

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

Diseño de un programa de simulación de una central termoeléctrica a vapor

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela,
por los Brs:
Achabal E. Daniel
Navas N. Antonio J
para optar al
Título de Ingeniero Mecánico.

Caracas 2005

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

Diseño de un programa de simulación de una central termoeléctrica a vapor

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Alberto Fuentes.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela,
por los Brs:
Achabal E. Daniel
Navas N. Antonio J
para optar al
Título de Ingeniero Mecánico.

Caracas 2005

Caracas 2005

Caracas, Noviembre de 2005

Los abajo firmantes, miembros del Jurado designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los Bachilleres Achabal E., Daniel y Navas N., Antonio J., titulado:

**“Diseño de un programa de simulación de una
central termoeléctrica a vapor”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Alfonso Mateo
Jurado




Prof. Frank Pietersz
Jurado


Prof. Alberto Fuentes
Tutor



UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
DEPARTAMENTO DE ENERGETICA



Los suscritos, Miembros del Jurado Examinador designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres, **DANIEL ACHABAL**, Cédula de Identidad N° 15.183.919 y **ANTONIO NAVAS**, Cédula de Identidad N° 15.396.383, el cual lleva por título:

**“ DISEÑO DE UN PROGRAMA DE SIMULACION DE CENTRAL
TERMoeLECTRICA A VAPOR”.**

Decidimos conferirle una:

“MENCION HONORIFICA”

En reconocimiento al esfuerzo realizado como estímulo a la actividad creativa demostrada en el transcurso de la elaboración de este Trabajo Especial de Grado, el cual constituye un aporte importante.

En fe de lo anteriormente expuesto se levanta la presente Acta en la ciudad de Caracas, a los veintidos días del mes de noviembre de dos mil cinco, dejando constancia que, de acuerdo a la normativa vigente, actuó como Coordinador del Jurado Examinador el Prof. Alberto Fuentes.


Prof. Alfonso Mateo
Jurado




Prof. Frank Pietersz
Jurado


Prof. Alberto Fuentes
Tutor

DEDICATORIA

Este trabajo lo dedico a mi familia y amigos por haber estado ahí todo el tiempo

Daniel Achabal

Dedico este trabajo especial de grado a cada una de las personas que han estado a mi lado brindándome su apoyo incondicional. Son ellos los que han contribuido a moldear mi personalidad y a quienes les debo eterno agradecimiento

Antonio Navas

AGRADECIMIENTOS

Quisiera agradecer por la realización de este trabajo a mucha gente, en particular a mi papá, a mi mamá y a mi hermana por soportarme, a la gente de la Electricidad de Caracas abajo en Tacoa por su apoyo (Neil, Urdaneta, José González) y a mi tutor el prof. Fuentes. También quisiera agradecer a mis amigos Carlos, Ciro, Txomin, Antonio, Cecilia, Jose Gregorio, Gerónimo, Nataly y quien sabe cuanta gente mas me falta por haberme oído todas mis quejas y ayudarme con mis angustias. Quisiera agradecerle a Mairim, por haberme apoyado y haber estado conmigo por más de la mitad de mi carrera. Siempre va a faltar gente por agradecer, así que solo digo...

“GRACIAS TOTALES”

Daniel Achabal

Quiero agradecer a todos y cada una de las personas que me han apoyado y a todos los que de alguna u otra forma contribuyeron a la realización de este trabajo especial de grado. A mis familiares y amigos. A Cecilia por su incondicional apoyo, motivación y cariño día a día, en especial por la paciencia ante este trabajo y esta etapa en general. A Daniel por su paciencia y dedicación, a Nataly, por su valiosa amistad y apoyo, a Carolina por ser tan especial y a la escuela de Ingeniería Mecánica UCV, segundo hogar, imposible de olvidar, a quien le debo una etapa maravillosa e imposible de olvidar.

Antonio Navas



Achabal E., Daniel

Navas N., Antonio J.

Diseño de un programa de simulación de una central termoeléctrica a vapor

Tutor académico: Ing. Alberto Fuentes. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2005. N° pag 114

Palabras claves: Simulador, Ciclo Rankine Regenerativo, Centrales Termoeléctricas, Centrales Energéticas.

Resumen

En el presente trabajo se reseña el proceso a través del cual se realizó la simulación del comportamiento de una central termoeléctrica a vapor, basándose en distintos modelos existentes para generadores de vapor de alta presión, turbinas, condensadores, bombas y modelos de comportamiento de flujo en tuberías, con el fin de crear un programa que resulte de utilidad para la enseñanza y el adiestramiento en el funcionamiento de una central termoeléctrica a vapor, y constituya un aporte en el área de ciclos de generación de energía en la materia Centrales Energéticas, como parte de la práctica explicativa de centrales térmicas a vapor.

La realización de este programa y la comprobación de los datos están basadas en las unidades 7, 8 y 9 de 460 MW, correspondientes a la planta Ampliación Tocoa que forma parte del Complejo Generador Ricardo Zuloaga de la Electricidad de Caracas C.A.

Introducción



Las centrales termoeléctricas a vapor son el método más común utilizado para la generación de potencia a gran escala. Su función es convertir energía térmica obtenida de cualquier fuente (gas natural, combustibles líquidos, energía nuclear, combustible sólido, gases de escape de otros procesos) en energía eléctrica, pasando por energía mecánica en la turbina.

Los programas de simulación son herramientas didácticas, utilizadas para enseñanza y adiestramiento a distintos niveles, tanto para la capacitación de operadores de equipos como para la enseñanza y formación de personal técnico.

El costo de un programa de simulación para una central termoeléctrica a vapor, incluso el más sencillo, tiene un costo aproximado de entre 20.000 y 30.000 US\$, son poco amigables, requiriendo de complejos manuales para su operación y normalmente están atados a una configuración específica de planta, sea un planta real o una planta que solo existe en papel. El diseño de un simulador de este tipo, requiere un conocimiento del comportamiento de los distintos equipos, sea basado en curvas de operación dadas por un fabricante, basado en datos empíricos tomados directamente de planta, basado en teorías de comportamiento de los equipos, o basado en fundamentos de termodinámica, mecánica de fluidos, transferencia de calor y turbomáquinas. En la mayoría de los casos es una mezcla de todos estos.

El presente informe está estructurado de la siguiente manera: primero un marco teórico general, donde se establece el funcionamiento de este tipo de centrales en general, posteriormente una descripción de la planta a partir de la cual se desarrollo el programa, luego una serie de generalidades y aspectos a considerar en el diseño del programa, después de eso la descripción de como se modelaron los distintos equipos requeridos para el funcionamiento de la planta, después se encontrará el manual del usuario, luego se realizó un análisis comparando los datos obtenidos en el simulador con datos reales de la planta, para finalizar con una serie de conclusiones y recomendaciones relacionadas con el resultado del trabajo.

