidad del eje.....	6
<b>5.5 DATOS DEL FABRICANTE</b> .....	<b>7</b>
<b>5.6 LOCALIZACIÓN DE LOS INSTRUMENTOS</b> .....	<b>8</b>
<b>5.7 CONDUCTA DE LA PRUEBA</b> .....	<b>8</b>
5.7.1 Establecimiento de las cargas de la prueba .....	8
5.7.2 Duración de la prueba.....	8
5.7.3 Frecuencia de las lecturas .....	9
<b>6. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO</b> .....	<b>9</b>
<b>7. DESARROLLO</b> .....	<b>9</b>
<b>7.1 CÁLCULOS TIPO</b> .....	<b>9</b>
7.1.1 Medidas para la prueba de eficiencia isentrópica por el método de caída de entalpía 9	
7.1.2 Máxima capacidad .....	10
<b>7.2 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS</b> .....	<b>11</b>
7.2.1 Relaciones entre flujo, presión y temperatura .....	13
7.2.2 Cálculo de la pérdida de calor en las superficies planas .....	15
7.2.3 Cálculo de la pérdida de calor y de temperatura en tuberías .....	16

7.2.4 Metodología para el análisis de las malfunciones .....	18
7.2.5 Valoración económica de las pérdidas de energía .....	19
<b>8. REGISTROS.....</b>	<b>20</b>
<b>9. CONTINGENCIAS.....</b>	<b>20</b>
<b>10. BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>20</b>
<b>11. ANEXOS.....</b>	<b>21</b>

## **OBJETO**

Este procedimiento establece, de manera general, una metodología para la evaluación del rendimiento energético de turbinas de vapor de retropresión.

## **ALCANCE**

Este procedimiento se encuentra dirigido a todos los funcionarios o dependencias encargados de la medición y control del aprovechamiento de la energía en la Gerencia Complejo Barrancabermeja.

## **GLOSARIO**

No Aplica.

## **DOCUMENTOS DE REFERENCIA**

- Norma ASME-PTC 6S Report-1988. Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines.
- Norma ASME-PTC 6 Report-1985. Guidance for Evaluation of Measurement Uncertainty in Performance Tests of Steam Turbines.
- COMITÉ DE NORMALIZACIÓN DE PETRÓLEOS MEXICANOS Y ORGANISMOS SUBSIDIARIOS. Aislamientos térmicos para altas temperaturas en equipos recipientes y tubería superficial. Ciudad de México.2004.
- GCB-E&L-001. Manual de gestión de energía y pérdidas de la GCB.

## **CONDICIONES GENERALES**

Las turbinas de vapor de retropresión, sin extracción de vapor, impulsan, por lo general, equipos de plantas de proceso y equipos auxiliares de potencia. Las pruebas descritas están enfocadas a determinar los cambios en el rendimiento de las turbinas como

resultado del deterioro del rendimiento de los álabes, incremento en el ajuste de los sellos interetapas y el incremento del ajuste de los sellos en el eje (anillos de carbón).

Las pruebas descritas son “Eficiencia interna determinada por la caída de entalpía” y “la prueba de capacidad máxima”.

## **DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA INTERNA MEDIANTE EL CÁLCULO DE LA CAÍDA DE ENTALPÍA**

Esta es la prueba de rutina más exacta y más simple. Mediante la realización de esta prueba se puede determinar la disminución en la capacidad de aprovechamiento de la energía térmica que el vapor suministra al equipo. Los requerimientos fundamentales son:

- El vapor que entra y sale de la turbina debe ser vapor sobrecalentado.
- Condiciones del vapor (presión y temperatura) tan cercanas a la de diseño como sea posible.
- La carga (potencia de eje) para la prueba debe estar sujeta a un punto único de operación de la válvula gobernadora, la presión de la carcasa de la primera etapa, o el flujo de vapor.
- Una velocidad (RPM) constante o específica.

## **PRUEBA DE CAPACIDAD MÁXIMA**

La prueba de capacidad máxima consiste en medir la potencia de salida eléctrica o mecánica en un punto particular de operación de la válvula gobernadora, preferiblemente válvulas completamente abiertas, y las presiones y temperaturas necesarias para aplicar los factores de corrección de carga.

## **OBSERVACIONES GENERALES**

Los procedimientos de prueba, la instrumentación, la duración y la frecuencia de toma de lecturas se escogieron con el fin de medir variables críticas con suficiente exactitud para producir resultados que se estiman se repetirán dentro de los siguientes porcentajes:

<b>PRUEBA</b>	<b>REPETIBILIDAD</b>
Eficiencia de Caída Entálpica	±0.50%
Capacidad Máxima	±0.31%

Igualmente se estima que la prueba recomendada requiere de tres observadores, dependiendo de la implementación de la prueba.

### **INSTRUMENTOS REQUERIDOS**

Se recomienda instrumentación de precisión para cada una de las lecturas primarias de la prueba, que son:

<b>LECTURA</b>	<b>CAÍDA ENTÁLPICA</b>	<b>CAPACIDAD MÁXIMA</b>
Temperatura y presión de la toma de vapor	X	X
Presión en las Toberas	X	X
Presión de la primera etapa	X	X
Temperatura y presión de escape	X	X
Potencia de eje de la turbina		X
Salida de potencia del generador		X
Velocidad del eje de la turbina	X	X

### **Lectura de presión**

Las lecturas de presión deben ser hechas con instrumentos de precisión. Los instrumentos de precisión son definidos como instrumentos disponibles comercialmente que tienen las siguientes medidas de incertidumbre:

