



**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**OPTIMIZACIÓN DE LA EFICIENCIA DE UN TURBOGENERADOR DE  
CONDENSACION EVALUANDO CONSUMO ELÉCTRICO DE AUXILIARES  
CONTRA RENDIMIENTO DE LA TURBINA**

**EDDY RAFAEL ROLDÁN PACHECO**

**ASESOR: ING. VICTOR HUGO CABRERA RAMOS**

**Guatemala, septiembre de 2004**



UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA



FACULTAD DE INGENIERÍA

**OPTIMIZACIÓN DE LA EFICIENCIA DE UN TURBOGENERADOR DE  
CONDENSACIÓN EVALUANDO CONSUMO ELÉCTRICO DE AUXILIARES  
CONTRA RENDIMIENTO DE LA TURBINA**

TRABAJO DE GRADUACIÓN

PRESENTADO A JUNTA DIRECTIVA DE LA  
FACULTAD DE INGENIERÍA

POR

**EDDY RAFAEL ROLDÁN PACHECO**

ASESORADO POR: ING. VICTOR HUGO CABRERA RAMOS

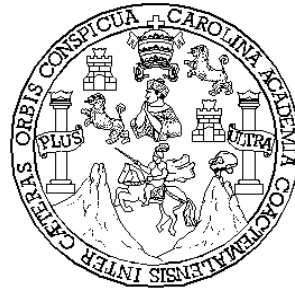
AL CONFERÍRSELE EL TÍTULO DE  
**INGENIERO ELECTRICISTA**

GUATEMALA, SEPTIEMBRE DE 2004



UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA

**FACULTAD DE INGENIERÍA**



**NÓMINA DE JUNTA DIRECTIVA**

DECANO	Ing. Sydney Alexander Samuels Milson
VOCAL I	Ing. Murphy Olympo Paiz Recinos
VOCAL II	Lic. Amahán Sánchez Alvarez
VOCAL III	Ing. Julio David Galicia Celada
VOCAL IV	Br. Kenneth Issur Estrada Ruiz
VOCAL V	Br. Elisa Yazminda Vides Leiva
SECRETARIO	Ing. Pedro Antonio Aguilar Polanco

**TRIBUNAL QUE PRACTICÓ EL EXAMEN GENERAL PRIVADO**

DECANO	Ing. Herbert René Miranda Barrios
EXAMINADOR	Ing. Marco Junio Martínez Hernández
EXAMINADOR	Ing. Gustavo Adolfo Villeda Vásquez
EXAMINADOR	Ing. Edgar Florencio Montufar Urizar
SECRETARIA	Inga. Gilda Marina Castellanos Baiza de Illescas



**HORABLE TRIBUNAL EXAMINADOR**

Cumpliendo con los preceptos que establece la ley de la Universidad de San Carlos de Guatemala, presento a su consideración mi trabajo de graduación titulado:

**OPTIMIZACIÓN DE LA EFICIENCIA DE UN TURBOGENERADOR DE  
CONDENSACIÓN EVALUANDO CONSUMO ELÉCTRICO DE AUXILIARES  
CONTRA RENDIMIENTO DE LA TURBINA**

Tema que me fuera asignado por la Dirección de la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica con fecha 5 de junio de 2002.

---

EDDY RAFAEL ROLDÁN PACHECO





## **DEDICATORIA**

A DIOS: QUE SIEMPRE ME AYUDÓ EN LOS MOMENTOS  
MÁS DIFÍCILES.

A MIS PADRES: AGRADECIMIENTO POR SU INCONDICIONAL  
AYUDA.

A MIS HERMANOS: QUE MI ESFUERZO SEA UNA MOTIVACIÓN  
PARA ELLOS.

A MIS AMIGOS: GRACIAS POR SU SINCERA AMISTAD.

AL PERSONAL DE LA PLANTA ELÉCTRICA DEL INGENIO CONCEPCIÓN:  
AGRADECIMIENTO ESPECIAL POR SU VALIOSA  
AYUDA EN LA REALIZACIÓN DE ESTE TRABAJO  
DE GRADUACIÓN.



## ÍNDICE GENERAL

<b>ÍNDICE DE ILUSTRACIONES .....</b>	<b>V</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS.....</b>	<b>VII</b>
<b>GLOSARIO.....</b>	<b>IV</b>
<b>RESUMEN.....</b>	<b>XI</b>
<b>OBJETIVOS.....</b>	<b>XIII</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>XV</b>

### **1. CONCEPTOS GENERALES**

1.1 Centrales térmicas de vapor.....	1
1.2 Turbinas de vapor.....	3
1.2.1 Principios fundamentales.....	3
1.2.2 Escalonamiento de las turbinas de vapor.....	6
1.2.3 Turbinas con condensador.....	8
1.3 Condensadores de vapor.....	9
1.3.1 Tipos y aplicaciones.....	9
1.3.2 Condensadores de superficie.....	11
1.4 Torres de enfriamiento.....	12
1.4.1 Control de temperatura y administración de la energía en una torre de enfriamiento.....	14
1.5 Curvas características de velocidad variable para bombas Centrífugas.....	16
1.6 Curvas características de velocidad variable para un ventilador Centrífugo.....	19

## **2. DESARROLLO DE PRUEBAS DE OPERACIÓN**

2.1	Descripción del ciclo de condensación en estudio.....	21
2.2	Prueba de operación de ventiladores en doble rampa.....	23
2.3	Prueba de operación de ventiladores a igual velocidad.....	26
2.4	Prueba de operación con una bomba de recirculación.....	29
2.5	Prueba de operación con dos bombas de recirculación a igual velocidad.....	32
2.6	Prueba de operación de velocidad bombas contra velocidad ventiladores.....	35
2.7	Prueba de operación de vacío turbo contra flujo de agua.....	39

## **3. IDENTIFICACIÓN DEL PUNTO DE ÓPTIMA EFICIENCIA DEL TURBOGENERADOR**

3.1	Evaluación del consumo eléctrico en prueba de ventiladores.....	41
3.2	Evaluación del consumo eléctrico en prueba de bombas de recirculación.....	44
3.3	Evaluación del consumo eléctrico en pruebas de velocidad bombas contra velocidad ventiladores.....	47
3.4	Identificación del punto de mínimas pérdidas en el turbogenerador.....	50

## **4. ANÁLISIS ECONÓMICO**

4.1	Consideración preliminar.....	61
4.2	Análisis de costos y beneficios.....	62
4.2.1	Calculo del ahorro de energía obtenido operando con un vacío de 77.6 milímetros de mercurio absoluto.....	62

4.2.2 Cálculo del beneficio económico obtenido en las pruebas de operación.....	64
4.3 Evaluación económica para determinar la conveniencia de invertir en un segundo equipo, para operar con dos equipos a menor velocidad.....	65
<b>CONCLUSIONES.....</b>	<b>69</b>
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>71</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>73</b>



## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

### FIGURAS

1	Esquema de una central térmica con condensador	2
2	Esquema de una turbina de vapor tipo acción.	4
3	Tobera de vapor para una turbina de acción.	5
4	Turbina de acción, (a) escalonamiento de presión o Rateu, y (b) escalonamiento de velocidad o de Curtis.	7
5	Diagrama Ts. correspondiente a una instalación con condensador.	8
6	Efecto del condensador sobre un diagrama de trabajo teórico.	10
7	Curva característica de velocidad variable para una bomba centrífuga.	16
8	Curva característica de velocidad variable para una bomba centrífuga utilizada en una torre de enfriamiento.	18
9	Curva característica de velocidad variable para un ventilador centrífugo utilizado en una torre de enfriamiento.	20
10	Consumo de energía eléctrica en prueba de ventiladores.	43
11	Consumo de energía eléctrica en prueba de bombas de recirculación.	46
12	Consumo de energía eléctrica en prueba de velocidad bombas contra velocidad ventiladores.	49
13	Determinación del punto de mínimas pérdidas bajo condiciones desfavorables de clima.	57
14	Determinación del punto de mínimas pérdidas bajo condiciones favorables de clima.	60

## TABLAS

I	Relaciones entre flujo, presión y potencia contra velocidad en una bomba centrífuga.	17
II	Resultados de prueba de operación de ventiladores en doble rampa	25
III	Resultados de prueba de operación de ventiladores a igual velocidad.	28
IV	Resultados de prueba de operación con una sola bomba de recirculación.	31
V	Resultados de prueba de operación con dos bombas de recirculación.	34
	Resultados de prueba de operación con alto flujo de aire y bajo flujo de agua.	37
VII	Resultados de prueba de operación con alto flujo de agua y bajo flujo de aire.	38
VIII	Resultados de prueba de operación de vacío de turbo contra flujo de agua.	40
IX	Análisis de resultados bajo condiciones desfavorables de clima.	54
X	Análisis de resultados bajo condiciones favorables de clima.	59
XI	Resumen del ahorro de energía en pruebas de operación.	64
XII	Equipo necesario para la implementación de la operación, con dos equipos a menor velocidad.	65
XIII	Resumen del análisis económico, para determinar la conveniencia de invertir en un segundo equipo para operar a menor velocidad.	67



## LISTA DE SÍMBOLOS

<b>GPM</b>	Galones por minuto
<b>°C</b>	Grados centígrados
<b>Hg.</b>	Mercurio
<b>h<sub>1</sub></b>	Entalpía de entrada
<b>h<sub>2</sub></b>	Entalpía de salida
<b>Hp.</b>	Caballos de fuerza.
<b>hr.</b>	Horas
<b>Hz.</b>	Hertz
<b>i</b>	Tasa de interés anual
<b>Kg.</b>	Kilogramos
<b>KJ.</b>	Kilo-joules
<b>kV.</b>	Kilovoltio
<b>kW.</b>	Kilo-watts
<b>kWh.</b>	Kilo-watts-hora
<b>mm.</b>	milímetros
<b>MW.</b>	Mega-watts
<b>%</b>	Porcentaje
<b>Q</b>	Quetzales
<b>RPM</b>	Revoluciones por minuto
<b>Ts.</b>	Temperatura-entropía



## **GLOSARIO**

<b>Condensación</b>	Efecto de convertir un vapor en agua, por aumento de presión o sustracción de calor.
<b>Consumo de energía</b>	Es la cantidad de energía utilizada durante un periodo de tiempo determinado.
<b>Energía eléctrica</b>	Es la potencia integrada en el tiempo, se mide en kilovatio-hora.
<b>Entalpía</b>	Energía contenida en el vapor de agua a una presión y temperatura determinada.
<b>Expansión</b>	Aumento de volumen de un gas mediante disminución de la presión o por aumento de la temperatura.
<b>Incrustación</b>	Capa delgada de diferentes materiales que se adhiere en la superficie de las tuberías de un condensador o caldera.
<b>Rendimiento</b>	Relación entre un valor de la magnitud cedida y el valor de una magnitud absorbida en un sistema funcionando a régimen.

**Vacío**

Presión que se mide por la disminución por debajo de la presión atmosférica.

**Vaporización**

Acción y efecto de pasar un líquido a la fase de vapor.

## RESUMEN

La mayoría de las centrales térmicas de vapor, instaladas hoy, utilizan como máquinas motrices las turbinas de vapor, esto debido a las ventajas de las turbinas sobre otras máquinas, entre las que se puede mencionar: bajo costo de mantenimiento, alto rendimiento, permiten una expansión del vapor entre límites de presión y temperatura más amplios, consiguiendo de esta suerte una economía calorífica imposible de alcanzar con otras máquinas. Muchas de estas centrales trabajan con condensador, debido a que se puede obtener una mejor eficiencia y se puede recuperar el condensado.

Una de las desventajas de estas centrales térmicas es su alto consumo eléctrico de auxiliares, sin embargo este inconveniente se puede reducir con una adecuada operación. La mayor parte del equipo auxiliar utilizado en las centrales térmicas trabajan con ventiladores y bombas centrífugas. Una de las leyes básicas para este tipo de ventiladores y bombas, establece que el flujo es directamente proporcional a la velocidad a la cual gira su impulsor, la presión que levantan al cuadrado de la velocidad de operación, y la potencia absorbida al cubo de la velocidad que esté trabajando. De lo anterior se puede concluir que si se dobla la velocidad de operación de un ventilador o bomba centrífuga, se obtendrá el doble de flujo, se levantará cuatro veces más presión, pero se tendrá un consumo ocho veces mayor. Por lo que operar el equipo auxiliar a la mínima velocidad posible, podría reducir considerablemente el consumo de auxiliares.

En un turbogenerador de condensación que opera con una torre de enfriamiento se puede aumentar el rendimiento en la turbina, aumentando el vacío en el condensador. Naturalmente es necesario dar mayor potencia de ventilación en la torre de enfriamiento y mayor flujo de agua hacia el condensador, lo que incrementa el consumo eléctrico de los motores auxiliares. Sin embargo puede ser que la energía ganada por operar a mayor rendimiento en la turbina, no compense el aumento en el consumo eléctrico, además hay un punto más allá del cual solo se desperdiciaría la energía en la torre de enfriamiento.

Después de la realización de las pruebas de operación en la torre de enfriamiento, se determinó que es conveniente operar los ventiladores a igual velocidad en lugar de operar en doble rampa, debido al ahorro de energía. Igualmente es más rentable operar con dos bombas a igual velocidad, en lugar de sobrecargar una sola.

Queda comprobado que operar con el máximo vacío alcanzable en el condensador de un turbogenerador, para aumentar el rendimiento en la turbina, puede no ser la forma más eficiente de operar, por el alto consumo eléctrico de auxiliares en la torre de enfriamiento. Además el punto de óptima eficiencia puede variar dependiendo de las condiciones ambientales y de la carga con la que se este operando.

## **OBJETIVOS**

### **General**

Optimizar la eficiencia de un turbogenerador de condensación, evaluando consumo eléctrico de auxiliares contra rendimiento de la turbina.

### **Específicos**

1. Reducir el consumo eléctrico de auxiliares de la torre de enfriamiento de un turbogenerador de condensación.
2. Evaluar la conveniencia de operar una torre de enfriamiento, con mas flujo de aire o con mas flujo de agua de enfriamiento, para reducir las perdidas por consumo eléctrico.
3. Determinar el punto de óptima eficiencia de un turbogenerador de condensación.
4. Cuantificar el beneficio económico, por el ahorro de energía obtenido en las pruebas de operación.