Tabla de Contenidos

DEDICATORIA	i
AGRADECIMIENTOS	ii
Introducción	iv
Capítulo I.....	1
Planteamiento del problema.....	1
1.1 Planteamiento del problema.....	2
1.2 Objetivos	2
1.2.1 Objetivo General	2
1.2.2 Objetivos específicos	3
1.3 Alcances	4
1.4 Limitaciones.....	4
Capítulo II	5
Ciclos de generación de potencia.....	5
2.1 Ciclos de generación de potencia.....	6
2.1.1 Ciclo de Carnot	6
2.1.2 Ciclos a gas	7
2.1.3 Ciclo Rankine.....	9
2.1.3.1 Ciclo con recalentamiento.....	11
2.1.3.2 Ciclo regenerativo	11
2.1.4 Ciclos combinados	13
Capítulo III.....	14
Descripción de la planta Ampliación Tocoa	14
3.1 Descripción General.....	15
3.2 Configuración general.....	15
3.2.1 Generador de vapor de alta presión.....	16
3.2.2 Turbina	18
3.2.3 Condensador.....	19
3.2.4 Calentadores y tren de agua de alimentación.....	20
Capítulo IV.....	22
Consideraciones generales	22
4.1 Lenguaje de programación.....	23
4.2 Consideraciones	23
4.3 Tablas de vapor	24



Capítulo V	26
Turbina	26
5.1 Turbina	27
5.2 Curvas de operación.....	27
5.2.1 Presión en las extracciones.....	28
5.2.2 Eficiencia isoentrópica	32
5.2.3 Flujo másico de entrada de vapor a la turbina.....	37
5.2.4 Flujo másico en las extracciones.....	38
5.2.5 Cierres de extracciones	42
Capítulo VI.....	43
Condensador.....	43
6.1 Condensador.....	44
6.2 Cálculos del condensador.....	44
Capítulo VII	50
Tren de agua de alimentación	50
7.1 Componentes.....	51
7.2 Bomba de condensado.....	51
7.3 Calentadores cerrados	52
7.4 Desaerador.....	53
7.5 Bomba de alimentación.....	54
Capítulo VIII	56
Generador de vapor	56
8.1 Configuración.....	57
Capítulo IX.....	68
Manual del Programa	68
9.1 Notas de Instalación	69
9.1.1 Requisitos de sistema	69
9.1.2 Notas de Instalación	69
9.1.3 Pantalla de bienvenida.....	69
9.1.4 Pantalla principal.....	70
9.1.4.1 Variador de Potencia:.....	71
9.1.4.2 Botón de inicio	71
9.1.4.3 Botón de Salida	71
9.1.4.4 Botón de Visualización de las variables termodinámicas:	71
9.1.5 Ventana de Visualización.....	72
9.1.6 Ventana de Edición de las características de Diseño del Condensador	
73	
9.1.6.1 Datos Ampliación Taco.....	73



9.1.7	Ventana de edición de diseño del Generador de Vapor	74
9.1.8	Menu	75
Capítulo X		76
Análisis de resultados.....		76
10.1	Turbina	77
10.2	Condensador.....	78
10.3	Tren de calentamiento	79
10.4	Generador de vapor	80
Capítulo XI.....		81
Conclusiones y recomendaciones		81
Referencias Consultadas		84
12.1	BIBLIOGRAFIA	85



Tabla de ilustraciones

Ilustración 1: Diagrama T-S para el ciclo de Carnot.....	7
Ilustración 2: Diagrama T-S para el ciclo Rankine	10
Ilustración 3: Esquema General de la planta.....	16
Ilustración 4: Regiones de vapor. Extraído de Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.....	25
Ilustración 5: Relación trabajo real y trabajo isoentrópico. Extraído de Politecnicovirtual.edu.co.....	32
Ilustración 6 Ventana principal SCTV	70
Ilustración 11 Ventana de Visualización de las propiedades termodinámicas	72
Ilustración 12 Ventana de Edición de los datos de diseño del condensador.....	73
Ilustración 14 Edición de diseño del Generador de Vapor	74



Tabla de Ecuaciones

Ecuación 1: Cálculo de la eficiencia isoentrópica.....	32
Ecuación 2: Cálculo del consumo de las bombas	37
Ecuación 3: Cálculo de la potencia generada por la turbina	37
Ecuación 4: Cálculo del calor absorbido por el agua de enfriamiento (1era ley)	45
Ecuación 5: Cálculo del calor absorbido por el agua de enfriamiento (transferencia de calor)	45
Ecuación 6: Cálculo del calor cedido por el vapor	45
Ecuación 7: Temperatura media logarítmica	45
Ecuación 8: Cálculo de la velocidad del agua en la carcasa	46
Ecuación 9: Cálculo del factor K	46
Ecuación 10: Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor sin corregir para diámetros entre 5/8" y 3/4" en BTU/lb	46
Ecuación 11: Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor sin corregir para diámetros entre 7/8" y 1" en BTU/lb.....	47
Ecuación 12: Cálculo de la temperatura de saturación del vapor en el condensador .	48
Ecuación 13: Cálculo de la temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador	49
Ecuación 14: Cálculo del calor disponible.....	60
Ecuación 15: cálculo del calor disponible (desde el vapor).....	61
Ecuación 16: Cálculo del flujo másico del combustible	62
Ecuación 17: Cálculo del calor transferido por medios de transferencia de calor	64



Ecuación 18: Cálculo de la energía absorbida por el vapor en la zona convectiva del evaporador (1era ley)	64
Ecuación 19: Igualación entre el calor absorbido por el vapor y el cedido por los gases de escape.....	64



Lista de Tablas

Tabla 1: Datos del hogar de la caldera.....	58
Tabla 2: Datos de los sobrecalentadores	58
Tabla 3: Datos de los recalentadores.....	58
Tabla 4: Datos del economizador.....	59
Tabla 5: datos reales de operación de la turbina	78
Tabla 6: Datos del simulador	78
Tabla 7: comparación entre las eficiencias reales y simuladas del generador de vapor	80

Capítulo I

Planteamiento del problema



1.1 Planteamiento del problema

Se desea desarrollar un programa, empleando un lenguaje de programación que simule el comportamiento real de una central termoeléctrica, con el fin de obtener valores aproximados a los valores reales de operación de planta; el cual pueda emplearse como una herramienta docente.