<b>INSTRUMENTO</b>	<b>INCERTIDUMBRE EN LA MEDICIÓN</b>
Transductores de presión	0.1% de la escala completa
Manómetros de pesos muertos	0.1% de la presión medida
Manómetros	Considerado un estándar primario
Medidores de presión absoluta	0.25% de la escala de lectura completa
Manómetros Bourdon	0.25% de la escala de lectura completa
Barómetro	Considerado un estándar primario

Los siguientes instrumentos son recomendados:

<b>INSTRUMENTO</b>	<b>RANGO DE PRESIÓN</b>
Transductores de presión calibrado*	0 a 5000 psia ( 34470 kPa )
Manómetros de pesos muertos calibrado	Sobre 35 psia ( 240 kPa )
Manómetros de precisión	0 a 35 psia ( 240 kPa )
Medidores de presión absoluta de precisión	0 a 2 psia ( 14 kPa )
Manómetros tipo Bourdon*	35 a 1000 psia ( 240 a 6890 kPa)
Barómetro de precisión	Considerado un estándar primario

\* Deben ser calibrados contra una norma secundaria antes y después de la prueba, para asegurar una calibración exacta.

La selección de instrumento sobre rangos superpuestos es opcional. Se debe utilizar un barómetro (de mercurio) para medir la presión atmosférica.

### **Lectura de temperatura**

Para llevar a cabo las lecturas de temperatura se utilizan termocuplas calibradas de plomo con juntas frías integradas y lectores digitales de las pruebas.

La termocupla entrará justo y será firmemente mantenido contra el fondo de un termopozo. Los termopozos serán inmersos en el fluido al menos 3", pero no menos de ¼ del diámetro de la tubería. Para tuberías grandes, que exceden 18" de diámetro interno, se hace un arreglo de dos termopozos ubicados a 90° en el mismo plano de la sección

transversal. Los termopozos serán tan delgados como sea posible, consistentes con los esfuerzos seguros, y los diámetros internos serán tan pequeños como sea posible. El material del termopozo debe ser resistente a la corrosión. Una limpieza del termopozo permitirá una remoción fácil de la termocupla. La porción externa a la tubería del termopozo será cuidadosamente aislada para minimizar las pérdidas por radiación.

Los puntos de localización para las medidas de presión y temperatura estarán lo más cerca posible uno de otro. Se llevarán a cabo lecturas dobles de la temperatura para determinar la entalpía del vapor. Si más de una línea aparece como punto de localización común, las lecturas serán duplicadas en cada una de ellas. Para una exactitud aceptable el vapor debe estar sobrecalentado 25 °F o más en el punto de medida.

### **Lectura de la potencia de salida del generador**

Para determinar la potencia de salida del generador se utilizan estándares de rotaciones calibradas, medidores de Watthoras de simple etapa calibrados o un medidor de Watthoras de tres elementos calibrados, usados con transformadores de corriente y de voltaje independientes. La integración del medidor es por un contador fotoeléctrico auxiliar, o su equivalente, un grabador de disco de revoluciones. No se usaría un contador de revoluciones impulsado mecánicamente.

### **Medida de la potencia de salida mecánica de los equipos conducidos**

Para la medida de la potencia de salida mecánica existen métodos directos y métodos indirectos. Los métodos directos disponibles son:

- Sistemas de Medición de torque reactivo: Existen acoplados (generadores eléctricos, de freno de agua, etc.) y no acoplados (tipo tabla removible, por ejemplo).
- Sistemas de medida de transmisión de torque: Están los sistemas de medición del torque del eje (sistemas de galgas de superficie, transformadores de rotación), transformadores torsionales variables diferenciales, tipo magnético (sin contacto) o sistemas de desplazamiento angular (mecánico, eléctrico, óptico, etc.)

Los métodos indirectos (balance de energía) reemplazan las medidas de potencia derivadas de las pruebas sobre el equipo impulsado en los cálculos sobre las pruebas de

campo en turbinas de vapor de impulso mecánico. Ejemplos de equipo impulsado en esta categoría incluye bombas centrífugas, ventiladores, compresores, y exhostadores. Las ventajas y desventajas de cada uno de los métodos se resumen en la tabla 5.1.