## INTRODUCCIÓN

El incremento vertiginoso en el precio de los combustibles, en las últimas décadas y el igual incremento en la demanda de energía, han hecho que el uso de la misma hoy, sea aplicada de una manera mas cuidadosa, eficiente y óptima.

Por lo que resulta interesante y necesario un estudio para determinar la forma mas eficiente y segura de operar los equipos. Naturalmente el punto de partida en todo estudio de ahorro energético, es identificar y disminuir las pérdidas en el sistema.

El propósito que persigue el presente trabajo, es determinar el punto óptimo de operación de un turbogenerador de condensación que opera con una torre de enfriamiento, evaluando si un alto rendimiento en la turbina, compensa un aumento del consumo eléctrico de auxiliares en la torre de enfriamiento. Además de reducir al mínimo las pérdidas por consumo eléctrico de los motores auxiliares.

El capítulo 1 da a conocer los conceptos básicos de construcción y de operación de un turbogenerador de condensación, así como también los factores a considerar para mejorar el rendimiento en una turbina de vapor. Además se estudian las curvas características de velocidad variable, en bombas y ventiladores centrífugos con el fin de reducir el consumo eléctrico de auxiliares.

En el dos se dan las bases y se definen los parámetros que se estarán monitoreando durante las pruebas de operación, además se recopilan los resultados obtenidos en cada prueba.

En el siguiente se analizan los resultados obtenidos en las pruebas, determinando cual es la forma mas conveniente de operar reduciendo el consumo eléctrico de auxiliares, además se determina cual es el punto de optima eficiencia para operar el turbogenerador.

En el último capítulo se determina el ahorro de energía, por reducir al mínimo las pérdidas en la operación, y se cuantifica el beneficio económico. Además se evalúa la conveniencia de invertir en una segunda bomba de recirculación en la torre de enfriamiento, en el caso que no se cuente con esta, para poder trabajar con dos bombas a menor velocidad, para reducir consumo eléctrico.

# 1. CONCEPTOS GENERALES

## 1.1 Centrales térmicas de vapor

Estas centrales térmicas, utilizan el vapor de agua como medio de transporte de la energía calorífica contenida en los combustibles comerciales, para producir trabajo útil. Un ciclo de vapor se puede definir como una serie de procesos termodinámicos durante los cuales el vapor de agua, que es el fluido de operación, puede someterse a cambios que comprendan transiciones de energía, y luego retornar a su estado original, con el fin de convertir energía de una forma a otra mas útil.

La mayoría de las centrales térmicas de vapor, instaladas hoy en día, emplean como máquinas motrices, las turbinas de vapor. Esto debido a las ventajas de las turbinas de vapor sobre otras máquinas, entre las que se pueden mencionar, bajo costo de mantenimiento, alto rendimiento total o relación entre la energía útil y la contenida en el combustible utilizado, permiten una expansión del vapor entre límites de presión y temperatura mas amplios, consiguiendo de esta suerte una economía calorífica imposible de alcanzar con otras máquinas.

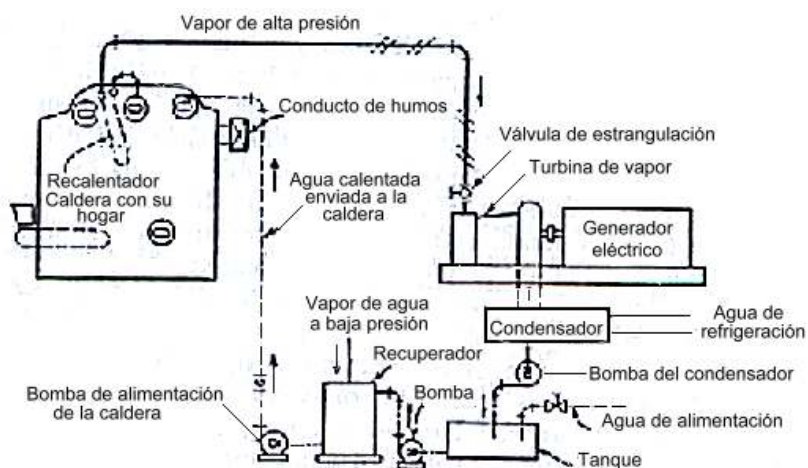
Las máquinas motrices de las centrales térmicas de vapor pueden trabajar sin condensador o con condensador. Cuando trabajan sin condensador el vapor de escape, puede ser descargado directamente a la atmósfera, o bien utilizarse en procesos de fábrica. En las centrales con condensador, las máquinas motrices descargan el vapor en condensadores en el interior de los cuales la presión es menor que la atmosférica y en donde el vapor es transformado en agua. Las principales ventajas de trabajar con condensador, son la mayor eficiencia y el poder recuperar el condensado del vapor.

La figura 1 muestra el esquema de una central térmica con condensador, el cual como se puede observar es un ciclo cerrado. El vapor se produce en una caldera, al quemarse combustible, la energía calorífica liberada producto de los gases de la combustión, es transmitida al agua, la cual varía su entalpía y su estado físico. La rapidez con la cual se produce la vaporización depende de la rapidez con la cual se transmite el calor al agua y de su movimiento en el recipiente.

El vapor abandona la caldera a una presión y temperatura determinadas y es conducido por canalizaciones a la entrada de la turbina. En la turbina, el vapor se expande, experimentando una disminución de presión y temperatura.

La energía aprovechada en la turbina como trabajo útil es la diferencia de entalpías entre el vapor de entrada y el de salida. La energía mecánica, obtenida es transmitida a un generador eléctrico.

**Figura 1. Esquema de una central térmica con condensador**



Fuente: W.H. Severns, **Energía mediante vapor, aire o gas**. Pág. 19.

El vapor que sale de la turbina es descargado a un condensador, en donde es convertido en agua, ya que las maquinas motrices por si solas no son capaces de extraer suficiente cantidad de energía al vapor para convertirlo en agua.

El condensado es bombeado nuevamente hacia la caldera, pasando a través de calentadores de agua, para que este recupere la mayor cantidad de temperatura antes de ingresar nuevamente al domo de la caldera y se complete el ciclo.

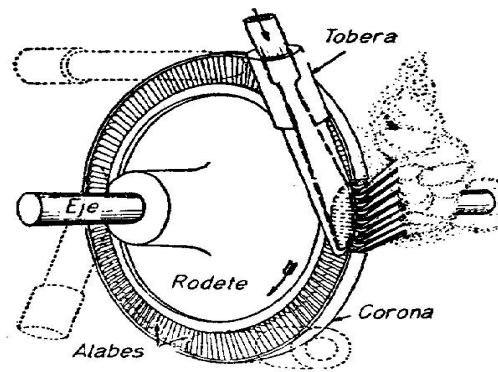
## **1.2 Turbinas de vapor**

### **1.2.1 Principios fundamentales**

Las turbinas de vapor son máquinas de flujo permanente, las cuales se utilizan para convertir energía térmica en mecánica. Las turbinas tienen un campo muy amplio como maquinas motrices, principalmente se utilizan en centrales térmicas, para accionar generadores, bombas, compresores, etc.

En una turbina, el vapor entra por las toberas y se expansiona hasta una presión mas pequeña, al hacerlo el vapor gana velocidad a medida que el fluido avanza a través de la tobera. No se realiza trabajo sobre o por el fluido en su paso por la tobera, pero si se aumenta la energía cinética del mismo. Parte de la energía cinética del vapor es cedida a los alabes de la turbina. Los cuales van montados en la periferia de los rodets de la turbina, con lo cual se produce el movimiento de la flecha o eje.

**Figura 2. Esquema de una turbina de vapor del tipo acción**

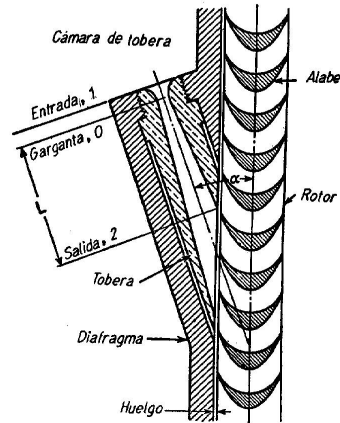


Fuente: W.H. Severns, **Energía mediante vapor, aire o gas**. Pág. 263.

Las turbinas pueden clasificarse de acuerdo a la forma y lugar donde tiene lugar la expansión del vapor, en las turbinas de acción, figura 2, toda la caída de presión tiene lugar en toberas fijas, y parte de la energía cinética absorbida por el vapor es cedido a los alabes del rotor. Sin embargo en una turbina de acción las toberas no pueden cubrir en su totalidad la periferia del rodete, por cuanto en un momento dado solo parte de los alabes reciben la acción del chorro de vapor. En una turbina de reacción la expansión del vapor tiene lugar en los alabes, en realidad una turbina de este tipo utiliza los dos principios fundamentales, el de acción y reacción.

En una turbina, el vapor se dirige permanentemente de las toberas, a los alabes, que van montados en la periferia del rodete. Toda transformación de energía es debido a la cantidad de movimiento del vapor al pasar a través de los canales de los alabes. De esta forma la entalpía se convierte en energía cinética a medida que el vapor circula por la tobera.

**Figura 3. Tobera de vapor para una turbina de acción**



Fuente: W.H. Severns, **Energía mediante vapor, aire o gas**. Pág. 263.

En la figura 3, se muestra una tobera de vapor, para una turbina de acción, en ella los puntos 1, 0 y 2 señalan la entrada, cuello y salida, respectivamente, de la tobera por cuyo interior el vapor se mueve con régimen permanente. A medida que el vapor pasa de 1 a 0 y de 0 a 2 se desplaza de una región de elevada presión a otra de presión mas pequeña , y como su volumen aumenta, cada elemento se acelera por la expansión de los elementos de vapor que le siguen.

### 1.2.2 Escalonamientos de las turbinas de vapor

Los escalonamientos en las turbinas de vapor se utilizan para disminuir la velocidad del rodete, tratando de mantener en los alabes una velocidad próxima al valor óptimo con relación al flujo de vapor. La velocidad del vapor puede ser muy elevada, dependiendo de las condiciones iniciales de presión y temperatura del vapor, así como de la contrapresión en la turbina. Si toda la energía se transformase en trabajo útil con un solo escalonamiento, la turbina tendría que girar a velocidades demasiado altas.

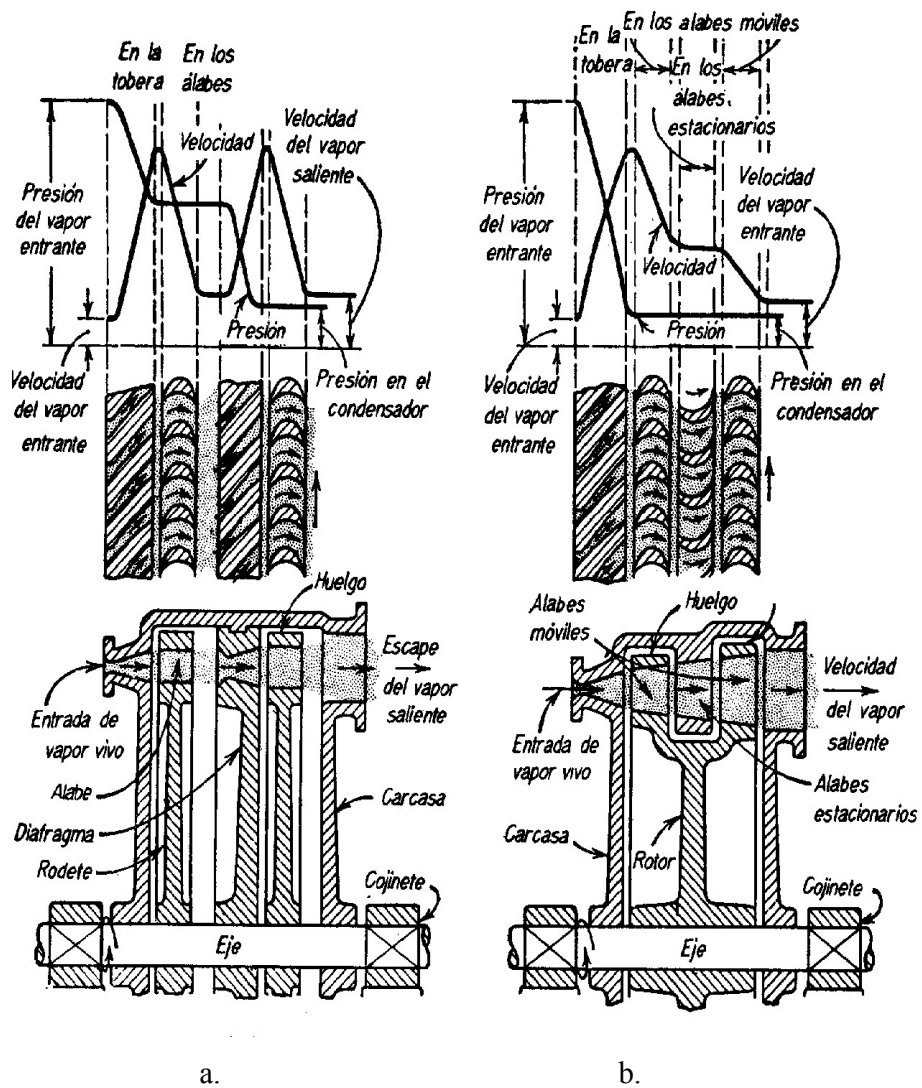
Existen dos tipos de escalonamientos utilizados corrientemente, el de presión o escalonamiento Rateau, en el cual la expansión del vapor tiene lugar en grupos de toberas, de tal forma que la velocidad resultante del vapor es suficientemente baja para ser absorbida por una velocidad razonable del rodete.

El otro tipo de escalonamiento es el de velocidad, este consiste en producir una gran caída de presión en un grupo de toberas y utilizar la velocidad resultante del vapor en tantos grupos de alabes como sean necesarios.

En la figura 4 se muestra una turbina de acción con dos tipos de escalonamiento, en (a) se representa una turbina de acción con dos escalonamiento de presión o Rateau, como se puede observar la caída de presión se lleva a cabo en dos grupos de toberas. En (b) se representa una turbina de acción con escalonamiento de velocidad o de Curtis, como se puede observar hay una gran caída de presión en un grupo de toberas, mientras que la velocidad del vapor resultante es absorbida en grupos de alabes.