Este tipo de simuladores tienen un costo muy elevado (entre 20.000 y 30.000 US\$ los más sencillos) y no resultan amigables al usuario, ya que restringen notablemente su campo de acción y requieren de complejos manuales para su operación.

La intención de este trabajo es desarrollar un programa que simule el comportamiento real de una central termoeléctrica a vapor, con el fin de dar una aplicación práctica que pueda resultar de interés para la enseñanza, de una manera amigable y flexible.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo General

El objetivo general de este trabajo especial de grado es la programación de un simulador de una central termoeléctrica a vapor, basándose en los conocimientos adquiridos de termodinámica, mecánica de fluidos, transferencia de calor y turbomáquinas adquiridos a lo largo de la carrera, adaptado para trabajar con datos reales obtenidos de centrales venezolanas existentes.



1.2.2 Objetivos específicos

- Seleccionar un lenguaje de programación conveniente y adecuado para el diseño del software.
- Crear un programa de computadora, utilizando el software escogido previamente, que emule el comportamiento real de una central termoeléctrica a vapor, introduciendo como datos el número y condiciones de entrada de vapor a los precalentadores en funcionamiento, la potencia a generar y la potencia nominal de la máquina, número y dimensiones de los tubos, así como otras condiciones de diseño en los intercambiadores de calor como el condensador y los precalentadores, temperatura del agua de enfriamiento, potencia nominal de la máquina, número de extracciones y presión de cada una de ellas en cada etapa de la turbina, obteniendo resultados dinámicos que reflejen los valores requeridos de masa de vapor de agua, consumo de combustible, condiciones de temperatura, entalpía y presión en los distintos puntos del sistema, eficiencia del ciclo Rankine, heat rate, presión, temperatura de entrada y temperatura de salida del condensador y potencia consumida por las bombas, respaldando los valores con los datos de una central termoeléctrica a vapor real que funciona bajo el ciclo termodinámico Rankine. En este estudio no se considerarán las condiciones de arranque ni de parada de la máquina.
- Comprobar los datos arrojados por el programa con datos reales de operación de una central termoeléctrica a vapor, para de esta forma comprobar el apropiado funcionamiento del simulador.
- Realizar la simulación mediante la resolución de ecuaciones termodinámicas, variando los diferentes parámetros de operación, ajustando a los valores reales obtenidos.



1.3 Alcances

- Seleccionar un lenguaje de programación que resulte conveniente y adecuado según los requerimientos de cálculo, complejidad y salida visual del simulador.
- Recolectar los datos de operación de las distintas unidades en el Complejo Generador “Ricardo Zuloaga”.
- Establecer ecuaciones que describan aproximadamente las condiciones de trabajo de los distintos equipos de la planta considerando los principios de termodinámica y transferencia de calor, así como los valores de eficiencia de los distintos equipos.
- Programar, mediante un lenguaje de programación, las distintas ecuaciones que describan las condiciones de trabajo de los equipos que conforman la central termoeléctrica a vapor dentro del simulador, con el fin de obtener los datos anteriormente mencionados.
- Comparar los valores arrojados por el simulador con los valores reales de operación de la planta.

1.4 Limitaciones

- Falta de datos y curvas de operación de distintos equipos, sea por extravío de los documentos en cuestión o debido a secreto industrial por parte de los fabricantes.
- Errores de calibración de distintos equipos, que dan valores erróneos, y complicando la toma de datos.

Capítulo II

Ciclos de generación de potencia



2.1 Ciclos de generación de potencia

Los ciclos de generación de potencia son ampliamente usados en la industria para generación eléctrica, al igual que para mover ciertos vehículos y el funcionamiento de motores para distintos fines. Se clasifican en ciclos que funcionan con gas y ciclos que funcionan con vapor.

Entre los ciclos que funcionan con gas se pueden mencionar el ciclo Otto o de encendido por chispa, el ciclo Diesel, ambos utilizados para el funcionamiento de motores de combustión interna, y el ciclo Brayton, usado para generación eléctrica en las turbinas a gas y para mover aviones.

El ciclo de vapor por excelencia es el ciclo Rankine, que es una variación del ciclo de Carnot. Este ciclo puede ser tan sencillo o tan complejo como desee el diseñador.

Mención aparte tiene el ciclo de Carnot, que funciona tanto con gas como con vapor, y es la base del ciclo que estudiamos en este trabajo.

2.1.1 Ciclo de Carnot

Este es el ciclo teórico a partir del cual se generan el resto de los ciclos de generación de potencia, teniendo éste la máxima eficiencia posible. Fue estudiado por Nicolás Carnot a comienzos del siglo XIX, y consiste en un motor térmico que utiliza calor para producir energía mecánica moviendo un fluido a lo largo de un ciclo.

“...el rendimiento térmico máximo de un motor térmico que funcione entre dos niveles de temperatura fijos es el rendimiento de Carnot, que viene dado según la relación: $\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_B}{T_A}$, donde T_B y T_A representan las temperaturas del sumidero y de la fuente respectivamente”. Wark (2001)



Trabaja haciendo circular un fluido por 4 procesos, una expansión reversible isotérmica del fluido a alta temperatura o absorción de calor latente en el sistema (1-2), una expansión reversible adiabática e isoentrópica del fluido, caracterizada por una caída de presión (2-3), una compresión del fluido a baja temperatura o rechazo de calor latente del sistema (3-4), y una compresión reversible adiabática del fluido, caracterizada por un aumento en la presión (4-1).

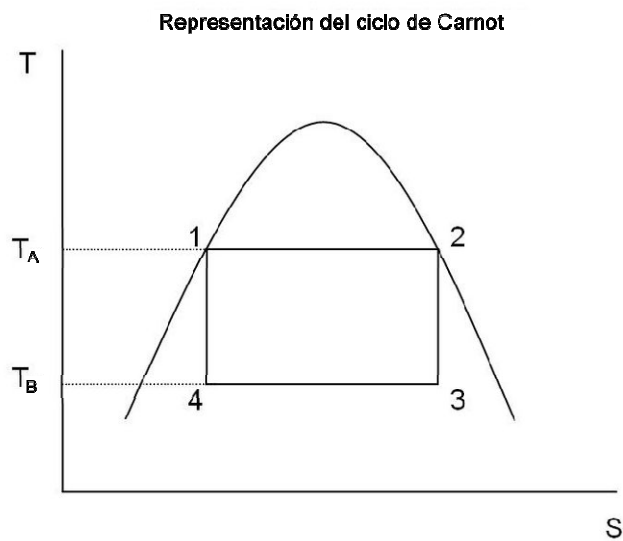


Ilustración 1: Diagrama T-S para el ciclo de Carnot

2.1.2 Ciclos a gas

Estos ciclos de generación de potencia se basan en la utilización de gases de combustión mezclados con aire para la obtención de trabajo. Los más conocidos son el ciclo Otto, el ciclo Diesel y el ciclo Brayton.