**Tabla 5.1 Ventajas y desventajas de los métodos de medición de potencia**

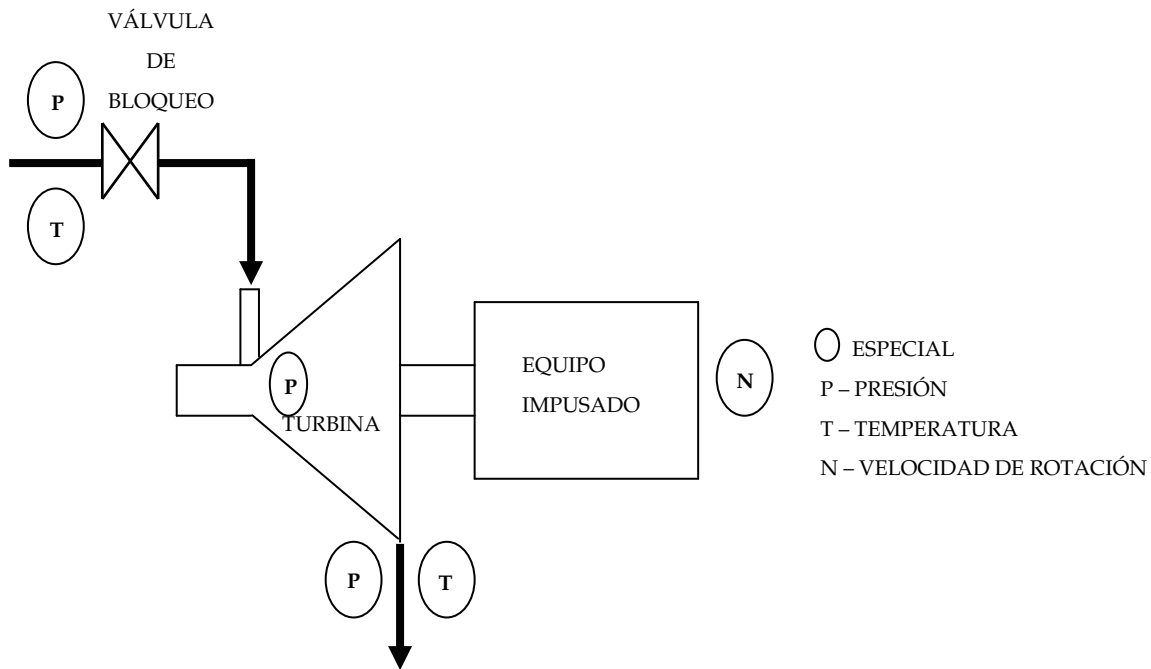
Métodos	Ventajas	Desventajas
<p>Sistemas de reacción</p> <p>Dinamómetro acoplado</p> <p>Dinamómetro sin acoplamiento</p>	<p>Alta exactitud, Calibración ejecutada en el sitio</p> <p>Pérdidas por fricción en rodamientos e histéresis, portátil</p>	<p>Costoso, no es fácilmente transportable, requerimientos de peso y tamaño, error por fricción en rodamientos a bajo torque.</p> <p>Interferencia de líneas eléctricas y de agua</p> <p>Estructuras complejas para máquinas grandes, las características elásticas del metal varían con la temperatura</p>
<p>Sistemas de transmisión</p> <p>Torque del eje</p> <p>Desplazamiento Angular</p>	<p>Relativamente bajo costo, relativamente buena exactitud, buena frecuencia de respuesta, máxima flexibilidad de carga</p> <p>Pequeño en tamaño físico, adaptable a piezas</p>	<p>Las características elásticas del metal varían con la temperatura, el porcentaje de error incrementa a medida que disminuye con la carga del sistema</p> <p>Requiere procedimientos difíciles de calibración, que no pueden ser</p>

	removibles tales como espaciadores de acoplamientos	hechos en el lugar, las características elásticas del metal varían con la temperatura
Balance de Energía	Puede ser ejecutado cuando los métodos directos no son posibles o prácticos	Menor exactitud que los métodos directos, gran cantidad de datos, incertidumbre en las propiedades termodinámicas del fluido

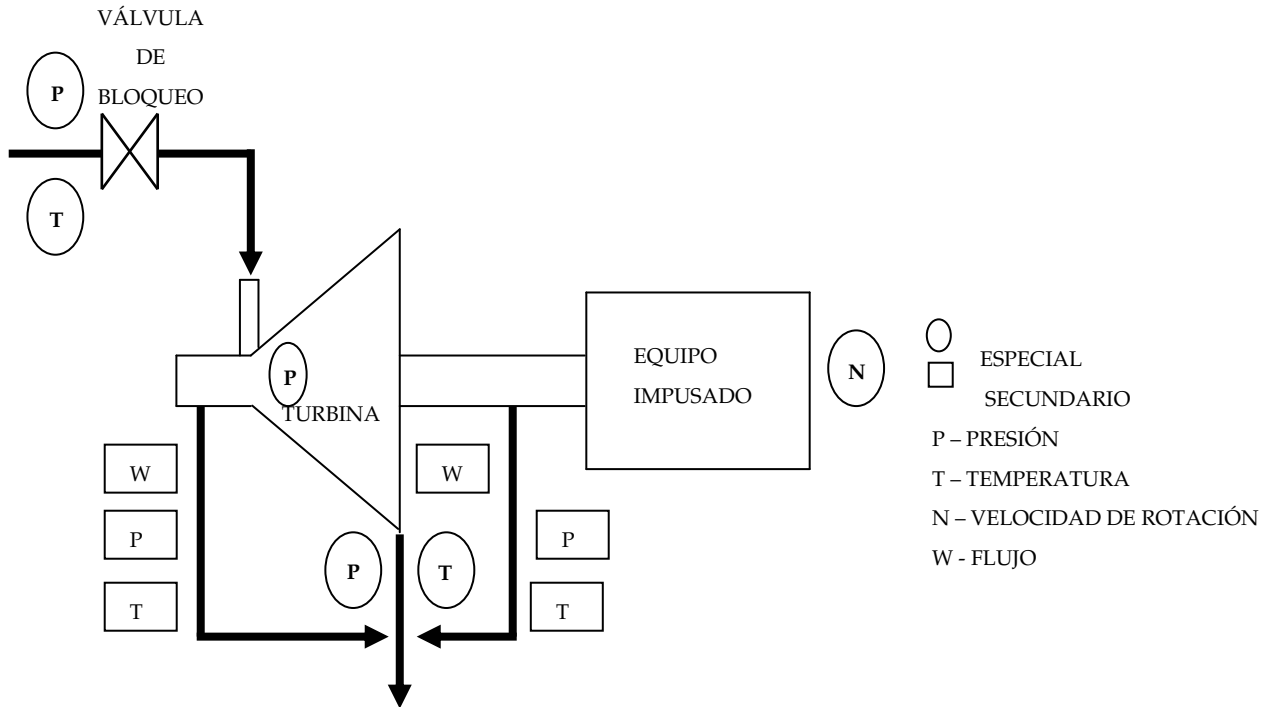
### Velocidad del eje

La velocidad del eje será medida con un tacómetro digital o análogo.