Figura 4. Turbinas de acción: (a) Escalonamiento de presión o de Rateau, y (b) escalonamientos de velocidad o de Curtis



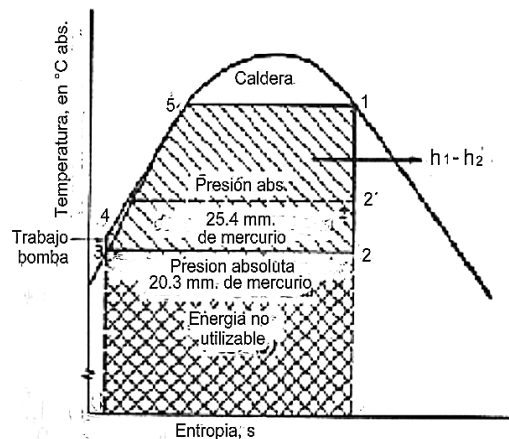
Fuente: W.H. Severns, *Energía mediante vapor, aire o gas*. Pág. 273.

### 1.2.3 Turbinas con condensador

En la mayoría de las centrales térmicas de vapor se emplean condensadores para recuperar el vapor condensado como agua de alimentación, así como también para rebajar la presión de escape. Si el vapor de escape va a un condensador con una contrapresión reducida, puede obtenerse más energía por unidad de peso de vapor.

La figura 5, representa la operación de un ciclo con condensador, dibujada en el plano Ts. La energía en kcal/kg del vapor suministrado por la caldera viene expresada por la superficie rayada 6-3-4-5-1-2-7-6 y es igual a la variación de entalpía  $h_1-h_4$ . La energía que puede extraerse en forma de trabajo por medio de una turbina cuya presión absoluta en el condensador es 20.3 mm de mercurio es  $h_1-h_2'$ , como puede observarse si el vapor de escape va a un condensador con una presión absoluta de 25.4 mm de mercurio la energía que puede extraerse en forma de trabajo por medio de la turbina se incrementa y es igual a la variación de entalpía  $h_1-h_2$ .

**Figura 5. Diagrama Ts correspondiente a una instalación con condensador**



Fuente: W.H. Severns, **Energía mediante vapor, aire o gas**. Pág. 294.

## **1.3 Condensadores de vapor**

### **1.3.1 Tipos y aplicaciones**

Los condensadores son intercambiadores de calor, que se acoplan en el escape de baja presión de las turbinas y maquinas de vapor, con el objeto de 1) condensar el vapor de escape para su posterior reutilización, 2) producir en el escape de la turbina el vacío o la contrapresión deseados para lograr un cambio positivo en el consumo de vapor de la planta, 3) evacuar en forma continua el aire y otros gases no condensables.

En la mayoría de la centrales térmicas de vapor se ha incrementado la tendencia a hacer trabajar las calderas a presiones y temperaturas cada vez mas elevadas, aumentando la necesidad de trabajar con aguas de alimentación mas puras dando como resultado que la mayoría de los condensadores instalados sean del tipo superficie, los cuales permiten recuperar el condensado.

Muchas antiguas centrales han aumentado de gran manera la potencia y rendimiento térmico de la central instalando condensadores, en unidades que en un principio trabajaban sin condensador.

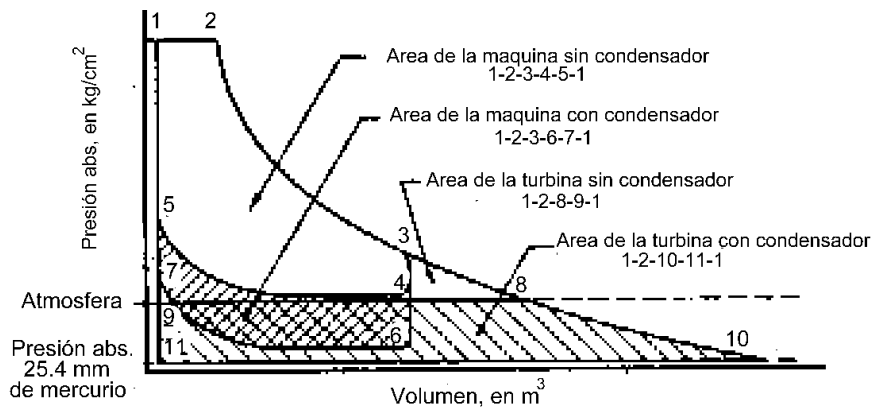
En mas de una ocasión ha surgido la pregunta, ¿porqué hay que condensar el vapor de escape de las turbinas?, ¿porqué no transportarlo directamente de regreso a la caldera?, mas allá del problema de las dificultades de diseño que conlleva esto, la eficiencia que es posible alcanzar en la turbina condensando el vapor, sería la primera opción de respuesta a esta pregunta. Agregado a esto podría citarse el hecho de que las maquinas motrices por si solas no son capaces de extraerle la suficiente cantidad de energía calorífica al vapor para convertirlo completamente en agua, sin dejar de mencionar el hecho de poder recuperar el condensado.

En la figura 6, se muestra el aumento de energía que es posible obtener mediante el uso de condensadores. Las turbinas de vapor de agua son capaces de expandir el vapor hasta las mínimas presiones de escape alcanzables debido a que son máquinas de flujo constante y pueden tener grandes aberturas de escape.

En cambio las máquinas de vapor son máquinas de flujo intermitente que tienen que obligar a pasar el vapor expandido a través de válvulas de escape relativamente pequeñas.

En las centrales térmicas de vapor se utilizan dos tipos de condensadores: de superficie, y de chorro. Los condensadores de superficie son los más comúnmente usados ya que permiten trabajar a presiones reducidas de escape y al mismo tiempo permiten recuperar el condensado. Los condensadores de chorro a pesar que proporcionan un elevado vacío, tienen la desventaja de no poderse recuperar el condensado, ya que se mezcla con el agua de refrigeración.

**Figura 6. Efecto del condensador sobre un diagrama de trabajo teórico**



Fuente: W.H. Severns, **Energía mediante vapor, aire o gas**. Pág. 308.

### **1.3.2 Condensadores de superficie**

Un condensador de superficie básicamente es un cilindro de hierro colado o de chapa de hierro en el interior del cual se colocan una multitud de tubos, que forman una superficie de enfriamiento. El vapor entra por un orificio en la parte superior, y el agua de enfriamiento por el interior de los tubos. En este tipo de condensador se puede recuperar el condensado para su posterior reutilización ya que el vapor no se mezcla con el agua de enfriamiento.

Los condensadores de superficie pueden ser de un paso, en los cuales el agua de enfriamiento circula en un solo sentido, o de dos pasos, en los cuales el agua circula en un sentido en la mitad de los tubos y regresa a través de los restantes.

La mayoría de los condensadores de superficie están equipados con una bomba centrífuga para evacuar el condensado líquido, y un eyector de vapor para evacuar el aire y los gases no condensables.

En un condensador de superficie una contrapresión económica es aquella que varía entre 51.7 a 181 milímetros de mercurio absoluto. Los factores que determinan esta contrapresión en un condensador de superficie principalmente son el flujo y la temperatura del agua de enfriamiento que circula por el interior de los tubos. Es asimismo sabido que el estado de las superficies (interna y externa) de los tubos, por lo que se refiere a la limpieza, película de aire e incrustaciones, influyen en gran escala en la transmisión de calor y por lo tanto en el vacío.

## **1.4 Torres de enfriamiento**

Una torre de enfriamiento, como cualquier intercambiador de calor, intercambia parte del calor impuesto sobre un fluido hacia otro fluido. En una torre de enfriamiento, el calor del agua es transferido hacia el aire.

Las torres de enfriamiento difieren de otros intercambiadores de calor, en que el calor es transferido de dos formas, como calor sensible, al disminuir la temperatura de el agua y aumentar la del aire, y como calor latente, al evaporarse el agua al contacto con el aire, llevándose consigo el calor latente sin experimentar cambio de temperatura

Básicamente una torre de enfriamiento, es un sistema por medio del cual se reduce la temperatura del agua de enfriamiento, con el fin de poderla reutilizar en los procesos de planta. Aproximadamente un 40 % de la energía total, contenida en el combustible, se pierde en este proceso.

Las torres de enfriamiento son estructuras rectangulares de madera, metálicas o fundiciones de concreto, provistas de pantallas apropiadas. El agua a cierta temperatura ingresa por la parte superior, en donde es distribuida en recamaras, en el interior del cual es dispersada por medio de una red de tubería y aspersores a través del relleno de enfriamiento y bajo los módulos que eliminan las gotas de agua del aire húmedo.

El relleno tiene como propósito formar cortinas de agua de pared delgada y así poder enfriarla por medio de ventiladores colocados en la parte superior de la torre, que impulsan el aire en contracorriente con el agua, provocando que una pequeña porción del agua se evapore. El agua a baja temperatura cae hacia un deposito, de donde es succionada por bombas para su recirculación.

El enfriamiento es obtenido por evaporación de una pequeña parte del agua recirculante, debido a que únicamente el agua pura se evapora, el resto de los sólidos se queda en el agua líquida. Si no existen otras pérdidas de agua en el sistema el proceso de evaporación causa un aumento en la concentración de sólidos disueltos en el agua de enfriamiento recirculante.

Si se permite que el agua de enfriamiento se concentre sin ningún control, la cantidad de sólidos minerales se hará tan alta que ocurrirá la formación de depósitos e incrustaciones en las paredes de la torre, tubería y condensador. Para prevenir que la concentración de sólidos en el agua de enfriamiento se vuelva tan alta, parte del agua es retirada del sistema, este procedimiento se conoce como purga.

Puesto que el agua se está perdiendo del sistema con la evaporación y la purga, es necesario reponer cierta cantidad de agua al sistema. Que se define como:

$$\text{Reposición} = \text{Pérdida por evaporación} + \text{Purga.}$$

La pérdida por evaporación, depende principalmente de la cantidad de calor que está siendo extraída y, en menor grado, de la humedad relativa del aire entrante.

La cantidad de agua de purga está fijada por los ciclos diseñados de concentración del sistema.

Los ciclos de concentración son la relación de la concentración de los sólidos disueltos en el agua recirculante comparada con la concentración de los sólidos disueltos en el agua de reposición. Una vez definidos los ciclos de concentración, la cantidad de purga a realizar puede ser calculada.

$$\text{Caudal de purga} = \text{Pérdidas . evaporación} / \text{Ciclos de concentración} - 1.$$

#### **1.4.1 Control de temperatura y administración de la energía en una torre de enfriamiento**

En una torre de enfriamiento la reducción de la temperatura del agua depende, entre otras cosas, de la utilización de los ventiladores. Si se desea menor temperatura en el agua, se necesita mayor potencia de ventilación, lo cual implica mayor consumo eléctrico. Estos ventiladores están diseñados para mover la cantidad de aire requerida para bajar la temperatura del agua al estándar de operación.

Si el sistema de operación es uno de aquellos que se beneficia de la baja temperatura del agua, esto significa, que si el agua de enfriamiento entre mas fría este, permite aumentar la salida del sistema, o permite operar el sistema, bajando los costos de operación, entonces trabajar los ventiladores a plena velocidad puede ser la mejor forma de operar.

Muchos sistemas no se benefician en operación, ni en producción, con temperaturas del agua por debajo de cierto valor, en este caso, la manipulación de los ventiladores, para trabajar a cierta temperatura el agua, puede ser la forma mas rentable de operar.

Cuando se utiliza una torre de enfriamiento, en un ciclo de vapor, el sistema, puede beneficiarse de la baja temperatura del agua de enfriamiento, ya que mejoraría las condiciones de expansión del vapor en el condensador, con el consiguiente aumento de energía disponible en la turbina. Sin embargo, hay un límite más allá del cual solo se desperdiciaría la energía.



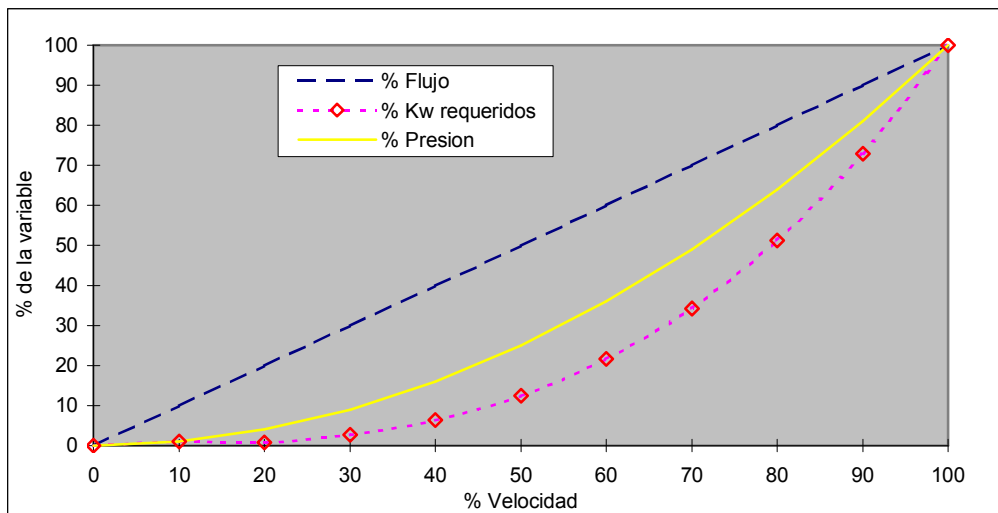
Además hay que tomar en cuenta, que el aumento de energía disponible, al mejorar el rendimiento de la turbina, por la manipulación de los ventiladores y las bombas de recirculación del agua en la torre de enfriamiento, puede no compensarse con el aumento del consumo eléctrico de los motores de la torre de enfriamiento.

## 1.5 Curvas características de velocidad variable para bombas centrífugas

Las bombas centrífugas son usadas en muchas aplicaciones industriales y comerciales. Esto debido a que combinan el máximo rendimiento en la transmisión de energía con la simplicidad, compacidad, movimiento de rotación equilibrado, ausencia de válvulas y émbolos, descarga uniforme, servicio seguro y poco peso.