El ciclo Otto es el ciclo teórico utilizado en los motores de combustión interna con encendido por chispa. En este ciclo teórico se introduce aire en un sistema cilindro pistón, a este aire se le realiza una compresión adiabática, posteriormente se suministra calor a volumen constante, luego una expansión adiabática y finalmente se libera calor a volumen constante para repetir el ciclo. En la realidad, este ciclo no



funciona únicamente con aire, sino con una mezcla aire-combustible. Debido a esto, existe un paso adicional, en el que una vez que se libera el calor del sistema, se desalojan los gases de escape y posteriormente se introduce nuevamente aire con combustible. El suministro de calor se logra en la realidad mediante el encendido del combustible que se introduce junto con el aire utilizando una chispa generada por la bujía.

El ciclo Diesel funciona igualmente con un sistema cilindro pistón y es usado para motores que no tienen encendido por chispa. En éste, se comprime adiabáticamente el aire a una entropía constante, posteriormente se introduce calor a presión constante, luego ocurre una expansión adiabática a entropía constante y finalmente se cede calor. Al igual que en el ciclo Otto, el suministro de calor se logra añadiendo combustible al aire, y existe igualmente el paso de admisión y desalojo de gases. La principal diferencia radica en que en este caso el combustible no se enciende gracias a una chispa, sino debido al aumento de presión que sufre el combustible, provocando una ignición espontánea.

Finalmente tenemos el ciclo Brayton, usado para generación de potencia y para movimiento en el caso de las turbinas de avión. Es también conocido como el ciclo de aire estándar, y funciona de la siguiente manera. Se introduce aire a baja presión dentro de un compresor, en el cual se aumenta la presión del mismo. Posteriormente, a ese aire se le añade calor y se lo introduce dentro de una turbina, donde realiza trabajo y es expandido. De aquí, este aire es enfriado nuevamente en un intercambiador de calor y es vuelto a introducir al compresor. En la realidad, el calor se introduce en el sistema añadiendo combustible al aire después del compresor. Este combustible es encendido y se introducen los gases de escape a la turbina. Otra consideración que se hace en los casos reales es que en vez de enfriar el aire, simplemente se deja ir como gases de escape y se toma aire fresco cada vez, resultando en el ahorro de un intercambiador de calor.



2.1.3 Ciclo Rankine

El ciclo Rankine de generación de potencia es el motor térmico utilizado para generación de potencia en plantas de gran tamaño, utilizando vapor de agua para mover la turbina. En principio consta de 4 procesos a nivel teórico. Se toma líquido comprimido a alta presión y se le transmite calor a presión constante y temperatura constante, hasta obtener vapor saturado, al igual que en el ciclo de Carnot, o sobrecalentado (1-2), se expande el vapor isoentrópicamente dentro de la turbina hasta llegar a una presión más baja (2-3), el vapor que sale de la turbina es condensado hasta llegar a la condición de líquido saturado, a diferencia de lo que ocurre en el ciclo de Carnot, en donde el vapor queda en mezcla de vapor y agua líquida, siendo esta la razón por la que el ciclo de Carnot es imposible de llevar a la realidad con vapor, ya que en la actualidad no existen bombas capaces de trabajar con flujos bifásicos de este tipo (3-4), y una compresión isoentrópica donde el líquido saturado salido del condensador se le eleva la presión hasta obtener líquido comprimido a alta presión (4-1).

Se puede observar igualmente el punto 3' en el gráfico. Este corresponde al comportamiento real de la expansión en la turbina, ya que la entropía del sistema tiende a aumentar en la realidad.

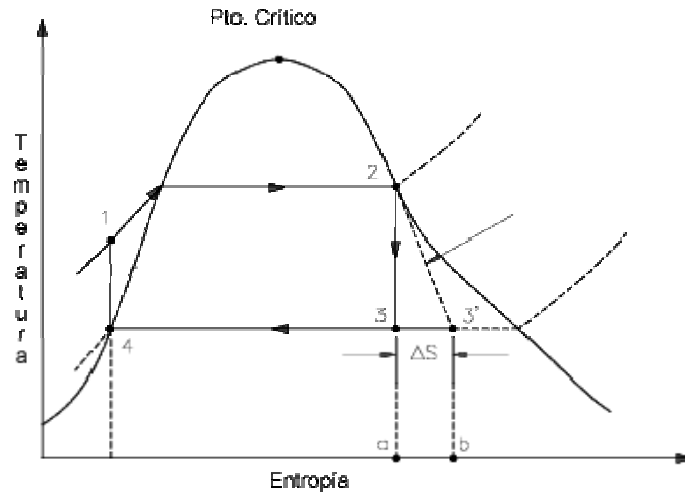


Ilustración 2: Diagrama T-S para el ciclo Rankine

Este ciclo consta, en su forma más sencilla de cuatro equipos, siendo estos una bomba, una turbina, un condensador y un generador de vapor, utilizándose un generador de vapor entre los puntos 1 y 2, una turbina entre 2 y 3, un condensador entre 3 y 4 y una bomba entre 4 y 1.

A lo largo de los años, y con el fin de obtener una mayor eficiencia de este ciclo se le han añadido distintos equipos y configuraciones que permiten obtener una mejor eficiencia del ciclo en su conjunto, reduciendo costos de generación y mejorando la eficiencia del equipo, al igual que el desarrollo de tecnologías que permiten mejorar los equipos ya existentes, estando entre estos últimos la generación de vapor sobrecalentado a alta presión y la reducción de la presión en el condensador, gracias a los desarrollos en intercambiadores de calor.

Entre los cambios de configuraciones y equipos añadidos al ciclo destacan el ciclo regenerativo y el ciclo con recalentamiento que explicaremos a continuación.



2.1.3.1 Ciclo con recalentamiento

Para realizar este proceso, se toma el vapor de descarga de una primera turbina a una presión intermedia, posteriormente, este vapor a presión intermedia es vuelto a introducir dentro del generador de vapor, e introducido a una segunda turbina, con el fin de aprovechar mejor la energía del vapor. Se pueden realizar tantos recalentamientos como se desee, tomando en cuenta que cada recalentamiento implica un gasto adicional en la construcción y el diseño del generador de vapor, así como el costo asociado a cada turbina que se añada al sistema.