**Figura 19. Localización de la instrumentación para la prueba de caída de entalpía**



**Figura 20. Localización de la instrumentación para la prueba de capacidad máxima**



### DATOS DEL FABRICANTE

El fabricante del equipo puede suministrar datos y/o curvas de corrección las cuales son pertinentes para el cálculo de las pruebas. Algunos de estos datos son los siguientes:

- Curvas de corrección de pérdidas eléctricas. Las pérdidas eléctricas relativas al factor de potencia del generador y a la presión del hidrógeno para ajustar la potencia de salida del generador a las condiciones medidas. Las pérdidas eléctricas que son determinadas a partir de las curvas del fabricante pueden requerir medida de la potencia activa (kilowatts) y, ya sea, la potencia reactiva o el factor de potencia, para determinar el KVA del generador.
- Las correcciones a la tasa de vapor. las correcciones a la tasa de vapor o de calor de la turbina para ajustar la tasa de prueba a las condiciones estándar definidas por la fórmula de tasa de vapor/calor.

- Correcciones a la carga de la turbina. Las correcciones a la carga de la turbina para ajustar la potencia de salida a las condiciones normalizadas definidas por la fórmula de la tasa de calor/vapor.
- Flujo secundario o fugas de vapor. Los flujos secundarios menores o fugas de vapor menores que afectan el cálculo del flujo de la toma de vapor.
- Curvas de eficiencia de la bomba. Las curvas de eficiencia de la bomba las cuales establecen el aumento de entalpía bajo las condiciones de prueba.

## **LOCALIZACIÓN DE LOS INSTRUMENTOS**

La figura 1 muestra el arreglo esquemático de la localización de la instrumentación primaria y secundaria. La configuración física de las líneas de vapor de sello y la tubería de exhosto debe ser considerada antes de localizar la instrumentación para determinar las condiciones del vapor de exhosto.

## **CONDUCTA DE LA PRUEBA**

Normalmente, es ventajoso conducir las pruebas de eficiencia por caída de entalpía. Estas posiciones particulares de la válvula del gobernador pueden ser fácilmente repetidas sobre un período de años, permitiendo pruebas periódicas sin estrangulamiento excesivo a través de las válvulas del gobernador parcialmente abiertas.

### **Establecimiento de las cargas de la prueba**

La información del fabricante puede ser consultada para seleccionar los puntos de carga donde el vapor de salida de la turbina esté en la región de vapor sobrecalentado. Las condiciones de vapor deben ser tan cercanas a las especificadas como sea posible y una fluctuación permisible debe estar dentro de los límites del código.

### **Duración de la prueba**

La prueba descrita en este procedimiento tendría una hora de duración. Se necesita menos tiempo si las condiciones de la prueba son estables. Se debe permitir, por lo tanto, un mínimo de media hora de estabilización.

## Frecuencia de las lecturas

Las frecuencias de toma de lecturas recomendadas son:

- Cada 2 minutos: Potencia de salida y velocidad de la turbina.
- Cada 10 minutos: Presiones, temperaturas y flujos secundarios que afectan el cálculo del flujo de la tome de vapor.

## DESCRIPCION DEL EQUIPO

No Aplica.

## DESARROLLO

## CÁLCULOS TIPO

### Medidas para la prueba de eficiencia isentrópica por el método de caída de entalpía

Presión inicial del Vapor = 1247 psia

Temperatura inicial del vapor = 859.4 °F

Entalpía inicial del vapor = 1414.5 Btu/lbm

Presión del vapor de exhosto = 422.5 psia

Temperatura del vapor de exhosto = 615.1 °F

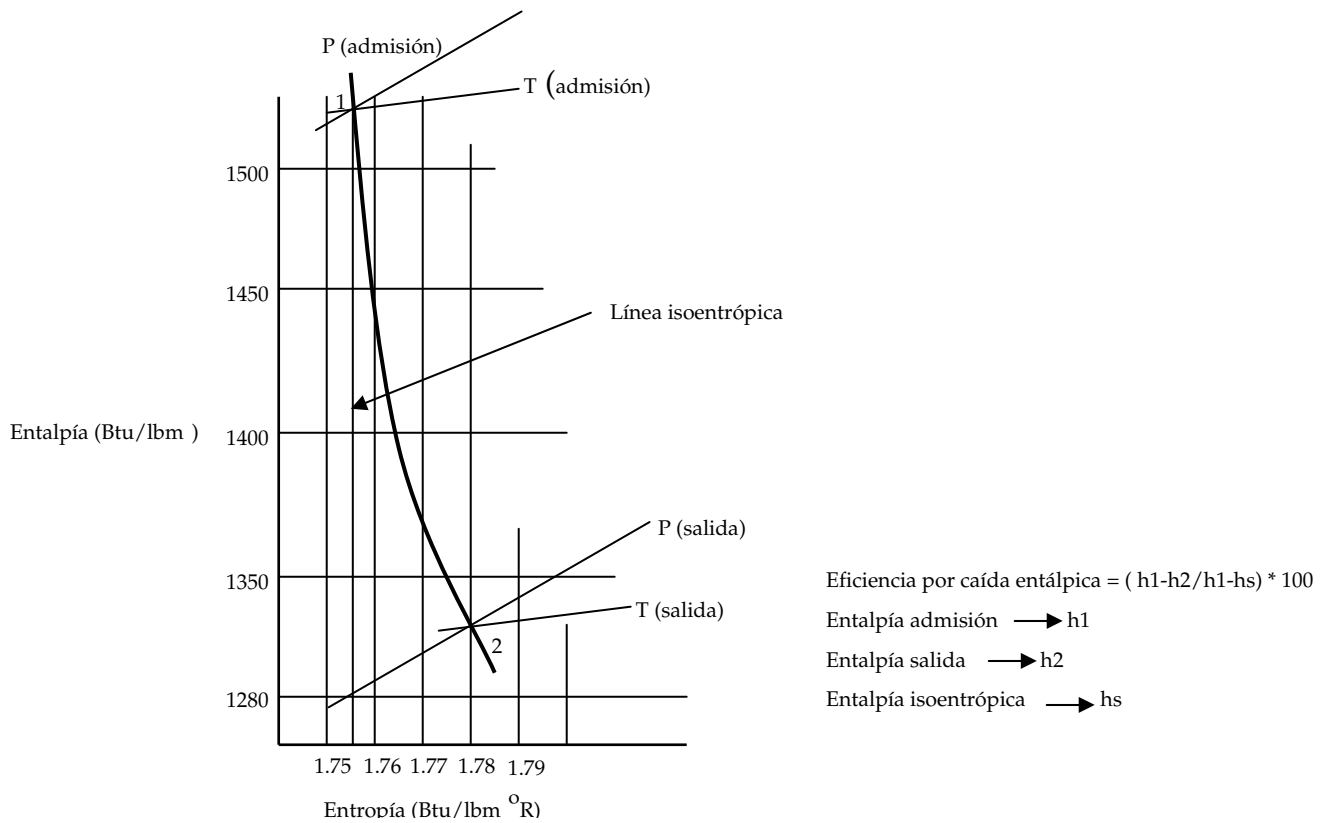
Entalpía del vapor de exhosto = 1314.4 Btu/lbm