En la figura 7, se ilustra gráficamente las curvas características de velocidad variable de una bomba centrífuga, en donde se puede observar que el caudal de agua es directamente proporcional a la velocidad, la presión al cuadrado de la velocidad, y la potencia absorbida al cubo de la velocidad. Según esto doblando la velocidad del rodete impulsor de una bomba se dobla su caudal, produce una presión cuatro veces mayor y absorbe una potencia ocho veces mas grande.

**Figura 7. Curva característica de velocidad variable para un bomba centrífuga**



Estas relaciones pueden ser expresadas numéricamente como se muestra en la tabla I.

**Tabla 1. Relaciones entre flujo, presión y potencia contra velocidad en una bomba centrífuga**

% Velocidad	% Flujo	% Presión	% Potencia Requerida
100	100	100	100
90	90	81	72.9
80	80	64	51.2
70	70	49	34.3
60	60	36	21.6
50	50	25	12.5
40	40	16	6.4
30	30	9	2.7
20	20	4	0.8
10	10	1	0.1

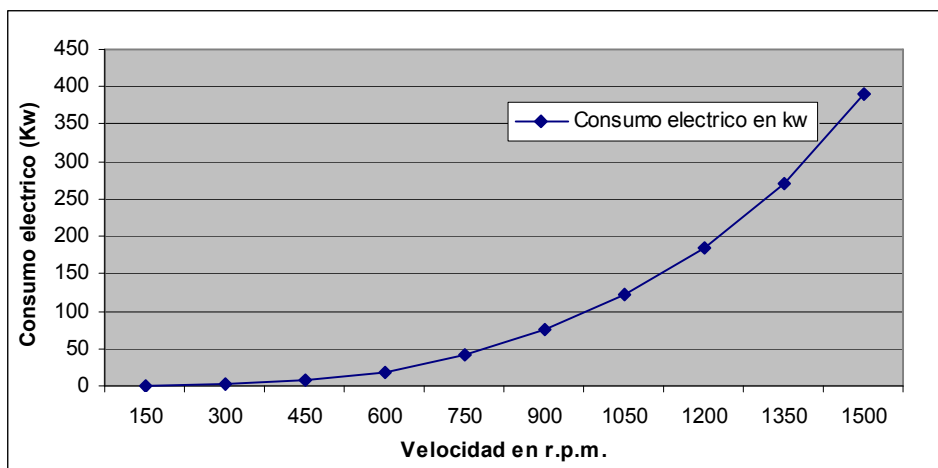
Según la tabla anterior teóricamente es posible operar con un 50% del flujo con solamente 13% de la potencia requerida para un 100% del flujo.

La mayoría de las torres de enfriamiento, utilizan bombas centrífugas, para recircular el agua de enfriamiento a través de el condensador. Estas bombas son muy utilizadas para mover grandes volúmenes de agua, debido a que dan un caudal continuo.

Según la teoría de las bombas centrífugas, se puede determinar que si contamos con dos bombas de recirculación en una torre de enfriamiento, como es el caso de este estudio, podemos mantener el mismo caudal de agua, trabajando con dos bombas a baja velocidad, en vez de trabajar con una sola bomba a una velocidad mas alta. Con el beneficio de poder disminuir el consumo eléctrico de los motores.

En la figura 8, puede observarse la curva característica de velocidad variable de un bomba centrífuga utilizada en una torre de enfriamiento, como se puede observar conforme se incrementa la velocidad de la bomba, el consumo eléctrico tiene un incremento con tendencia cúbica, tal y como se planteo en las curvas teóricas estudiadas anteriormente.

**Figura 8. Curva característica de velocidad variable para una bomba centrífuga utilizada en una torre de enfriamiento**



## **1.6 Curvas características de velocidad variable para un ventilador centrífugo**

Los ventiladores centrífugos tienen muchas aplicaciones, una de ellas es que pueden trabajar como extractores. La diferencia entre un ventilador y un extractor consiste en que el primero descarga los gases venciendo cierta presión en su boca de salida; mientras que el segundo, saca los gases de un recinto por aspiración y los descarga con una ligera presión.

Tal aplicación ha llevado a los ventiladores centrífugos, a ser utilizados como extractores del aire caliente en torres de enfriamiento en grandes centrales.

Una de las leyes básicas para ventiladores centrífugos hace referencia a un cambio de velocidad con un tamaño de ventilador, canalización y densidad de gas determinados. Esta ley establece que la capacidad en un ventilador centrífugo varía en proporción directa con la relación de velocidades, la presión estática varía con el cuadrado de la relación de velocidades y la potencia absorbida por el ventilador varía con el cubo de la relación de velocidades.

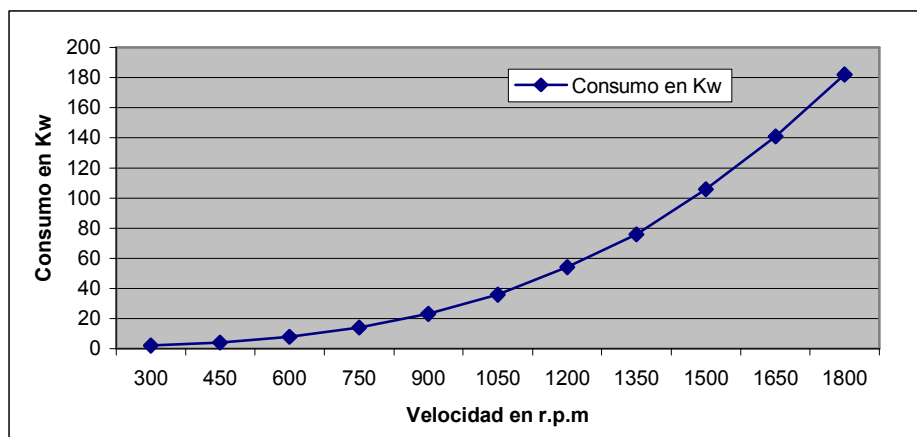
Del párrafo anterior se puede concluir que cuando se duplica la velocidad del ventilador, la relación de velocidades es 2, la capacidad se duplica, la presión estática es cuatro veces más grande, y la potencia requerida es ocho veces la necesaria antes de doblar la velocidad.

Las curvas características para velocidad variable de un ventilador centrífugo son las mismas que para una bomba centrífuga, se guardan las mismas relaciones de flujo, presión y potencia absorbida con respecto a un cambio de velocidad, tal como se puede observar en la figura 7.

Con esta ley básica de un ventilador centrífugo, se puede determinar que si se cuenta con dos ventiladores centrífugos en una torre de enfriamiento, se puede mantener la misma potencia de ventilación con dos ventiladores a baja velocidad, que la que se puede obtener si se sobrecarga uno y se regula la velocidad de un segundo para mantener la temperatura del agua deseada. Con el beneficio que el consumo eléctrico se reduce.

En la figura 9, se puede observar la curva característica de velocidad variable para un ventilador centrífugo utilizado en una torre de enfriamiento, como se puede observar al aumentar la velocidad del ventilador, el consumo eléctrico aumenta en proporción cúbica.

**Figura 9. Curva característica de velocidad variable para un ventilador centrífugo utilizado en una torre de enfriamiento**



## **2. DESARROLLO DE PUEBAS DE OPERACION**

### **2.1 Descripción del ciclo de condensación en estudio**

El ciclo de vapor en estudio es un turbogenerador de condensación de 25 MW, ubicado en la planta termoeléctrica del Ingenio Concepción, ubicada en la cabecera departamental de Escuintla. Esta Planta posee una capacidad instalada de 55 MW, distribuida en cuatro turbogeneradores.

La termoeléctrica del Ingenio Concepción se interconecta con el sistema eléctrico nacional por medio de dos líneas de transmisión de 69 kV.

La turbina en estudio tiene una capacidad máxima de 25,000 kW, gira a una velocidad de 3600 revoluciones por minuto, posee un sistema de 7 válvulas de admisión de vapor.

Posee una etapa Curtis, y 30 pares de reacción, trabaja a una presión de vapor de entrada de  $60 \text{ Kg/cm}^2$ , y una temperatura de vapor de entrada de  $482 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Esta turbina tiene 3 extracciones de vapor, que alimentan 3 calentadores de agua, la primera extracción trabaja a una presión absoluta de  $0.69 \text{ Kg/cm}^2$  absoluto, y una temperatura de  $95^\circ\text{C}$ , la segunda extracción trabaja a  $1.76 \text{ Kg/cm}^2$  con  $185 \text{ }^\circ\text{C}$  y la tercera extracción trabaja a una presión de  $6.05 \text{ Kg/cm}^2$  y  $268 \text{ }^\circ\text{C}$  de temperatura.

La turbina mueve un generador sincrónico de 25 MW, con una salida de 13.8 kV, y que es enfriado por hidrógeno.

El sistema de enfriamiento es proporcionado por una torre de enfriamiento con una capacidad de flujo de 24,500 galones por minuto de agua. Posee dos ventiladores con motores de capacidad de 250 HP cada uno y dos bombas con motores de capacidad de 600 HP cada una.

La turbina es alimentada por una caldera tipo acuatubular, con una capacidad máxima de 104,308 kilogramos de vapor por hora, trabaja a una temperatura de 504 °C y a una presión de 61.1 Kg/cm<sup>2</sup>, el combustible utilizado es bunker C.



## **2.2 Prueba de operación de ventiladores en doble rampa**

Esta prueba consiste en operar los ventiladores de la torre de enfriamiento en doble rampa, es decir un ventilador a máxima velocidad y un segundo ventilador regulando la temperatura deseada del agua de enfriamiento.

Con esta prueba se pretende determinar el consumo eléctrico en los motores de la torre de enfriamiento, específicamente en los ventiladores, para condiciones establecidas de operación, con el fin de poder comparar con la operación a igual velocidad en los ventiladores.

Hay que mencionar que para poder llevar a cabo una comparación entre las dos pruebas se debe tener iguales condiciones de temperatura ambiente, temperatura de agua de enfriamiento en la entrada y salida de la torre.

Para esta prueba se mantendrá la carga del turbogenerador constante, el vacío en el condensador se mantendrá en 82.75 milímetros de mercurio absoluto, controladas por el flujo de agua de las bombas de recirculación las cuales trabajaran a igual velocidad. La temperatura del agua de enfriamiento estará regulada por los ventiladores, un ventilador trabajara a máxima velocidad y un segundo ventilador el cual trabajara a la velocidad que sea necesario para mantener la temperatura del agua al valor deseado.

Las condiciones de temperatura y presión de vapor se mantendrán constantes, así como también el flujo de vapor necesario para mantener la carga deseada.

En la tabla II están tabulados los resultados obtenidos en esta prueba. Como se puede observar, se mantuvo constante la carga en el turbogenerador, el vacío en el condensador fue constante, y la velocidad de los ventiladores fue variable durante la prueba ya que tuvieron que ajustar su velocidad para mantener la temperatura del agua de salida.

**Tabla II. Resultados de prueba de operación de ventiladores en doble rampa**

Hora	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00	02:00	04:00
<b>Torre enfriamiento</b>												
Temperatura ambiente (°C)	24.4	30.6	37.2	37.8	38.3	32.8	29.4	27.2	23.9	23.3	23.3	22.8
Temperatura agua entrada (°C)	36.1	36.7	36.1	36.7	36.7	36.1	36.7	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1
Temperatura agua salida (°C)	23.9	23.9	24.4	24.4	25.6	26.7	26.7	26.7	26.1	26.1	26.1	25.6
Flujo de agua (GPM)	18979	19469	20693	20693	21244	23877	22775	22591	22652	22836	22285	23081
Velocidad de ventilador 1 (Hz)	30.1	39.2	41.5	46.7	48.6	45.3	41.6	35.6	30	25.7	26	25.2
Velocidad de ventilador 2 (Hz)	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Velocidad bomba 1 (Hz)	31	31.8	33.8	33.8	34.7	39.0	37.2	36.9	37.0	37.3	36.4	37.7
Velocidad bomba 2 (Hz)	31	31.8	33.8	33.8	34.7	39.0	37.2	36.9	37.0	37.3	36.4	37.7
Consumo ventilador 1 (kW)	25	48	58	83	93	76	58	38	23	14	17	14
Consumo ventilador 2 (kW)	185	187	185	185	184	183	185	185	185	185	185	185
Consumo bomba 1 (kW)	85	89	109	109	119	169	144	142	145	147	150	152
Consumo bomba 2 (kW)	85	90	108	109	119	170	144	142	145	148	145	152
Consumo total ventiladores (kW)	210	235	243	268	277	259	243	223	208	199	202	199
<b>Turbogenerador</b>												
Potencia (kW)	24202	24101	24053	24069	24150	24632	24650	24439	24327	24166	24010	24053
Vacío (mm.de Hg. absoluto)	82.75	82.75	82.75	82.75	82.75	82.75	82.75	82.75	82.75	82.75	82.75	82.75
Vacío (Kg/cm <sup>2</sup> absoluto.)	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112	0.112
Temperatura vapor salida (°C)	46.7	46.7	46.7	47.2	47.2	47.2	47.2	46.7	46.7	46.7	46.7	46.7
Presión vapor entrada (Kg/cm <sup>2</sup> )	59.26	59.26	59.26	59.33	59.26	59.26	59.26	59.26	59.12	59.19	59.26	59.19
Temperatura vapor entrada (°C)	471.1	471.1	469.4	468.3	468.3	470.0	470.0	470.0	469.4	471.1	470.6	471.1
Flujo de vapor de entrada (Kg/h)	99320	99320	99320	99320	99320	101587	102041	100227	101587	99320	99773	99773

### **2.3 Prueba de operación de ventiladores a igual velocidad**

En esta prueba se operará con los ventiladores de la torre de enfriamiento a igual velocidad, regulando la temperatura del agua.

Con esta prueba se pretende reducir el consumo eléctrico de auxiliares en la torre de enfriamiento, específicamente en los ventiladores.

Al trabajar con dos ventiladores a igual velocidad, se puede obtener el mismo flujo de aire que al trabajar con un ventilador a máxima velocidad y un segundo a velocidad reducida. Con el mismo flujo de aire en ambas pruebas se puede mantener la misma temperatura del agua de salida de la torre de enfriamiento, siempre y cuando la temperatura ambiente y la temperatura de entrada del agua a la torre sean la misma.