Tiene como ventaja que reduce el contenido de humedad en la descarga de la turbina, además del aumento de energía al sistema.

2.1.3.2 Ciclo regenerativo

El proceso de regeneración se lleva a cabo mediante los distintos “*sangrados*” o extracciones de la turbina, en los que se extrae vapor a distintos niveles de presión, para alimentar intercambiadores de calor ubicados en el tren de alimentación de agua, con el fin de aumentar su temperatura. Tienen como punto a favor que aumentan la temperatura del agua de alimentación a la caldera, reduciendo el consumo de combustible para obtener vapor a la temperatura y presión deseadas, sin embargo, tienen una gran desventaja, ya que el vapor que se extrae de la turbina para el uso de estos equipos no se expande completamente, reduciendo la cantidad de trabajo que el fluido entrega a la turbina, siendo esto un factor muy importante a tener en cuenta.

Existen de dos tipos de calentador, los abiertos, en los que ocurre mezcla de fluidos, y los cerrados, en los que los dos fluidos no entran en contacto, sino que transfieren energía de uno a otro a través de tubos cerrados que pasan por una carcasa.



2.1.3.2.1 Calentador abierto de agua de alimentación

Como se dijo anteriormente en este tipo de calentador se realiza una mezcla de fluidos, mezclando el agua del tren de alimentación con el vapor de la extracción de la turbina. Se toma el flujo de líquido condensado, se le aumenta la presión hasta igualar la presión de la extracción y finalmente se mezclan por contacto directo, aumentando la temperatura del agua en el tren de alimentación. En el caso ideal se debería obtener líquido saturado como producto de esta mezcla, que posteriormente es llevada a la bomba de alimentación y de ahí al generador de vapor.

Para el análisis teórico de este tipo de calentadores, se realiza un análisis de continuidad, y un estudio de primera ley, tomando el calentador como volumen de control, considerando que no ocurre trabajo dentro de ellos y que no liberan calor al medio.

En casos reales, muchas veces este tipo de calentadores es usado también para desalojar gases no deseados del sistema, en los llamados desaereadores.

2.1.3.2.2 Calentador cerrado de agua de alimentación

En este caso, no existe una mezcla de fluidos entre el vapor de la extracción y el agua de alimentación, tiene como ventaja que las presiones entre el vapor y el agua pueden ser muy diferentes. Estos normalmente trabajan a mayores presiones que los calentadores abiertos y funcionan a nivel teórico, tomando el vapor de la extracción y condensándolo hasta obtener un líquido saturado. Ese líquido saturado posteriormente entra a una trampa de vapor donde se expande hasta la presión del condensador, donde es introducido finalmente. Igualmente, en los casos teóricos se aplica la ecuación de continuidad y la ecuación de la primera ley en un volumen de control cerrado, definido por el calentador cerrado.

Puede existir cualquier combinación de calentadores abiertos y cerrados en una planta, a juicio del diseñador, estando el punto óptimo de costo beneficio entre los 6 y los 7 calentadores.



Los equipos básicos existentes en una central termoeléctrica a vapor son una bomba de alimentación, un generador de vapor, compuesto por distintos intercambiadores de calor de acuerdo al diseño, una o mas turbinas con o sin recalentamientos, un condensador, una bomba de condensado y un cierto número de calentadores, determinados por el diseñador de la planta.

2.1.4 Ciclos combinados

Hoy en día están muy en boga los llamados ciclos combinados. Estos consisten en una combinación entre un ciclo Rankine y un ciclo Brayton. Se tiene una o varias turbinas a gas operando, y en el escape de los gases se ubica un generador de vapor de calor residual, que hace las veces del generador de vapor en el ciclo Rankine. Dejando este detalle a un lado estos ciclos son iguales a las versiones sencillas, y permiten un mejor aprovechamiento de la energía.

La energía que se puede obtener del ciclo Rankine es aproximadamente la mitad de la energía total obtenida del ciclo Brayton.

Capítulo III

Descripción de la planta Ampliación Tocoa



3.1 Descripción General

La planta Ampliación Tocoa es propiedad de la Electricidad de Caracas C.A, y está ubicada en la zona de Arrecifes, en el estado Vargas, y es una central termoeléctrica a vapor consistente de tres unidades de generación de potencia que trabajan bajo un ciclo regenerativo con recalentamiento de 460 MW cada una, y cuya función es, junto con el resto del Conjunto Generador Ricardo Zuloaga, abastecer de energía eléctrica la zona metropolitana de la ciudad de Caracas.

La información acerca de la configuración de esta planta resulta de interés para este trabajo especial de grado, ya que el simulador que se realizó esta basado en la configuración y los datos de esta planta.

3.2 Configuración general

Esta planta, como se dijo anteriormente, funciona con un ciclo regenerativo y con un recalentamiento intermedio, y consta de los siguientes equipos:

- Un generador de vapor de alta presión, con una presión de diseño de 203 kg-f/cm² en su primera salida y de 41,8 kg-f/cm² después del recalentamiento.
- Tres turbinas en tandem conectadas a un generador eléctrico con un recalentamiento intermedio entre las dos primeras.
- Un condensador dividido.
- Dos bombas de condensado, junto con dos bombas booster ubicadas después del condensador.
- Tres calentadores cerrados de baja presión de agua de alimentación.
- Un desaereador o calentador abierto.
- Tres calentadores cerrados de alta presión de agua de alimentación.



- Dos motobombas de alimentación con sus booster y una turbobomba accionada por una turbina alimentada con vapor de una de las extracciones de la turbina principal.