Entalpía isentrópica = 1286.8 Btu/lbm

$$\eta_{\text{isentrópica}} = \frac{h_{\text{ent}} - h_{\text{salida}}}{h_{\text{entrada}} - h_{\text{isentrópica}}} * 100$$

$$\eta_{\text{isentrópica}} = \frac{1414.5 - 1314.4}{1414.5 - 1286.8} * 100 = 78.39\%$$

**Figura 2. Eficiencia de la etapa por el método de caída de entalpía**



**Máxima capacidad**

Potencia de eje medida = 18000 kW

Datos de vapor de sello obtenida a partir de medidas secundarias:

Vapor de sello N° 1.     650 lbm/h, 20 psia  
                                   713 °F, 1383.5 Btu/lbm

Vapor de sello N° 1.     8000 lbm/h, 20 psia  
                                   700 °F, 1383.5 Btu/lbm

Pérdidas mecánicas de la turbina = 150 kW (obtenida de los datos del fabricante)

Flujo de vapor a partir del balance de energía de la turbina

Energía de entrada

Energía del vapor =  $1414.5 \cdot y$  (Btu/hr), donde  $y$  = Flujo de vapor (lbm/hr)

Energía de salida

Vapor de sello N° 1 =  $650$  (lbm/hr)  $\times$   $1389.9$  (Btu/lbm) =  $903.435$  (Btu/hr)

Vapor de sello N° 2 =  $8000$  (lbm/hr)  $\times$   $1383.5$  (Btu/lbm) =  $11068$  (Btu/hr)

Energía equivalente de la salida de potencia =  $18000$  kW  $\times$   $3412.142$  Btu/Kwh

Energía equivalente de la salida de potencia =  $61418556$  (Btu/hr)

Energía equivalente por las pérdidas mecánicas de la turbina =  $150$  kW  $\times$   $3412.142$  Btu/Kwh =  $511821$  (Btu/hr)

Energía del vapor de exhosto =  $1314.4$  ( $y - 8650$ ) (Btu/hr)

Energía total saliendo del sistema =  $1314.4$  ( $y - 8650$ ) +  $73901812$

Energía que entra = Energía que sale

$1414.5 y = 1314.4 (y - 8650) + 73901812$

Flujo de vapor =  $y = 624697$  (lbm/hr)

Tasa de vapor de la prueba = (Flujo de vapor de la prueba/potencia de eje)

Tasa de vapor de la prueba =  $(624697/18000) = 34.7$  (lbm/kW hr)

## **ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS**

Uno de los objetivos más importantes que se persigue en un programa de pruebas de turbinas de vapor es la interpretación apropiada de los resultados de la prueba. Para tal fin, se dividen las posibles causas de caída del rendimiento en dos grupos característicos: Malfunciones inducidas y malfunciones intrínsecas (Royo, 1994). Las malfunciones inducidas se deben a cambios en los parámetros de operación de la instalación que suministra el vapor al equipo. Es decir, cambios en la presión y temperatura del vapor que

entra y sale del equipo. Las malfunciones intrínsecas se deben al deterioro o el agotamiento de partes (álabes, toberas, linealizadores, válvulas del gobernador y de disparo, etc.) o la totalidad del equipo.

Es importante tener en cuenta, que el diagnóstico de estas malfunciones o anomalías que disminuyen el rendimiento, y por ende el aprovechamiento de la energía, deben estar referenciadas a las condiciones de garantía suministradas por el fabricante del equipo. El rango de puntos de operación que aconseja el fabricante, constituyen los estados económicamente viables, que no comprometen la integridad del equipo y brindan los mayores beneficios. Es por eso, que es importante contar con la información que suministra el fabricante como criterio técnico para la implementación de las acciones de mejora.