La diferencia entre ambas formas de operar radica en el ahorro de energía, ya que se espera que operando ambos ventiladores a igual velocidad, se reduzca el consumo eléctrico, tomando en cuenta que en un ventilador centrífugo el consumo de energía aumenta al cubo con un cambio de la velocidad.

En esta prueba es muy importante que las condiciones de temperatura ambiente, y temperatura de agua de enfriamiento de entrada y salida de la torre sean similares, a las de la prueba de operación de ventiladores operando en doble rampa, ya que si no se cumple cualquiera de estas condiciones la prueba que se realice con temperaturas mas bajas, trabajara con los ventiladores menos acelerados para mantener la misma temperatura de salida con lo cual su consumo eléctrico será menor.

En esta prueba al igual que la anterior se va a monitorear el consumo de energía de los motores de los ventiladores, las bombas de recirculación trabajaran a igual velocidad manteniendo la contrapresión deseada en el condensador de la turbina, la carga del turbogenerador se mantendrá constante.

Las condiciones de presión, temperatura y flujo de vapor se mantendrá similares a la prueba anterior, con el fin que al comparar resultados no se vean afectados.

La prueba se realizara durante un día completo de operación, con el fin de que las condiciones del clima sean variables, y que los resultados obtenidos se mantengan independientemente de las condiciones del clima.

En la tabla III están tabulados los resultados obtenidos en la prueba de ventiladores a igual velocidad, como se puede observar se mantuvieron similares condiciones ambientales, y temperaturas de agua de enfriamiento de entrada y salida a la torre, iguales a la prueba anterior.

**Tabla III. Resultados de prueba de operación de ventiladores a igual velocidad**

Hora	06:00	08:00	10:00	12:00	14:00	16:00	18:00	20:00	22:00	00:00	02:00	04:00
<b>Torre enfriamiento</b>												
Temperatura ambiente (°C)	24.4	30.6	38.3	37.8	38.3	31.7	28.3	26.7	23.9	23.9	22.2	24.4
Temperatura agua entrada (°C)	35.6	36.1	36.7	36.7	37.2	36.7	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	35.6
Temperatura agua salida (°C)	25.0	23.9	24.4	24.4	25.6	26.1	26.7	26.7	26.7	26.1	25.0	25.0
Flujo de agua de circulación (GPM)	22591	19958	19897	19652	20387	23020	22775	23081	22897	22469	21550	21979
Velocidad de ventilador 1 (Hz)	44.0	46.3	48.8	49.0	50.2	49.2	45.4	45	44.2	44	41.8	44.5
Velocidad de ventilador 2 (Hz)	44.0	46.3	48.8	49.0	50.2	49.2	45.4	45	44.2	44	41.8	44.5
Velocidad bomba circulación 1 (Hz)	36.9	32.6	32.5	32.1	33.3	37.6	37.2	37.7	37.4	36.7	35.2	35.9
Velocidad bomba circulación 2 (Hz)	36.9	32.6	32.5	32.1	33.3	37.6	37.2	37.7	37.4	36.7	35.2	35.9
Consumo ventilador 1 (kW)	68	80	95	98	108	96	77	75	70	68	59	73
Consumo ventilador 2 (kW)	68	83	97	98	108	97	77	91	72	70	61	73
Consumo bomba circulación 1 (kW)	144	97	96	100	114	134	151	151	149	141	124	133
Consumo bomba circulación 2 (kW)	144	97	96	100	114	134	153	152	150	140	123	133
Consumo total de ventiladores (kW)	136	163	192	196	216	193	154	166	142	138	120	146
<b>Turbogenerador</b>												
Potencia (kW)	24225	24327	23892	23619	23924	23844	24157	24053	24101	23989	24777	24773
Vacío (mm. de mercurio absoluto)	82.75	82.75	87.92	82.75	87.92	82.75	82.75	82.75	87.92	82.75	87.92	82.75
Vacío (Kg/cm <sup>2</sup> absoluto.)	0.112	0.112	0.120	0.112	0.120	0.112	0.112	0.112	0.120	0.112	0.120	0.112
Temperatura de vapor a la salida (°C)	46.7	46.7	47.2	46.7	47.8	46.7	46.7	46.7	47.2	46.7	47.2	46.7
Presión de vapor de entrada (Kg/cm <sup>2</sup> )	59.19	59.12	59.26	59.26	59.26	59.26	59.40	59.19	59.19	59.19	59.12	59.26
Temperatura de vapor de entrada (°C)	471.1	472.8	471.7	470.6	471.1	471.1	471.1	471.1	473.3	472.8	473.3	470.0
Flujo de vapor de entrada (Kg/h)	99773	102041	98866	98866	100227	97506	98866	99320	99773	99320	102948	102948

## **2.4 Prueba de operación con una bomba de recirculación**

Esta prueba consiste en operar la torre de enfriamiento con una sola bomba de recirculación, manteniendo el vacío en el condensador de la turbina.

El objetivo de esta prueba es determinar el consumo eléctrico en el motor de la bomba, para diferentes contrapresiones en el condensador, con el fin de poder comparar este consumo, con el de la prueba con dos bombas a igual velocidad.

Para esta prueba se trabajara con una carga constante en el generador, y se ira variando la velocidad de la bomba para ir obteniendo diferentes contrapresiones en el condensador.

En esta prueba no es importante operar con la misma temperatura ambiente, ya que lo único que se desea comparar es el consumo de la bomba, pero si es importante mantener la misma temperatura en el agua de salida de la torre, ya que si se compara ambas pruebas con diferente temperatura de agua de salida, la prueba que se realice con temperatura mas baja, acelerara menos las bombas para mantener la misma contrapresión, esto es debido a que el vacío en el condensador depende principalmente de la temperatura en el agua, y de la cantidad y velocidad con que esta pasa a través de este.

En esta prueba los ventiladores trabajaran a la velocidad que sea necesaria para mantener la temperatura del agua de salida en la torre en el valor deseado.

Las condiciones de temperatura y presión de vapor se mantendrán constantes para obtener la misma carga en el turbogenerador.

En la tabla IV están tabulados los resultados obtenidos para la prueba de operación con una sola bomba de recirculación, los resultados obtenidos se analizarán en el capítulo 3.





## **2.5 Prueba de operación con dos bombas de recirculación a igual velocidad**

Esta prueba consiste en operar con dos bombas de recirculación en la torre de enfriamiento, a igual velocidad, manteniendo el vacío en el condensador al valor deseado.

El propósito de esta prueba es demostrar que el consumo eléctrico se puede reducir si se opera con dos bombas a la misma velocidad, en lugar de una sola bomba para mantener el mismo vacío en el condensador, y trabajando con la misma temperatura en el agua.

Esta hipótesis se plantea con base a la curva característica para velocidad variable de una bomba centrífuga, estudiada en el capítulo 1, en donde observamos que el consumo eléctrico de un motor que mueve una bomba de este tipo, aumenta en proporción cúbica, y la presión que levanta la bomba en proporción cuadrática con el aumento de la velocidad.

Si bien es cierto que el consumo será el doble con dos bombas, también es cierto que con dos bombas, estas trabajarán a menor velocidad manteniendo el mismo flujo de agua que una sola bomba, a una velocidad más alta.

Para poder comparar esta prueba con la prueba anterior, se necesita trabajar con los mismos parámetros de operación, en este caso se necesita la misma temperatura de salida del agua de enfriamiento de la torre, como en la prueba anterior la temperatura ambiente no es importante, ya que los ventiladores trabajarán a la velocidad necesaria para mantener la temperatura de salida al valor deseado, no importando que trabajen a diferentes velocidades en ambas pruebas.

Para poder comparar consumos eléctricos, en ambas pruebas el vacío en el condensador deberá ser exactamente el mismo. Los resultados de esta prueba están tabulados en la tabla V.

**Tabla V. Resultados de prueba de operación con dos bombas de recirculación a igual velocidad**

<b>Torre enfriamiento</b>														
Temperatura ambiente (°C)	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8
Temperatura agua entrada (°C)	46.7	46.1	45.6	44.4	43.3	42.8	41.7	40.6	39.4	37.8	36.7	35.0		
Temperatura agua salida (°C)	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4
Flujo de agua (GPM)	14204	14326	14510	14571	14938	15306	15550	15979	16469	17203	18550	20265		
Velocidad de ventilador 1 (Hz)	38.8	38.8	38.9	43.7	43.7	43.6	43.4	43.3	43.5	43.5	43.5	43.5	43.5	43.5
Velocidad de ventilador 2 (Hz)	38.8	38.8	38.9	43.7	43.7	43.6	43.4	43.3	43.5	43.5	43.5	43.5	43.5	43.5
Velocidad bomba 1 (Hz)	23.2	23.4	23.7	23.8	24.4	25.0	25.4	26.1	26.9	28.1	30.3	33.1		
Velocidad bomba 2 (Hz)	23.2	23.4	23.7	23.8	24.4	25.0	25.4	26.1	26.9	28.1	30.3	33.1		
Consumo ventilador 1 (kW)	47	47	47	67	67	66	66	66	66	66	67	119		
Consumo ventilador 2 (kW)	47	47	47	67	67	66	66	66	66	66	67	119		
Consumo bomba 1 (kW)	32	33	34	35	39	41	44	49	53	61	78	104		
Consumo bomba 2 (kW)	32	34	35	35	39	41	45	49	54	62	78	104		
Consumo total ventiladores (kW)	64	67	69	70	78	82	89	98	107	123	156	208		
<b>Turbogenerador</b>														
Potencia (kW)	20562	20867	20760	21050	21141	21591	21511	21833	22074	22075	22010	22283		
Vacío (mm.de Hg. absoluto)	129.29	124.12	118.95	113.78	108.61	103.43	98.263	93.091	87.92	82.748	77.576	72.404		
Vacío (Kg/cm <sup>2</sup> absoluto.)	0.176	0.169	0.162	0.155	0.148	0.141	0.134	0.127	0.120	0.112	0.105	0.098		
Temperatura vapor salida (°C)	55.6	55.0	54.4	53.3	52.2	51.1	50.0	48.9	47.8	46.7	45.0	43.9		
Presión vapor entrada (Kg/cm <sup>2</sup> )	58.84	59.19	58.91	58.91	58.98	58.91	58.84	58.77	58.91	58.91	58.91	58.91		
Temperatura vapor entrada (°C)	471.7	471.1	468.9	472.2	467.8	467.2	466.7	466.1	471.7	472.2	467.8	469.4		
Flujo de vapor de entrada (kg/h)	90703	90703	89796	92517	91156	92063	91610	91610	92063	91156	91610	91610		

## **2.6 Prueba de operación de velocidad bombas contra velocidad ventiladores.**

Con esta prueba se pretende determinar que es mas conveniente, si operar con alto flujo de agua y bajo flujo de aire, o por el contrario operar con bajo flujo de agua y alto flujo de aire.

El objetivo primordial de la prueba al igual que en las anteriores, es reducir el consumo eléctrico de la torre de enfriamiento, hay que tomar en cuenta que tanto la bomba como el ventilador aumentan su potencia en proporción cúbica conforme aumenta su flujo de agua y aire respectivamente. Sin embargo los motores de las bombas en la torre de enfriamiento tienen mayor potencia que el de los ventiladores, entonces considerando este punto podría pensarse que es mas conveniente trabajar los ventiladores un poco mas acelerados que las bombas.

Para esta prueba se necesita comparar dos formas de operar, una con alto flujo de aire, es decir dando una alta potencia de ventilación, manteniendo el agua de salida a una temperatura baja, y variando el vacío deseado con las bombas de recirculación. Por otro lado operar, con un bajo flujo de aire, es decir manteniendo la temperatura de salida de la torre alta, pero con un alto flujo de agua para mantener el vacío deseado.

En esta prueba, es necesario contar con la misma temperatura ambiente, para poder determinar el ahorro de energía en los ventiladores, al trabajar de una temperatura de salida alta contra una temperatura baja. Si bien es cierto, que al trabajar con una temperatura alta del agua de salida de la torre, se ahorra energía porque los ventiladores trabajan a menor velocidad, también es cierto que las bombas de recirculación tendrán que trabajar mas aceleradas para poder compensar la alta temperatura del agua, y poder mantener el vacío en el condensador.

Para determinar cual es la forma mas rentable de operar, hay que sumar los consumos eléctricos tanto en las bombas como en los ventiladores, en ambas pruebas.

Para esta prueba se trabajara con ambos ventiladores y bombas a igual velocidad, manteniendo la hipótesis de que operando de esta forma, es menor el consumo eléctrico.

En ambas pruebas se mantendrá la misma carga en el generador, y se ira variando el vacío en el condensador.

En la tabla VI, se pueden observar los resultados obtenidos para la prueba con alto flujo de aire y bajo flujo de agua, y en la tabla VII, se pueden observar los resultados obtenidos para la prueba con alto flujo de agua y bajo flujo de aire.







## **2.7 Prueba de operación vacío turbo contra flujo de agua**

Esta prueba consiste en variar el flujo de agua hacia el condensador de la turbina, variando la velocidad de las bombas de recirculación en la torre de enfriamiento, con el fin de ir obteniendo diferente vacío en el condensador de la turbina.

El objetivo de la prueba es determinar el flujo de agua de circulación que permita mantener el punto más eficiente de vacío y determinar si el alto rendimiento de la turbina es compensado por el alto consumo eléctrico en los motores de las bombas de circulación.

En esta prueba se necesita mantener la temperatura del agua en la torre de enfriamiento, para lo cual los ventiladores se aceleraran lo necesario para mantenerla en el valor deseado, dependiendo de la temperatura a la que el agua de enfriamiento entre a la torre, como también de la temperatura ambiente.

Las condiciones de presión y temperatura de vapor se tratará de mantener constantes, así como también la carga en el turbogenerador.

Los resultados obtenidos en esta prueba están tabulados en la tabla VIII



### **3. IDENTIFICACIÓN DEL PUNTO DE ÓPTIMA EFICIENCIA DEL TURBOGENERADOR**

#### **3.1 Evaluación del consumo eléctrico en prueba de ventiladores**

La prueba en los ventiladores de la torre de enfriamiento consistió básicamente, en dos formas de operar los ventiladores, una trabajando en doble rampa, y la otra trabajando los ventiladores a igual velocidad.