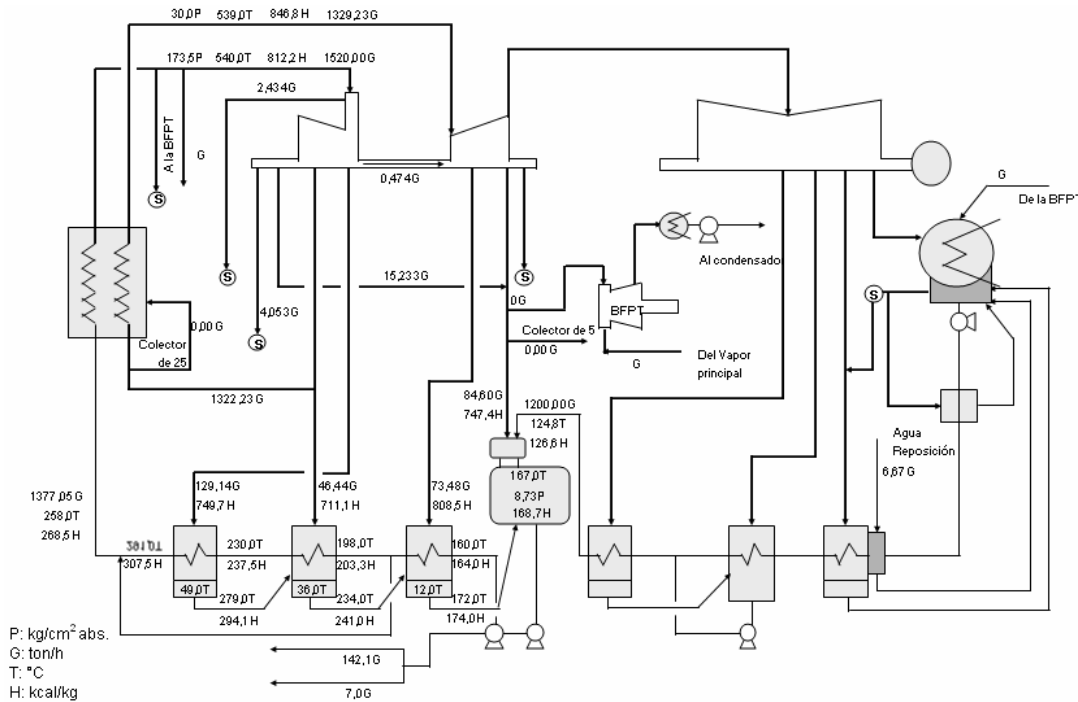


Ilustración 3: Esquema General de la planta

De todos estos equipos, se pueden considerar como los principales equipos al generador de vapor, la turbina, el condensador y los calentadores tanto abiertos como cerrados. A continuación describiremos cada uno de estos.

3.2.1 Generador de vapor de alta presión

El generador de vapor de la planta Ampliación Tanco funciona quemando tanto combustible líquido, como el craqueado o fuel oil N° 6, como gas natural.

Está compuesto por una variedad de intercambiadores de calor, entre los que podemos contar con un economizador, cuya función es calentar el agua antes de la



entrada al evaporador con lo último de los gases de escape, un evaporador, compuesto a su vez por dos tambores por los que circula agua y vapor en condición de saturado a través de tubos subientes y bajantes, tres sobrecalentadores, uno colgante, uno primario y uno secundario, usados para pasar el vapor saturado obtenido de los tambores a un estado de sobrecalentado y alimentar a la turbina, atemperadores para controlar la temperatura de salida del vapor, dos recalentadores, uno primario y uno secundario, con el fin de recalentar el vapor a una presión intermedia, dos calentadores de aire, con el fin de no introducir aire frío al proceso de combustión del generador de vapor y dos ventiladores de tiro forzado, para facilitar la entrada de aire al proceso de combustión.

Con la excepción de una parte del evaporador en el hogar de la caldera que transfiere calor únicamente por radiación, todos estos intercambiadores de calor funcionan principalmente por convección.

El economizador está ubicado inmediatamente a la entrada del generador de vapor después del tren de alimentación, es un intercambiador de calor por convección ubicado después de los recalentadores en la configuración, y al que llegan los gases de escape con un nivel energético relativamente bajo. Su función es aumentar la temperatura del agua de alimentación previa la entrada al tambor superior del evaporador.

El evaporador esta compuesto por dos tambores a distintas alturas, conectados entre sí por tubos subientes y bajantes. Adicional a esto, el evaporador funciona mediante un sistema de circulación forzada, colocando una bomba en los tubos bajantes. En teoría, no existe intercambio de calor en los tubos bajantes, y la evaporación se realiza en el tambor inferior y a lo largo de los tubos subientes, hasta obtener vapor saturado, que llega a su vez al tambor superior, de donde sale en dirección a los sobrecalentadores. Adicional a esto, el evaporador tiene una purga continua para evitar la acumulación de sedimentos y desechos indeseables, arrojando una cierta cantidad de vapor saturado a la atmósfera constantemente.



Del tambor superior, el vapor saturado seco pasa a los sobrecalentadores, donde aumenta su nivel energético hasta obtener vapor sobrecalentado. Llega primero al sobrecalentador colgante, posteriormente al sobrecalentador primario y luego al sobrecalentador secundario, donde obtiene la temperatura necesaria para poder operar la turbina. Están ubicados en la configuración del generador de vapor después del evaporador y antes de los sobrecalentadores. Es el punto donde se trabaja con el flujo de vapor a mayor temperatura y a mayor presión en todo el ciclo.

Después de haber expandido el vapor a lo largo de la primera etapa de la turbina, la mayor parte del vapor, a una menor presión, es vuelto a introducir en el generador de vapor a los recalentadores, ubicados después de los sobrecalentadores y antes del economizador, donde se le introduce nuevamente energía al vapor, llevándolo aproximadamente a la misma temperatura que tenía a la salida de los sobrecalentadores, con el fin de introducir nuevamente este vapor en la segunda etapa de la turbina.

3.2.2 Turbina

Compuesta por tres turbinas de acción en tandem, recibe vapor sobrecalentado en su primera etapa, o etapa de alta presión, obtenido del generador de vapor. Posee dos extracciones, la primera y de más alta presión, que alimenta al calentador de alta presión 7, y la segunda que alimenta al calentador de alta presión número 6 y al proceso de recalentamiento.

Posteriormente, después del recalentamiento, el vapor recalentado entra a la etapa intermedia de la turbina, que tiene a su vez dos extracciones, la primera que va al calentador de alta presión número 5 y la segunda que alimenta al desaerador y a la turbobomba de alimentación, y posteriormente, la turbina tiene una descarga directa a la etapa de baja presión.



La tercera etapa, o etapa de baja presión de la turbina está ubicada inmediatamente después de la etapa de media presión, sin un recalentamiento intermedio. Esta turbina tiene tres extracciones que alimentan respectivamente a los calentadores de baja presión números 1, 2 y 3, y tiene finalmente salida al condensador. En el punto de descarga de esta última etapa de la turbina, puede aparecer una cierta cantidad de líquido condensado.

Además de las extracciones antes mencionadas, existen también extracciones menores utilizadas para realizar los llamados sellos de vapor de la turbina, que son igualmente descargados al condensador.