**Tabla 7.1 Categoría de las “malfunciones” en las secciones y los parámetros intensivos afectados en las secciones de entrada y salida<sup>33</sup>**

<b>PARÁMETRO AFECTADO</b>	<b>POSIBLE CAUSA DE LA “MALFUNCIÓN”</b>	<b>CATEGORÍA</b>
Presión de Admisión	<p><b>Principal:</b> Válvulas de control en la primera etapa, válvula de paro, área de la tobera, pérdidas por sellos y escapes.</p> <p><b>Secundaria:</b> Cambios en la temperatura de entrada y presión de respaldo.</p>	Intrínseca
Presión de salida	<p><b>Principal:</b> pérdidas de flujo másico corrientes abajo.</p> <p><b>Secundaria:</b> cambios en la temperatura de salida y en</p>	Inducida

<sup>33</sup> ZALETA, Alejandro, et al. Bases para el análisis de “Malfunciones” en sistemas termomecánicos. Guanajuato.

	la presión de entrada	
Temperatura de admisión	<b>Principal:</b> Caída de presión corriente arriba. <b>Secundaria:</b> Cambios en la presión de admisión	Inducida
Temperatura de salida	<b>Principal:</b> fricción, erosión, sedimentos y huelgos en toberas (pérdidas aerodinámicas) y área anular de la última etapa (pérdidas totales de salida), sellos y escapes. <b>Secundaria:</b> Cambios en la relación de presión y pérdida de flujo másico	Intrínseca
Transmisión de potencia de eje	Pérdidas mecánicas en cojinete	Externa

### Relaciones entre flujo, presión y temperatura

La ecuación de flujo para todas las etapas de la turbina pueden expresarse como sigue:

$$w = 3600 * C_q * A_n * \sqrt{2 * g * \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) * \left(\frac{p_1}{v_1}\right) * \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}\right]} \quad (1)$$

La mayoría de las etapas, incluyendo todas las que están entre la primera y la última etapa, operan a una razón de presión aproximadamente constante bajo los cambios de posición de la válvula gobernadora, el flujo de la toma de vapor, la presión del condensador, y las condiciones del vapor de entrada.

Para estas etapas, debido a que se asume una constante  $\frac{p_2}{p_1}$  y debido a que se ignora los cambios muy pequeños en  $\gamma$  y  $A_n$ , la ecuación (1) se escribe como:

$$w = C_q * Cte * \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \quad (2)$$

Aunque  $C_q$  varía ligeramente con el número de reynolds, prácticamente puede ser considerada una constante. De esta manera:

$$\frac{w}{\sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} = Cte \quad (3)$$

o

$$\frac{w}{p_1 \sqrt{\frac{1}{R_1 * T_1}}} = Cte \quad (4)$$

**Donde, en la parte de arriba y en la figura 7.1:**

$w$  = rata de flujo, lbm/hr.

$C_q$  = Coeficiente de Flujo.

$A_n$  = Área de la tobera, (área de flujo del álabe estacionario).

$\gamma$  = razón de calores específicos ( $C_p/C_v$ ).

$p_1$  = Presión a la entrada de la etapa, psia.

$p_2$  = Presión entre la fila de álabes móviles y estacionarios, psia.

$p_3$  = Presión a la salida de la etapa, psia.

$R_1$  = Constante de gas universal en la etapa de entrada.

$g$  = Aceleración debida a la gravedad, ft/sg<sup>2</sup>.

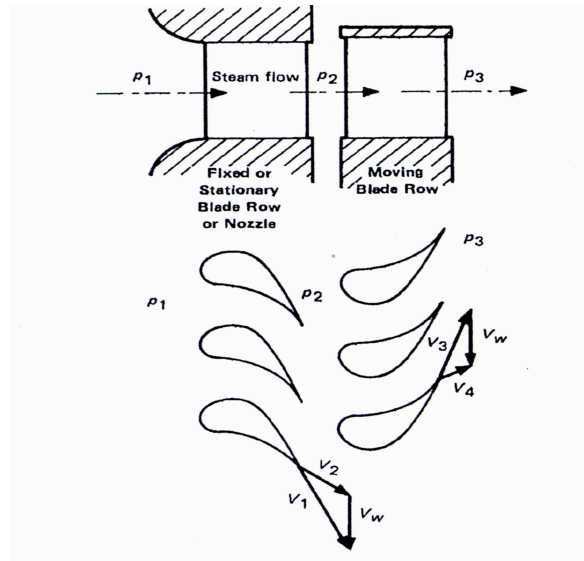
$v_1$  = Volumen específico en la entrada de la etapa, ft<sup>3</sup>/lbm.

$T_1$  = Temperatura absoluta a la entrada de la etapa,  $^{\circ}\text{R}$ .

$V$  = velocidad, ft/seg.

La relación mostrada en las ecuaciones (3) o (4) puede ser aplicada también a la primera etapa, si se mantiene la válvula del gobernador a una posición constante.

**Figura 7.1 Diagrama típico de álabes para una etapa simple<sup>34</sup>**



### Cálculo de la pérdida de calor en las superficies planas

Para el cálculo de la pérdida de calor y de la temperatura en la superficie del aislamiento (o sin aislamiento), en superficies planas:

1. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección natural y forzada, desde la superficie aislada hacia el ambiente,  $hc$  ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ ):

$$hc = 3.0075 \times C \times [ 1.11 / (t_{\text{sup}} + t_a - 510.44) ]^{0.181} \times [ 1.8 \times (t_{\text{sup}} - t_a) ]^{0.266} \times (1 + 7.9366 \times 10^{-4} \times V)^{0.5}$$

3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación,  $hr$  ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ ):

<sup>34</sup> Tomado de la Norma ASME PTC 6S Report-1988

$$h_r = 0.9824 \times 10^{-8} \times \text{Emss} \times [ (t_a^4 - t_{\text{sup}}^4) / (t_a - t_{\text{sup}}) ]$$

4. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor,  $h_s$  ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ ):

$$h_s = h_c + h_r$$

5. Cálculo del flujo de calor por unidad de área,  $q$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ):

$$q = p \times (t_{\text{op}} - t_a) / ( [(\text{esp}/K_{\text{ais}})] \times [1/(h_s)] )$$

6. Verificación de la temperatura de superficie,  $t_{\text{sc}}$  (K):

$$t_{\text{sc}} = t_{\text{op}} - [ q / (2 \times p \times K_{\text{ais}}) ] \times \ln (d_a/d_o)$$

7. Convergencia de la temperatura de superficie

Si  $t_{\text{sup}} = t_{\text{sc}}$ , entonces las pérdidas de calor son igual a  $q$  y la temperatura en la superficie aislada es  $t_{\text{sc}}$ . En caso contrario, hacer  $t_{\text{sup}} = t_{\text{sc}}$  y regresar al punto No. 1 del procedimiento de cálculo para superficies planas.