El objetivo de las pruebas como ya se mencionó es reducir el consumo eléctrico de auxiliares, determinando cual de las dos formas es mas conveniente de operar. Una de las leyes básicas para ventiladores, llevó a establecer la hipótesis de que trabajando a igual velocidad los ventiladores de la torre de enfriamiento, en lugar de operar a doble rampa, podría reducirse el consumo eléctrico, ya que la velocidad a la cual gira un ventilador centrífugo es directamente proporcional al cubo de la potencia que consume el motor del ventilador.

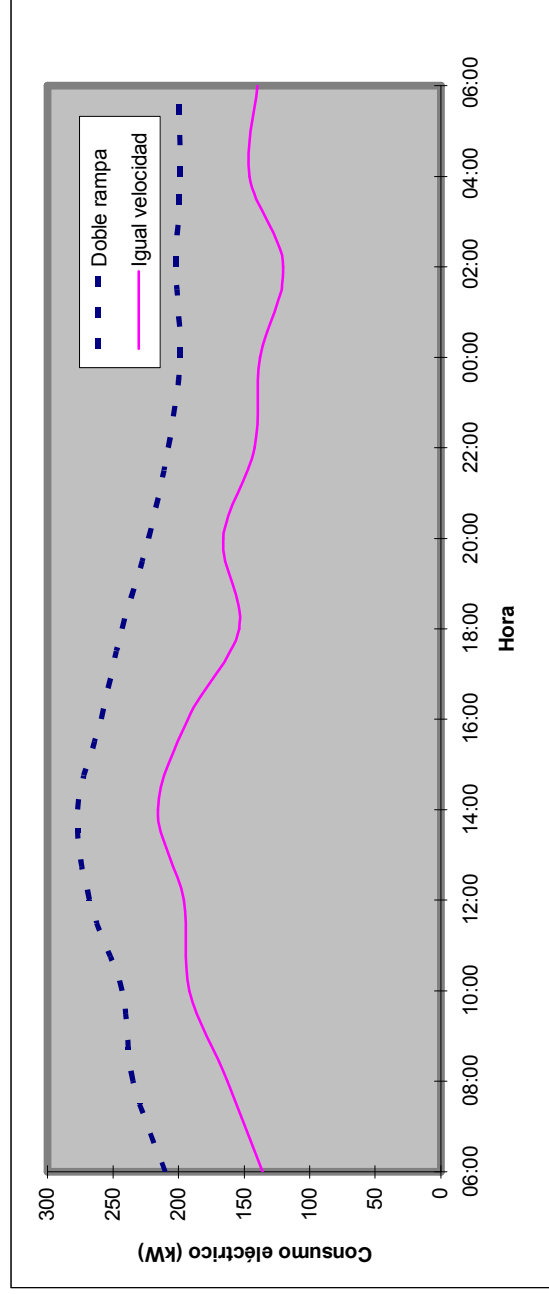
En la figura 10, se puede observar los resultados obtenidos en las dos pruebas de los ventiladores de la torre de enfriamiento, como se puede observar el consumo eléctrico se reduce considerablemente al trabajar los ventiladores a igual velocidad.

Trabajando en doble rampa es mayor el consumo, ya que un ventilador está trabajando a máxima velocidad, por lo que el consumo se incrementa aunque el segundo ventilador trabaje a baja velocidad.

La prueba se monitorio durante un día de operación con el fin de que las condiciones de ambiente fueran variantes y así poder determinar el comportamiento de las variables. Como se observa en la figura 10, el consumo eléctrico de los motores es mayor conforme aumenta la temperatura del día, ya que el flujo de aire necesario para extraerle el calor al agua de enfriamiento es mayor, por la temperatura ambiente, aunque la temperatura del agua que entra a la torre sea la misma.

Con esta prueba se llegó a la conclusión de que trabajando los ventiladores de la torre de enfriamiento a igual velocidad, el consumo eléctrico se reduce, además al trabajar a menor velocidad se reduce el deterioro por desgaste del equipo.

**Figura 10. Consumo de energía eléctrica en prueba de ventiladores**



### **3.2 Evaluación del consumo eléctrico en prueba de bombas de recirculación**

Las pruebas en las bombas de recirculación de la torre de enfriamiento, consistieron básicamente en trabajar con dos bombas a igual velocidad, y la otra prueba en trabajar con una sola bomba.

Como en la prueba de los ventiladores, el objetivo de esta prueba es reducir el consumo eléctrico de auxiliares, asumiendo que a igual velocidad el consumo total de las bombas sería menor.

El principio en que se basó para plantear la hipótesis son las curvas características de velocidad variable para una bomba centrífuga, estudiadas en el capítulo 1 en donde se determinó que al trabajar a mayor velocidad una bomba el consumo eléctrico del motor que la mueve aumenta en proporción cúbica.

En la figura 11, se puede observar los resultados obtenidos en las pruebas de las bombas de recirculación de la torre de enfriamiento, conforme se varía el vacío en el condensador, al variar el flujo de agua, el consumo eléctrico aumenta.

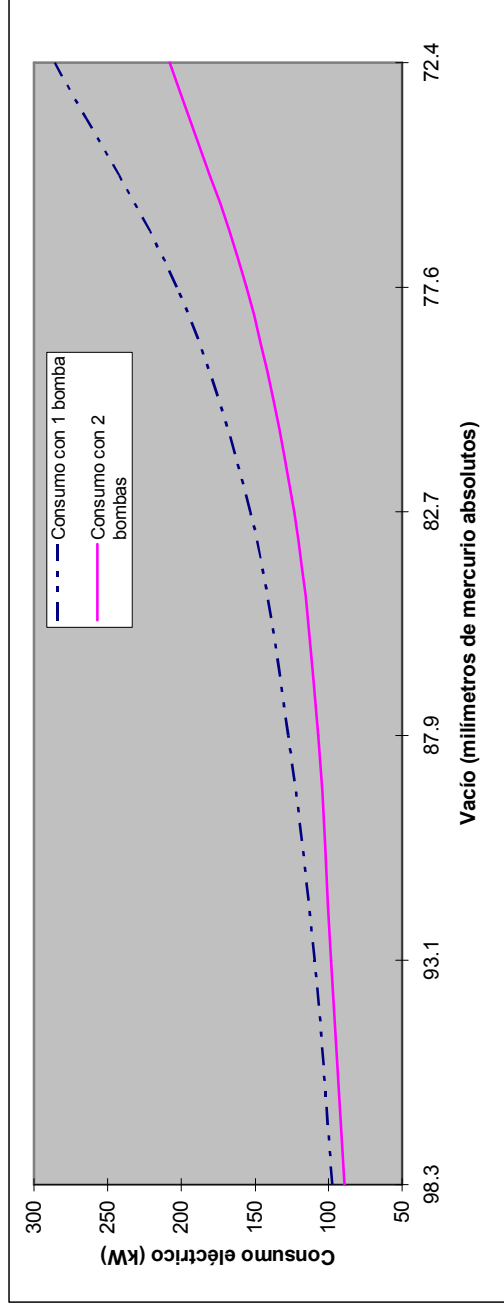
Se puede notar que el consumo eléctrico es mayor cuando se trabaja con una sola bomba, y la diferencia entre ambos consumos aumenta conforme el vacío en el condensador es mayor. Como era de esperarse al aumentar el flujo de agua, necesitamos trabajar las bombas mas aceleradas, y si trabajamos con una sola bomba la velocidad necesaria para mantener el flujo de agua, hace que el consumo eléctrico aumente considerablemente.

Como puede observarse en las tablas IV y V, en ambas pruebas se trato de mantener las mismas condiciones de operación, un parámetro muy importante en la prueba era comparar los consumos eléctricos necesarios para mantener el mismo vacío en el condensador.

Otro parámetro muy importante en las pruebas era la temperatura del agua de salida de la torre, ésta tenía que ser la misma en ambas pruebas, ya que si en una de las pruebas la temperatura del agua era menor, la bomba que trabajase con el agua mas caliente necesitaría acelerarse mas para mantener el mismo vacío.

La conclusión a la que se llevo en estas pruebas, es que trabajando con dos bombas a igual velocidad en lugar de una sola bomba, el consumo eléctrico se reduce considerablemente, mas aun si se trabaja con un alto vacío, para optimizar el trabajo que se realiza en la turbina.

Figura 11. Consumo de energía eléctrica en prueba de bombas de recirculación





### **3.3 Evaluación del consumo eléctrico en pruebas de velocidad bombas contra velocidad ventiladores**

El objetivo de estas pruebas es determinar cual es la forma más eficiente de operar, reduciendo el consumo eléctrico de los motores de la torre de enfriamiento, si con un alto flujo de aire acelerando los ventiladores, o bien con un alto flujo de agua acelerando las bombas de recirculación, para obtener en ambas pruebas igual contrapresión en el condensador.

Es importante mencionar que si se opera con un alto flujo de aire la temperatura de salida del agua es baja, por lo tanto las bombas de recirculación no necesitan acelerarse mucho para obtener determinado vacío en el condensador, por el contrario si operamos con bajo flujo de aire, la temperatura de salida del agua de la torre sube, por lo que las bombas tienen que acelerarse mas para mantener el mismo vacío.

Esta prueba consistió en operar la torre de enfriamiento a dos diferentes temperaturas de agua de salida, la primera prueba se trabajo con 26.1°C y la segunda prueba con 24.4°C. En la primera prueba se trabajo con bajo flujo de aire, operando los ventiladores a baja velocidad, en la segunda prueba se aceleraron los ventiladores para poderle bajar la temperatura al agua.

Una variable muy importante era la temperatura ambiente, en ambas pruebas se tenia que operar con la misma temperatura para poder determinar el ahorro de energía por trabajar con los ventiladores a baja velocidad.

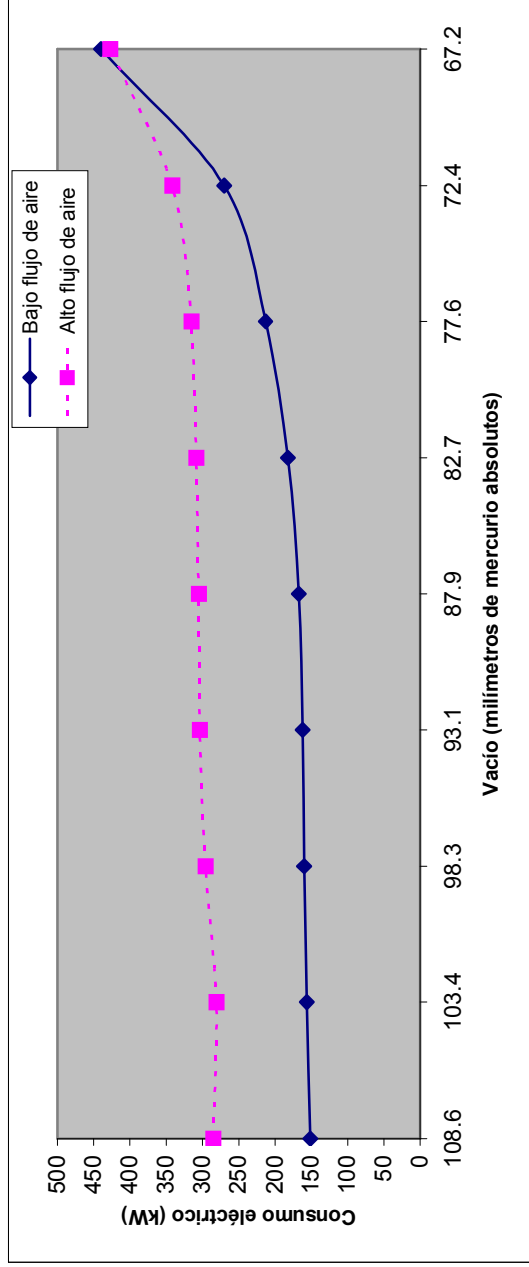
En las tablas V y VI, están tabulados los consumos eléctricos obtenidos en las dos pruebas, como se puede observar cuando se trabajo con una temperatura de 26.1°C se reduce el consumo en los ventiladores y para altas contrapresiones (bajo vacío) en el condensador las bombas no necesitan acelerarse demasiado, por lo que se ahorra energía.

En la segunda prueba, se trabaja con una temperatura de 24.4°C, el consumo en los ventiladores aumentan para bajarle la temperatura al agua de enfriamiento, al comparar consumos de energía observamos que el ahorro en las bombas no compensa el aumento en los ventiladores para trabajar con baja temperatura en el agua de salida.

En la figura 12, se pueden observar los consumos totales tanto en bombas como en ventiladores, para cada valor de vacío en el condensador, en la prueba que se trabajo con alta temperatura de agua de enfriamiento se observa que baja el consumo de energía para contrapresiones arriba de 72.4 mm de mercurio absoluto con relación a la prueba con baja temperatura, ya que el ahorro de energía en los ventiladores es mayor que en el de las bombas.

Como se puede observar en la figura 12, para un vacío de 67.23 mm de mercurio absoluto, el consumo eléctrico es mayor, cuando se trabaja con una temperatura mas alta en el agua de salida de la torre, ya que a ese vacío las bombas de recirculación necesitan acelerarse demasiado por lo tanto aumenta el consumo.

Figura 12. Consumo de energía eléctrica en prueba de velocidad bombas contra velocidad ventiladores



### **3.4 Identificación del punto de mínimas pérdidas en un turbogenerador**

En un turbogenerador de condensación que opera con una torre de enfriamiento, la eficiencia a la que se puede operar, se ve afectada por ciertas pérdidas en el sistema, que reduce los kW que se pueden obtener a la salida del generador. Se pueden tener pérdidas por consumo eléctrico de los motores auxiliares, pérdidas por evaporación en la torre de enfriamiento, pérdidas en el generador, pérdidas por trabajar con bajo rendimiento en la turbina (bajo vacío en el condensador), pérdidas mecánicas por fricción, y otras pérdidas que reducen la eficiencia. Naturalmente dichas pérdidas no se pueden eliminar, pero si se puede buscar la manera de minimizarlas.

En este estudio se van a considerar las pérdidas por consumo eléctrico, que como ya se vio se puede reducir con una adecuada operación, y las pérdidas por bajo rendimiento en la turbina, que de alguna manera están relacionadas.

Para poder determinar el punto mas eficiente al que puede trabajar un turbogenerador de condensación, es necesario identificar el punto en donde las pérdidas se hacen mínimas.