3.2.3 Condensador

La función de este equipo es tomar el vapor extraído de la última etapa de la turbina, y condensarlo hasta obtener líquido saturado. Es un intercambiador de calor cerrado con dos pasos de tubo y un paso de concha. A través de los tubos circula agua de mar a baja temperatura, y por la carcasa circula el vapor extraído. La idea es obtener un intercambio de calor latente entre el agua de mar y el vapor, aumentando la temperatura del agua de mar y cambiando de fase al vapor.

Los condensadores de las unidades de Ampliación Tocoa son condensadores divididos, lo que permite, reduciendo la carga de la unidad, poder cerrar la mitad para realizar mantenimientos rutinarios sin necesidad de detener la unidad. Estos condensadores manejan un flujo de agua de enfriamiento de aproximadamente 45.000 m³/h.

Además, es dentro del condensador que se añade el agua de reposición para compensar por las pérdidas de agua del ciclo, originadas en el desaereador y en la purga del evaporador.



3.2.4 Calentadores y tren de agua de alimentación

Inmediatamente después del condensador, el agua pasa por la bomba de condensado, donde aumenta su presión y es introducida en los tres calentadores de baja presión. Estos son calentadores cerrados del tipo carcasa-tubo, por las tuberías pasa el agua de alimentación, y por la carcasa de cada calentador, pasa el vapor de las extracciones de la tercera etapa de la turbina. Este vapor cambia de fase desde vapor sobrecalentado hasta líquido saturado. Los drenajes de los calentadores 3 y 2 están conectados entre sí mediante una trampa de vapor, que reduce la presión del líquido de la extracción 3 para poder mezclarlo con el líquido de la 2. A la salida del calentador 2 hay una bomba que permite alimentar el líquido obtenido a la línea principal de alimentación. El drenaje del calentador de baja presión 1 cae en una trampa de vapor, y de ahí se suma al vapor que entra al condensador.

Después de los calentadores de baja presión, el agua de alimentación entra a un calentador abierto llamado el desaereador. En este calentador abierto se unen el drenaje del calentador de alta presión número 5, el vapor de una extracción de la segunda etapa de turbina y el agua de alimentación proveniente de los calentadores de baja presión. Además de servir como un calentador abierto, el desaereador tiene como función desalojar ciertos gases no deseados y reducir el nivel de sedimentos en el agua de alimentación.

Del desaereador, el agua de alimentación pasa al sistema de bombeo de alimentación, que consta de dos motobombas con dos booster y una turbobomba. Las motobombas tienen que ser necesariamente usadas en el proceso de arranque de la unidad, y pueden ser usadas posteriormente durante la operación, aunque hay que considerar que su operación resulta más cara que el uso de la turbobomba, accionada por una turbina movida por el vapor de una extracción de la segunda etapa de la turbina.



A la salida del sistema de bombeo, el agua de alimentación entra a los calentadores de alta presión, donde se eleva su temperatura utilizando vapor de las extracciones de las dos primeras etapas de la turbina, con la intención de que el agua de alimentación llegue tan caliente como sea posible a la entrada del generador de vapor.

Adicional a los equipos mencionados también existe el equipo eléctrico necesario para convertir la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica. La parte principal de estos equipos es el generador eléctrico sincrónico, cuya función es convertir la potencia de salida de la turbina en potencia eléctrica a una frecuencia de 60 Hz.

Capítulo IV

Consideraciones generales



4.1 Lenguaje de programación

A la hora de realizar un programa de simulación se debe tener mucho cuidado al escoger el programa en que este se va a realizar, teniendo que cumplir con ciertas características dependiendo del usuario final. Además de esto, es conveniente escoger un lenguaje del que se tenga un cierto dominio y que sea suficientemente flexible como para realizar las aplicaciones deseadas.

Entre la amplia gama de opciones existentes hoy en día en el mercado se escogió trabajar utilizando Borland Delphi 7.0, ya que es un lenguaje de alto nivel, de plataforma win32, con un soporte gráfico que permite crear un programa que sea agradable y fácil de usar para el usuario, además de que ya se tenía experiencia en el desarrollo de aplicaciones utilizando el mismo.

4.2 Consideraciones

Con el fin de facilitar el trabajo, y debido a la falta de información en ciertos casos, se realizaron ciertos cambios en la configuración de la planta, siendo los más notables la eliminación de los atemperadores, de las extracciones de los sellos de vapor de la turbina y de la turbobomba. Igualmente, y debido a problemas de falta de data, se escogió en vez de utilizar varias bombas usar una bomba equivalente en los casos de la bomba de alimentación y de la bomba de condensado.

Se despreciaron los sellos de vapor, ya que es una masa muy pequeña de vapor que se desvía hacia esta función, y que no afecta de manera notable el comportamiento o el rendimiento del ciclo.

Los atemperadores fueron igualmente eliminados en el modelo del simulador, ya que igualmente la cantidad de vapor que desvían es relativamente pequeña y cumplen únicamente una función de control para la temperatura de salida del vapor en el proceso de sobrecalentamiento.



El estudio de la turbobomba, a pesar de que permite obtener una mejora sustancial en el rendimiento de la unidad, tuvo que ser igualmente eliminada, debido a la falta de disponibilidad de curvas de operación de la misma y de la dificultad en poder hacer un análisis de su comportamiento según el caudal de vapor que pasa por la turbina, comparado contra el flujo de agua de alimentación que maneja

Se escogió en el caso de las bombas de alimentación y de las bombas de condensado trabajar con bombas equivalentes por dos razones. La primera era la falta de curvas de operación de éstas en planta, lo que hacía imposible obtener la curva de cada una de manera individual, ya que se tenía el funcionamiento general como conjunto de cada grupo de bombas. El segundo motivo de esta elección, es que esta forma de trabajo simplifica el planteamiento del funcionamiento de la planta, sin alterar los resultados reales. En otras palabras, si colocamos dos bombas en paralelo se sumara la variación de altura que estas generen y si colocamos dos bombas en paralelo, se sumarán los caudales de ambas.

4.3 Tablas de vapor

A lo largo del programa se requiere numerosas veces obtener diversos valores relativos al estado del vapor de agua en diversas condiciones. Para simplificar esto, se recurrió a la formulación de la *International Association for the properties of water and steam* (Asociación Internacional para las propiedades del agua y el vapor, IAPWS) del año 1997, la cual tiene validez para distintas condiciones del agua, separadas en cinco regiones, correspondientes a líquido comprimido, condiciones de saturación, vapor sobrecalentado, vapor a condiciones supercríticas y sobrecalentado a alta temperatura. De estas cinco solo se requirieron tres, ya que en ningún punto del ciclo que se está estudiando considera vapor en condiciones supercríticas o vapor sobrecalentado a alta temperatura.