Nomenclatura:

$C$  = Coeficiente de forma, 1.79, para superficies planas y 1.019 para tuberías, adimensional.

$\text{esp}$ = Espesor del material aislante, m.

$t_{\text{op}}$ = Temperatura de operación, K.

$t_{\text{sup}}$ =Temperatura de superficie, K.

$t_a$ =Temperatura ambiente, K.

$k_{\text{ais}}$ = Conductividad térmica del termoaislante,  $\text{W}/(\text{m K})$ .

$V$ = velocidad del viento, m/h.

$\text{Emss}$ = emisividad de la superficie aislada, adimensional.

**Cálculo de la pérdida de calor y de temperatura en tuberías**

Para el cálculo de la pérdida de calor y de la temperatura en la superficie del aislamiento, en tuberías hasta de 609 mm de diámetro nominal, la NOM-009-ENER-1995 determina que se emplee:

1. Cálculo del diámetro aislado,  $d_a$  (m):  $d_a = d_o + (2 \times \text{esp})$

2. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección natural y forzada, desde la superficie aislada hacia el ambiente,  $h_c$  ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ ):

$$h_c = 2.7241 \times C \times (d_a)^{-0.2} \times [1.11 / (t_{\text{sup}} + t_a - 510.44)]^{0.181} \times [1.8 \times (t_{\text{sup}} - t_a)]^{0.266} \times (1 + 7.9366 \times 10^{-4} \times V)^{0.5}$$

3. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por radiación,  $h_r$  ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ ):

$$h_r = 0.9824 \times 10^{-8} \times \text{Emss} \times [(t_a^4 - t_{\text{sup}}^4) / (t_a - t_{\text{sup}})]$$

4. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor,  $h_s$  ( $\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$ ):

$$h_s = h_c + h_r$$

Cuando se realiza el diagnóstico energético del aislamiento, para determinar si la pérdida de energía a través de este, cumple con lo establecido en la NOM-009-ENER-1995, el valor que se compara con las tablas de la norma, es el valor del flujo de calor ( $q$ ) del punto 5.

5. Cálculo del flujo de calor por unidad de área,  $q$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ):

$$q = p \times (t_{\text{op}} - t_a) / ([1/(2 \times \text{Kais})] \times \ln d_a/d_o \times [1/(h_s \times d_a)])$$

6. Verificación de la temperatura de superficie,  $t_{\text{sc}}$  (K):

$$t_{\text{sc}} = t_{\text{op}} - [q / (2 \times p \times \text{Kais})] \times \ln (d_a/d_o)$$

7. Convergencia de la temperatura de superficie

Si  $t_{\text{sup}} = t_{\text{sc}}$ , entonces las pérdidas de calor son igual a  $q$  y la temperatura en la superficie aislada es  $t_{\text{sc}}$ . En caso contrario, hacer  $t_{\text{sup}} = t_{\text{sc}}$  y regresar al punto No. 1 del procedimiento de cálculo para tuberías.

Cuando se diseña (determinar el diámetro y seleccionar el aislamiento a instalar), en las tablas de la NOM-009-ENER-1995 se presentan el diámetro recomendado para diferentes aislamientos, en función, del diámetro de la tubería y de la temperatura de operación del fluido.

### **Metodología para el análisis de las malfunciones**

Para el análisis de las malfunciones se sugiere:

1. Verificar que el equipo posee la instrumentación requerida para tomar las lecturas de operación. Si no se cumple esta condición, se debe gestionar la instalación de la instrumentación adecuada. Los requerimientos y las alternativas se incluyen en el numeral 5.4 de este procedimiento. Para una profundización de los requerimientos y alternativas se sugiere dirigirse a las Normas ASME PTC 6S Report-1988 y ANSI/ASME PTC 6 Report-1985 (ver referencias).
2. Tomar lectura de los parámetros de operación del equipo tal como se detalla en los numerales 5.4, 5.6 y 5.7. de este procedimiento. Es importante dar énfasis a la conducta de la prueba y los intervalos de tiempo entre mediciones. Para el manejo de datos debe revisarse las referencia nombradas anteriormente. Se sugiere seguir el formato de toma de datos propuesto en este procedimiento (ver anexos).
3. Calcular, con los parámetros de operación obtenidos en los pasos anteriores, la eficiencia isentrópica y la tasa de vapor. El desarrollo de este paso se lleva a cabo según el numeral 7.1 de este procedimiento.
4. Conseguir la información suministrada por el fabricante con respecto a los parámetros de operación de diseño, condiciones de garantía y dimensiones físicas de los elementos relacionados con el consumo de energía y vapor (sellos, carcasa, diámetro de tuberías, etc.)
5. Compara los resultados obtenidos de los puntos anteriores y determinar la presencia de malfunciones (intrínsecas e inducidas). La tabla 7.1, presenta un resumen de las malfunciones y sus posibles causas.
6. Levantar información detallada acerca de la operación del equipo y la instalación. Esta información debe incluir condiciones de arrancada y apagado del equipo, tiempo de operación, uso de válvulas manuales, entrevistas con operadores de patio, etc. Se busca de esta manera, información que ayude a determinar las causas de las malfunciones identificadas y su solución.