El punto de mínimas pérdidas, es aquel en el cual la suma, de las pérdidas por consumo eléctrico en la torre de enfriamiento, mas las perdidas por bajo rendimiento en la turbina llegan a su mínimo valor.

Como se expuso en el capítulo 1, la energía que se puede aprovechar en una turbina para realizar trabajo, es la diferencia de entalpías que posee el vapor en la entrada y en la salida de la turbina. Entre mayor es la diferencia entre ambas, mas energía se aprovecha para realizar trabajo útil.

$$E_T = h_1 - h_2 \quad (2)$$

La entalpía del vapor en la entrada de la turbina, depende de la presión y temperatura de operación, las cuales por diseño de la máquina no se pueden cambiar. Sin embargo la entalpía del vapor a la salida de la turbina, depende de la contrapresión y temperatura a la cual se expande el vapor en el condensador.

La contrapresión o vacío en el condensador de la turbina, dependen principalmente de la temperatura y flujo del agua de enfriamiento hacia el condensador, los cuales se pueden manipular por medio de los ventiladores y bombas en la torre de enfriamiento.

Para poder mejorar las condiciones de expansión del vapor a la salida de la turbina, se necesita mayor potencia de ventilación en la torre de enfriamiento y mayor flujo de agua hacia el condensador, lo que implica mayores pérdidas por consumo eléctrico de los motores. Sin embargo es posible que un aumento en el rendimiento de la turbina no compense el incremento en el consumo eléctrico de auxiliares. Además hay un límite, mas allá del cual, aunque se mejore el trabajo que se realiza en la torre de enfriamiento, no aumente el rendimiento en la turbina, y únicamente se estará desperdiciando energía.

Es importante mencionar que las pérdidas por consumo eléctrico en los motores de la torre de enfriamiento, dependen de las condiciones del clima, ya que por ejemplo los ventiladores de la torre no tendrán que acelerarse demasiado en un día en el que la temperatura ambiente es baja, no así en un día en el que la temperatura ambiente es alta, para mantener la misma temperatura del agua a la salida de la torre. Por lo que el punto de óptima eficiencia puede variar dependiendo de las condiciones del clima.

Para determinar el punto más eficiente, se va a analizar primero los resultados obtenidos en la prueba de operación de vacío del turbo contra flujo de agua de recirculación. Como se recordara esta prueba consiste en ir variando el vacío en el condensador de la turbina, por medio del flujo de agua de las bombas de recirculación de la torre.

En la tabla VIII, se tienen los resultados de esta prueba. Como se puede observar, la temperatura del agua de salida de la torre se mantuvo constante, acelerándose los ventiladores lo necesario para mantenerla, el vacío en el condensador se fue variando por medio del flujo de agua de recirculación. Para cada vacío en el condensador, se tiene diferente rendimiento de la turbina, entre mayor es el vacío, mayor es la eficiencia de la turbina, pero mayor consumo de auxiliares en la torre.

Para poder determinar el punto óptimo para operar el conjunto torre-turbogenerador, se va a calcular las pérdidas por operar a bajo rendimiento la turbina, y se va a comparar con su respectivo consumo eléctrico.

La energía aprovechada en la turbina como ya se menciono es la diferencia entre la entalpía de entrada y de salida, como la presión y la temperatura del vapor en la entrada de la turbina se mantuvieron constantes, la entalpía de entrada es constante en toda la prueba, por lo tanto para calcular las pérdidas por bajo rendimiento en la turbina, se calculara en base a la entalpía del vapor a la salida de la turbina.

En la tabla IX, se puede observar los diferentes datos de presión y temperatura del vapor a la salida de la turbina, y por medio de un diagrama de mollier se puede obtener la entalpía del vapor a la salida, por ejemplo para un vacío de 72.4 milímetros de mercurio absoluto y 43.9°C se tiene una entalpía del vapor de 2583.4 KJ/kg, mientras que para un vacío de 103.4 milímetros de mercurio absoluto y 51.1°C se tiene una entalpía del vapor de 2595.8 KJ/kg, como se puede observar entre mayor es la contrapresión y la temperatura del vapor a la salida, mayor es la energía que aun esta disponible en el vapor a la salida de la turbina, lo que indica que el vapor esta saliendo con energía que pudo haber sido aprovechado en la turbina para realizar trabajo.

**Tabla IX. Análisis de resultados bajo condiciones desfavorables de clima**

Vacío (mm de mercurio absoluto)	124.1	119.0	113.8	108.6	103.4	98.3	93.1	87.9	82.7	77.6	72.4	67.2
Vacío (Bares)	0.165	0.159	0.152	0.145	0.138	0.131	0.124	0.117	0.110	0.103	0.097	0.090
Vacío (Kg/cm2 absoluto.)	0.169	0.162	0.155	0.148	0.141	0.134	0.127	0.120	0.112	0.105	0.098	0.091
Temperatura de vapor a la salida (°C)	55.0	53.9	53.3	52.2	51.1	50.0	48.9	47.8	46.7	45.0	43.9	42.2
Entalpía vapor salida(KJ/kg)	2602.5	2601.1	2599.4	2597.6	2595.8	2594.0	2592.1	2590.1	2587.8	2585.6	2583.4	2580.7
Flujo de vapor de entrada (kg/h)	92971	92971	92971	92971	92971	92971	92971	92971	92971	92971	92971	92971
Pérdidas por bajo rendimiento (KJ/kg)	21.88	20.45	18.71	16.93	15.16	13.38	11.45	9.41	7.19	4.96	2.73	0.00
Pérdidas por bajo rendimiento (kW)	565	528	483	437	392	346	296	243	186	128	71	0
Pérdidas por consumo eléctrico(kW)	134	176	192	194	206	221	230	310	389	436	544	851
Suma de pérdidas(kW)	699	704	675	631	598	567	526	553	575	564	615	851



Las pérdidas en la turbina se calculan en base al máximo vacío alcanzable, que en este estudio fue 67.2 milímetros de mercurio absoluto, y asumiendo que en este punto las pérdidas por bajo rendimiento en la turbina son cero, se pueden calcular las pérdidas por operar con una contrapresión arriba de este valor.

$$\text{Pérdidas en la turbina} = E_o - E_{\text{max}}. \quad (3)$$

En donde,

$E_o$  = Energía disponible en el punto donde se desea saber la pérdidas.

$E_{\text{max}}$  = Energía disponible en el punto de máximo vacío alcanzable.

Por ejemplo para un vacío de 113.8 milímetros de mercurio absoluto, tenemos una energía de 2599.4 KJ/kg. disponibles en la salida de la turbina, calculando las perdidas en la turbina por operar a este vacío tenemos que,

$$2599.4 \text{ KJ/kg} - 2580.7 \text{ KJ/Kg} = 18.71 \text{ KJ/Kg}$$

se esta perdiendo por operar con este vacío en la salida de la turbina, convirtiendo la energía de KJ/kg a kW, tenemos que

$$18.71 \text{ KJ/Kg} * 92971 \text{ Kg/h} * 1/3600 = 675 \text{ kW}$$

En donde,

$1/3600$  = Equivalente para convertir de KJ/h a kW

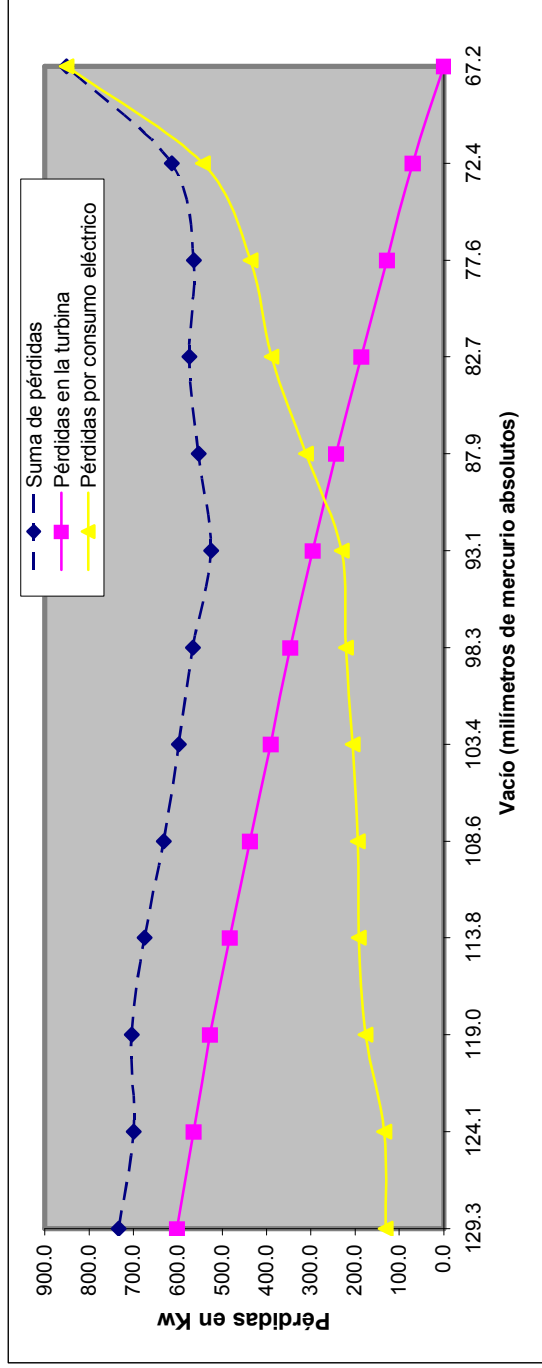
$92971 \text{ Kg/h}$  = flujo de vapor.

El resultado obtenido son las pérdidas en kW, por operar a un vacío abajo del máximo vacío alcanzable para este turbogenerador.

En la figura 13, se muestran las pérdidas para cada vacío con el cual se operó el turbogenerador. Como se puede observar trabajando con un bajo vacío las pérdidas por consumo eléctrico son bajas pero las pérdidas por bajo rendimiento en la turbina son muy altas, por lo que no es rentable operar en este punto. Si se opera en el otro extremo, o sea con el máximo vacío que se pudo alcanzar, las pérdidas por bajo rendimiento en la turbina son cero, pero las pérdidas en la torre de enfriamiento por consumo eléctrico son muy altas, por lo que tampoco es conveniente operar en este punto.

Por lo que para esta prueba, que se realizó bajo ciertas condiciones ambientales, el punto óptimo para operar el conjunto torre-turbogenerador fue trabajar con un vacío en el condensador de 93.1 milímetros de mercurio absoluto, ya que fue el punto donde la suma de las pérdidas se hacen mínimas.

Figura 13. Determinación del punto de mínimas pérdidas bajo condiciones desfavorables de clima



Como se mencionó anteriormente el punto óptimo para operar un turbogenerador de condensación, puede variar dependiendo de la carga y las condiciones del clima, el estudio anterior se llevó a cabo bajo condiciones desfavorables, y como se pudo observar, operar optimizando el trabajo que se realiza en la turbina no fue la forma más conveniente de operar, por el alto consumo de auxiliares que se obtuvo.

Como se vio en el capítulo 1 el trabajo que se realiza en la torre de enfriamiento, puede mejorar la salida del sistema, siempre y cuando las condiciones lo permitan. Si se analizan los resultados obtenidos en la prueba de operación con dos bombas de recirculación, se puede observar que para esas condiciones de clima muy favorables, puede que el trabajar con un alto valor de vacío, para optimizar el trabajo en la turbina, sea la forma más conveniente para operar.

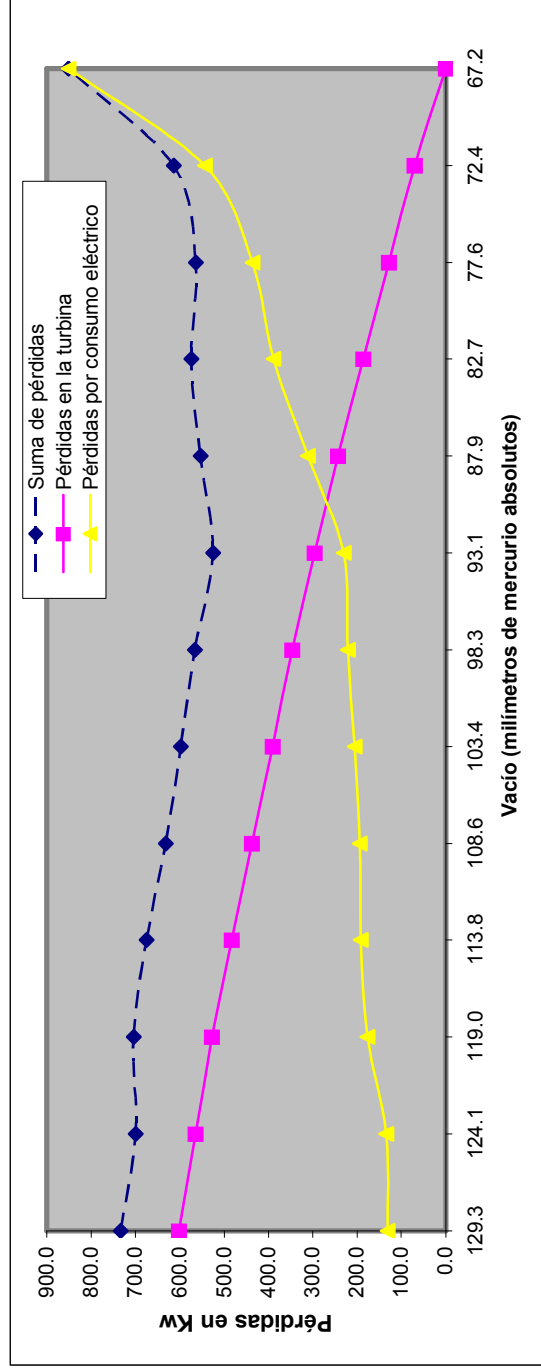
En la tabla X, se puede observar, el calculo de las perdidas por bajo rendimiento en la turbina y las pérdidas por consumo eléctrico, las cuales difieren del estudio anterior ya que las condiciones de clima eran mas favorables, por lo que el consumo eléctrico de auxiliares es menor.

En la figura 14, se puede observar que el punto de óptima eficiencia para estas condiciones fue operar con un vacío en el condensador de 77.6 milímetros de mercurio absoluto, ya que en este punto la suma de pérdidas se hacen mínimas.