7. Levantar información con respecto a las labores históricas de mantenimiento relacionadas con elementos del equipo y la instalación directamente relacionados con el consumo de energía y vapor (válvulas, aislamiento, etc.). Igual que en punto anterior, se pretende determinar las posibles causas de las malfunciones y su solución.
8. Evaluar el efecto de las malfunciones en el consumo de energía y vapor del equipo y la instalación. Se debe evaluar de manera individual cada malfunción teniendo en cuenta la relación de esta con otros factores de operación (temperaturas, presiones, etc.). El desarrollo de esta punto se lleva a cabo por medio de las expresiones contenidas en los numerales 7.1 y 7.2.1 de este procedimiento.
9. Analizar la información de los puntos anteriores y determinar las causas de las malfunciones.
10. Plantear estrategias, técnicas y económicas, para solucionar las malfunciones.
11. Estimar los ahorros esperados en consumo de vapor y energía por la implementación de la propuestas de mejoramiento establecidas en el numeral anterior.
12. Estimar los ahorros en US\$/año (dólares/año) obtenidos por la implementación de las propuestas de mejoramiento.
13. Presupuestar la implementación de las estrategias propuestas.
14. Determinar el retorno de la inversión a realizar.

### **Valoración económica de las pérdidas de energía**

Conociendo el calor perdido (o por recuperar), ya que este calor constituye parte de la energía que se utiliza para producir el vapor, el valor en dinero (costo) aproximado de esta energía está dada por:

$$\lambda = \frac{Q * \kappa_{\text{fuel}} * T}{\eta_{\text{Boiler}}}$$

Donde  $\lambda^{35}$  = Es el costo de la energía en US\$(dólares)/año

---

<sup>35</sup> Steam System Survey Guide. OAK Ridge Nacional Laboratory

Q = Calor perdido (o pr recuperar) en MMBTU/hr

T = Tiempo de servicio de la instalación o el equipo (hr/año)

$\kappa_{fuel}$  = costo del combustible en US\$(dólares)/MMBTU,  
Suministrado a la caldera.

$\eta_{Boiler}$  = Eficiencia de la caldera

Para determinar el valor del flujo de vapor perdido (o por recuperar) se debe primero conocer el costo del vapor (US\$/klb). Este se determina por el procedimiento detallado en el manual de gestión de energía y pérdida (GCB-E&L-001). Una vez determinado el precio del vapor, el costo del flujo de vapor perdido o por recuperar se obtiene de:

$$\text{Ahorro} \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{año}} \right] = P \left[ \frac{\text{US\$}}{\text{klb}} \right] * C \left[ \frac{\text{klb}}{\text{hr}} \right] * t \left[ \frac{\text{hr}}{\text{año}} \right]$$

P = precio del vapor

C = Consumo adicional de vapor  
del equipo debido a la malfunción  
específica

## REGISTROS

No Aplica

## CONTINGENCIAS

No Aplica

## BIBLIOGRAFIA

- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Guidance for Evaluation of Measurement Uncertainty in Performance Tests of Steam Turbines: ANSI/ASME PTC 6 Report-1985. New York. 2001.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. Procedures for Routine Performance Tests of Steam Turbines : ASME PTC 6S Report-1988. New York. 2001. p. 35-52,95-102.

- ZALETA, Alejandro et al. BASES PARA EL ANÁLISIS DE “MALFUNCIONES” EN SISTEMAS TERMOMECÁNICOS. Guanajuato.

## **ANEXOS**

Anexo 1. Glosario

## Anexo 1. Glosario

**Álabes:** Elementos constitutivos de la turbina de vapor que se encargan de convertir la energía térmica del vapor en energía mecánica. Esta energía mecánica se transmite al eje por medio de la rueda de la turbina.

**Anillos de carbón:** Sellos que disminuyen la fuga de vapor por el eje de la turbina. Se ubican en la caja de sellos a cada lado del eje de la turbina.

**Coefficiente de transferencia de calor:** Relación entre el calor transferido desde una superficie y el área de dicha superficie.

**Convección forzada:** Modo de transferencia de calor entre un fluido en movimiento y una superficie.

**Convección natural:** Modo de transferencia de calor entre un fluido sin movimiento relativo y una superficie. El movimiento del fluido que permite la transferencia de calor constante, se debe a la diferencia de densidades entre el fluido “caliente” cercano a la superficie y el fluido “frío” que se encuentra lejano de la superficie.

**Eficiencia isentrópica:** Comparación entre la entrega real de trabajo y el trabajo producido en un proceso isentrópico.

**Proceso isentrópico:** Proceso que se realiza sin pérdidas de calor y totalmente reversible.

**Repetibilidad:** Es la capacidad del sistema de instrumentación de producir resultados de la relación de entrada y salida sobre un período extendido de tiempo.

**Termopozo:** Accesorio utilizado para medir la temperatura del fluido en una tubería. Este se introduce, por medio de una perforación en la tubería y en su interior contiene una termocupla calibrada para determinar la temperatura del fluido que circula por el interior de dicha tubería.

**Toma de vapor:** Este término se refiere al vapor que entra a la turbina justo antes de la válvula gobernadora.

**Vapor sobrecalentado:** Vapor de agua calentado por encima de la temperatura de saturación a una presión dada.

**Válvula gobernadora:** Esta es la válvula que regula el flujo que entra a la turbina. Es controlada por el gobernador, el cual la abre o cierra según se necesite aumentar o disminuir el flujo de vapor a la turbina para mantener una velocidad de eje constante.