**Tabla X. Análisis de resultados bajo condiciones favorables de clima**

Vacío (mm de mercurio absoluto)	124.1	119.0	113.8	108.6	103.4	98.3	93.1	87.9	82.7	77.6	72.4	67.2
Vacío (Bares)	0.165	0.159	0.152	0.145	0.138	0.131	0.124	0.117	0.110	0.103	0.097	0.090
Vacío (Kg/cm2 absoluto.)	0.169	0.162	0.155	0.148	0.141	0.134	0.127	0.120	0.112	0.105	0.098	0.091
Temperatura de vapor a la salida (°C)	55.0	53.9	53.3	52.2	51.1	50.0	48.9	47.8	46.7	45.0	43.9	42.2
Entalpía vapor salida(KJ/kg)	2602.5	2601.1	2599.4	2597.6	2595.8	2594.0	2592.1	2590.1	2587.8	2585.6	2583.4	2580.7
Flujo de vapor de entrada (kg/h)	90703	90703	90703	90703	90703	90703	90703	90703	90703	90703	90703	90703
Pérdidas por bajo rendimiento (KJ/kg)	21.88	20.45	18.71	16.93	15.16	13.38	11.45	9.41	7.19	4.96	2.73	0.00
Pérdidas por bajo rendimiento (kW)	551	515	471	427	382	337	288	237	181	125	69	0
Pérdidas por consumo eléctrico (kW)	161	163	204	212	214	221	230	239	255	290	446	608
Suma de pérdidas (kW)	712	678	675	639	596	558	518	476	436	415	515	608

Figura 14. Determinación del punto de mínimas pérdidas bajo condiciones favorables de clima



## 4. ANÁLISIS ECONOMICO

### 4.1 Consideración preliminar

En este capítulo se va a cuantificar el ahorro de energía obtenido durante las pruebas de operación del turbogenerador de condensación en estudio.

Para este cálculo, hay que considerar que antes de las pruebas, se operaba con los ventiladores trabajando en doble ramba, con un sola bomba de recirculación, y con los ventiladores mas acelerados que las bombas en la torre de enfriamiento, así como también con un vacío en el condensador de la turbina de 87.9 milímetros de mercurio absoluto.

El ahorro se calculará, asumiendo una operación en el punto de óptima eficiencia obtenido en el capítulo 3, contra la operación antes de las pruebas. Los kWh ahorrados durante las pruebas, se cuantificara como un beneficio económico, de la siguiente manera, vacío

$$\text{Beneficio} = \text{kWh ahorrados} * \text{Costo del kWh} \quad (4)$$

## **4.2 Análisis de costos y beneficios**

Estas pruebas no tuvieron costo alguno, debido a que no se invirtió en ningún equipo, ni en mano de obra. Únicamente se cambió la forma de operarlos con el fin de reducir las pérdidas del ciclo.

Podría pensarse que el operar con dos equipos a igual velocidad para reducir la pérdidas por consumo eléctrico, como es el caso de las bombas de recirculación de la torre de enfriamiento, incurriría en una inversión adicional. Pero lo cierto es que ya se contaba con una bomba extra, y el objetivo primordial de contar con un equipo extra, es por seguridad en el caso de que uno de estos falle. Como complemento de este estudio económico en la sección 4.3 de este capítulo se evaluará la conveniencia de invertir en un segundo equipo, en el caso que no se cuente con este, para poder operar con estos a una menor velocidad.

El operar reduciendo el consumo eléctrico de auxiliares y determinar el punto óptimo de operación dio un ahorro de energía, que se puede cuantificar como un beneficio económico.

### **4.2.1 Cálculo del ahorro de energía operando con un vacío de 77.6 milímetros de mercurio absoluto**

El ahorro de energía en las pruebas de operación, se va a calcular asumiendo una operación con un vacío en el condensador de 77.6 milímetros de mercurio absoluto, que fue el punto de óptima eficiencia.

En la prueba de los ventiladores de la torre de enfriamiento, obtuvimos un ahorro promedio de 66.5 kWh, durante un día de operación que duró la prueba, por operar los ventiladores a igual velocidad en lugar de operar en doble rampa.



En la prueba de las bombas de recirculación, se obtuvo un ahorro de energía por operar con dos bombas a igual velocidad en lugar de una sola bomba, observando la figura 11, se tiene que operando con un vacío en el condensador de 77.6 milímetros de mercurio absoluto, se ahorra 47 kWh.

En la prueba de operación de bombas contra ventiladores, se llegó a la conclusión que operando los ventiladores a una velocidad mas baja, se ahorra energía, aun y cuando se tenga que trabajar con las bombas de recirculación mas aceleradas para mantener el vacío en el condensador. Observando la figura 12, se puede observar que para un vacío de 77.6 milímetros de mercurio absoluto se tuvo un ahorro de 102 kWh.

Por ultimo en la prueba para determinar el punto de óptima eficiencia, se logro un ahorro de energía por reducir las pérdidas al mínimo, observando la figura 14 se puede ver que por cambiar el vacío de operación en el condensador de 87.9 a 77.6 milímetros de mercurio absoluto, se ahorro 61 kWh.

En la tabla XI, se tiene un resumen del ahorro de energía en las pruebas de operación del turbogenerador, como se puede observar se tuvo un ahorro total de 276.5 kWh.

**Tabla XI. Resumen del ahorro de energía en pruebas de operación**

<b>Prueba de ventiladores</b>	
Consumo promedio (kWh)	228.2
Ahorro promedio (kWh)	66.5
<b>Prueba de bombas</b>	
Consumo con 1 bomba (kWh)	203
Consumo con 2 bombas (kWh)	156
Ahorro con 77.6 mm Hg. abs. (kWh)	47
<b>Pruebas de bomba contra ventiladores</b>	
Consumo con bajo flujo de aire con 77.6 mm Hg. (kWh)	213
Consumo con alto flujo de aire con 77.6 mm Hg. (kWh)	315
Ahorro obtenido (kWh)	102
<b>Punto de optima eficiencia</b>	
Pérdidas en 77.6 mm Hg. (kWh)	415
Pérdidas en 87.9 mm Hg. (kWh)	476
Ahorro (kWh) eléctrico	61
<b>Ahorro total (kWh)</b>	<b>276.5</b>

#### 4.2.2 Cálculo del beneficio económico obtenido en las pruebas de operación

Operando en el punto de optima eficiencia y reduciendo el consumo eléctrico de auxiliares, se obtuvo un ahorro de 276.5 kWh, que se puede cuantificar como un beneficio económico,

Costo del kWh = Q 0.312

Beneficio económico anual = 276.5 kWh \* Q 0.312 / kWh \* 24 h./día  
 \* 365 días.  
 = Q 755,707.68

### **4.3 Evaluación económica para determinar la conveniencia de invertir en un segundo equipo para operar con dos equipos a menor velocidad**

Para completar el estudio económico, se va a evaluar la conveniencia de invertir en un segundo equipo, en el caso de que no se cuente con este, para poder operar con dos equipos a menor velocidad, para reducir el consumo eléctrico.

Este estudio se llevará a cabo con las bombas de recirculación de la torre de enfriamiento. Para esto se determinará los costos para invertir en una segunda bomba de recirculación con su equipo, y se comparará con el beneficio que se obtiene por operar con estas a una menor velocidad.

Los costos para poder operar con las bombas de recirculación de la torre de enfriamiento a una menor velocidad se describen en la tabla XII.

**Tabla XII. Equipo necesario para la implementación de la operación con dos bombas a menor velocidad**

Equipo	Costo
Bomba de recirculación	Q 440,000
Motor eléctrico	Q 360,000
Convertidor de frecuencia	Q 200,000
Costo total de la inversión	Q 1000,000

El ahorro de energía por operar con dos bombas de recirculación a menor velocidad en lugar de operar con una sola, se puede tomar de la tabla XI, operando con un vacío en el condensador de 77.6 mm Hg., que fue el punto de optima eficiencia para operar el turbogenerador, se obtuvo un ahorro de energía de 47 Kw.-hr.

Utilizando la ecuación (4) podemos obtener el beneficio económico anual.

$$\begin{aligned}\text{Beneficio económico anual} &= 47 \text{ Kw.-hr} * Q 0.312 / \text{Kw.-hr} * 24 \text{ hr./día} \\ &\quad * 365 \text{ días} \\ &= Q 128,456.64\end{aligned}$$

Para determinar la rentabilidad de la inversión, se utilizara el valor presente (VP), que es la actualización de valores, diferidos en el tiempo, a un año de referencia para que se pueda comparar. El valor presente neto (VPN) es la suma de los valores presentes en cada año.

Si el valor presente neto es cero, significa que la inversión no se recupera, y si el valor presente es negativo significa que el proyecto no es rentable.

$$VP = VF / (1 + i)^n \quad (5)$$

Donde,

VP = Valor presente.

VF = Valor futuro.

i = tasa de interés

n = año de VF.

**Tabla XIII. Resumen del análisis económico, para determinar la conveniencia de invertir en un segundo equipo para operar a menor velocidad**

<b>Periodo (años)</b>	<b>Inversión (Q)</b>	<b>Beneficio anual</b>	<b>Valor Presente (Q)</b>	<b>Valor presente neto (Q)</b>
0	1,000,000	0	-	-1,000,000.00
1	0	128,456.64	115,726.70	-884,273.30
2	0	128,456.64	104,258.29	-780,015.01
3	0	128,456.64	93,926.39	-686,088.62
4	0	128,456.64	84,618.37	-601,470.25
5	0	128,456.64	76,232.76	-525,237.49
6	0	128,456.64	68,678.17	-456,559.32
7	0	128,456.64	61,872.22	-394,687.10
8	0	128,456.64	55,740.74	-338,946.36
9	0	128,456.64	50,216.88	-288,729.48
10	0	128,456.64	45,240.43	-243,489.04
11	0	128,456.64	40,757.15	-202,731.90
12	0	128,456.64	36,718.15	-166,013.74
13	0	128,456.64	33,079.42	-132,934.33
14	0	128,456.64	29,801.28	-103,133.05
15	0	128,456.64	26,848.00	-76,285.06
16	0	128,456.64	24,187.38	-52,097.67
17	0	128,456.64	21,790.44	-30,307.24
18	0	128,456.64	19,631.02	-10,676.21
19	0	128,456.64	17,685.61	7,009.39
20	0	128,456.64	15,932.98	22,942.37
21	0	128,456.64	14,354.04	37,296.41
22	0	128,456.64	12,931.56	50,227.97
23	0	128,456.64	11,650.06	61,878.03
24	0	128,456.64	10,495.55	72,373.58
25	0	128,456.64	9,455.45	81,829.02
26	0	128,456.64	8,518.42	90,347.44
27	0	128,456.64	7,674.25	98,021.70
28	0	128,456.64	6,913.74	104,935.44
29	0	128,456.64	6,228.60	111,164.03
30	0	128,456.64	5,611.35	116,775.38

En la tabla XII, se puede observar un resumen del análisis económico, para determinar la conveniencia de invertir en un segundo equipo para operar a menor velocidad, en el caso de que no se cuente con este. El valor presente de la inversión es de Q 1,000,000 y la tasa de interés anual es del 11%.

De acuerdo al análisis económico anterior, se puede concluir que la inversión de este proyecto se recupera entre el 18 y 19 año, que es donde el valor presente neto es positivo, por lo que no es viable ejecutar el proyecto.

## CONCLUSIONES

1. El punto de óptima eficiencia de un turbogenerador de condensación que opera con una torre de enfriamiento, puede variar de acuerdo a las condiciones ambientales y a la carga del generador.
2. Operar la torre de enfriamiento con dos bombas de recirculación a igual velocidad, en lugar de sobrecargar una sola, reduce las pérdidas por consumo eléctrico.
3. Operar la torre de enfriamiento con los ventiladores a igual velocidad, en lugar de operarlos en doble rampa, reduce las pérdidas por consumo eléctrico.
4. Operar la torre de enfriamiento con un alto flujo de aire, no es conveniente ya que el consumo de energía eléctrica necesaria para bajarle la temperatura al agua de enfriamiento, no compensa el ahorro de energía que se obtiene al trabajar con las bombas de recirculación a una velocidad mas baja (bajo flujo de agua), debido a la baja temperatura del agua de enfriamiento.
5. Para el turbogenerador en estudio bajo ciertas condiciones ambientales el punto de optima eficiencia fue operar con un vacío en el condensador de 77.6 milímetros de mercurio absoluto.
6. Operando el turbogenerador en el punto de óptima eficiencia, y la torre de enfriamiento con ventiladores y bombas a igual velocidad, se obtuvo un ahorro de energía de 276.5 kWh que equivalen a un beneficio económico anual de Q 755,707.68.

7. La inversión económica necesaria para operar con dos bombas de recirculación a menor velocidad, en el caso de que no se cuente con esta, se recupera entre el 18 y 19 año, por lo que no es viable ejecutar el proyecto, tomando en cuenta la vida útil del equipo.



## **RECOMENDACIONES**

1. No es conveniente operar el turbogenerador con el máximo vacío alcanzable en el condensador ya que la energía ganada por operar en este punto no compensa el alto consumo de energía eléctrica de los motores auxiliares.
2. Operar el turbogenerador de acuerdo a las condiciones ambientales, buscando mantenerlo siempre en el punto de óptima eficiencia.
3. Para poder optimizar el trabajo que se realiza en la torre de enfriamiento hay que tomar en cuenta la temperatura ambiente en el lazo de control de los ventiladores.
4. Operar la torre de enfriamiento con ventiladores y bombas de recirculación trabajando a una misma velocidad para reducir el consumo eléctrico.
5. Realizar una limpieza periódica en los tubos del condensador para optimizar la transferencia de calor entre el vapor y el agua de enfriamiento en el condensador.



## BIBLIOGRAFÍA

1. Kenneth Wark, JR., **Termodinámica**. 5ª edición, México: Editorial McGraw-Hill, 1991.
2. Marks, **Manual del Ingeniero Mecánico**. 8ª edición, México: Editorial McGraw-Hill, 1982.
3. W.H. Servens, **Energía mediante, vapor, aire o gas**. 5ª edición, España: Editorial Reverte S.A., 1990.