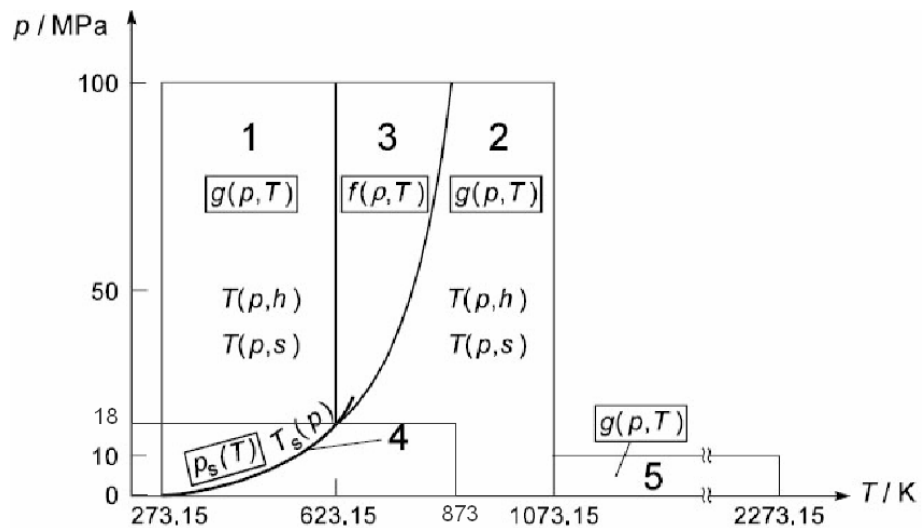


Ilustración 4: Regiones de vapor. Extraído de Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam

Esta formulación, proporciona un método sencillo y práctico de realizar los cálculos de las condiciones de vapor con gran sencillez, permitiendo obtener con dos datos, cualquiera de las condiciones del agua o del vapor el resto de las condiciones, con la sola excepción de la región correspondiente al saturado donde hay que suministrar, dependiendo del caso, tres datos para definir el estado termodinámico. Estos datos están basados en cálculos realizados a partir de la energía libre de Gibbs, y presentan lo que llaman las ecuaciones básicas y las ecuaciones de retroceso, siendo las ecuaciones básicas las que permiten obtener el valor de la energía libre de Gibbs y las de retroceso las que permiten obtener los valores de las demás condiciones termodinámicas, basadas ambas en sumatorias de valores.

Capítulo V

Turbina



5.1 Turbina

Una turbina es una turbomáquina en la que se introduce un fluido, sea líquido o gas, para hacer mover un rodete o rotor con el fin de generar potencia en el otro extremo.

Se pueden clasificar según el tipo de fluido que circula por ellas como de flujo incompresible o compresible. Las turbinas de flujo incompresible son aquellas en las que el fluido no cambia de volumen a lo largo del proceso de manera que afecte el proceso. Un ejemplo de estas son las grandes centrales hidroeléctricas, como Guri. Por el contrario las de flujo compresible son aquellas en que pasa lo contrario, es decir, en las que el fluido cambia de volumen entre la entrada y la salida de la turbina. Ejemplo de estas son las turbinas a gas y las turbinas a vapor, siendo de estas últimas las que se analizarán en nuestro estudio.

5.2 Curvas de operación

Para la simulación del comportamiento de la turbina fue imposible obtener las curvas de operación del fabricante, ya que estas son secreto industrial y por tanto no están a disposición del público. Debido a esto, se tuvo que generar las curvas de operación de las mismas, basadas en valores reales de operación de la turbina. Para estos cálculos se determinó los valores de eficiencia isoentrópica de la turbina, los flujos másicos de las extracciones y las condiciones de presión a la salida de cada extracción, en función del flujo másico de entrada a la turbina.

Las curvas de operación fueron obtenidas tomando varios valores de operación a distintas cargas y promediándolos. Las cargas de trabajo a las que se obtuvo la data fueron 150, 200, 320, 400 y 430 MW.



5.2.1 Presión en las extracciones

La presión se determinó en cada una de las extracciones de la turbina en base a valores reales de operación, graficados en función del flujo másico de vapor que entra a la turbina.

Se tomaron los datos de presión para cada una de las siete extracciones en los cinco casos de estudio mencionados anteriormente. Posteriormente se graficaron, y se obtuvo una curva de tendencia polinómica que representa el comportamiento de la extracción en función de la masa de vapor con que opera la turbina.

A continuación, se reseña los gráficos para cada una de las 7 extracciones:

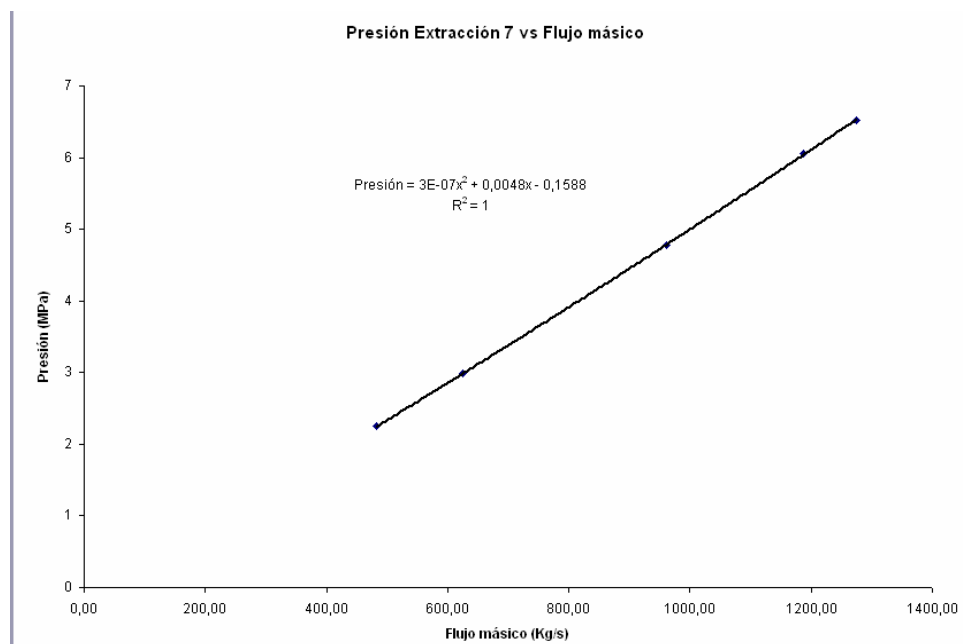


Gráfico 1: Presión de la extracción 7 vs flujo másico de entrada a la turbina

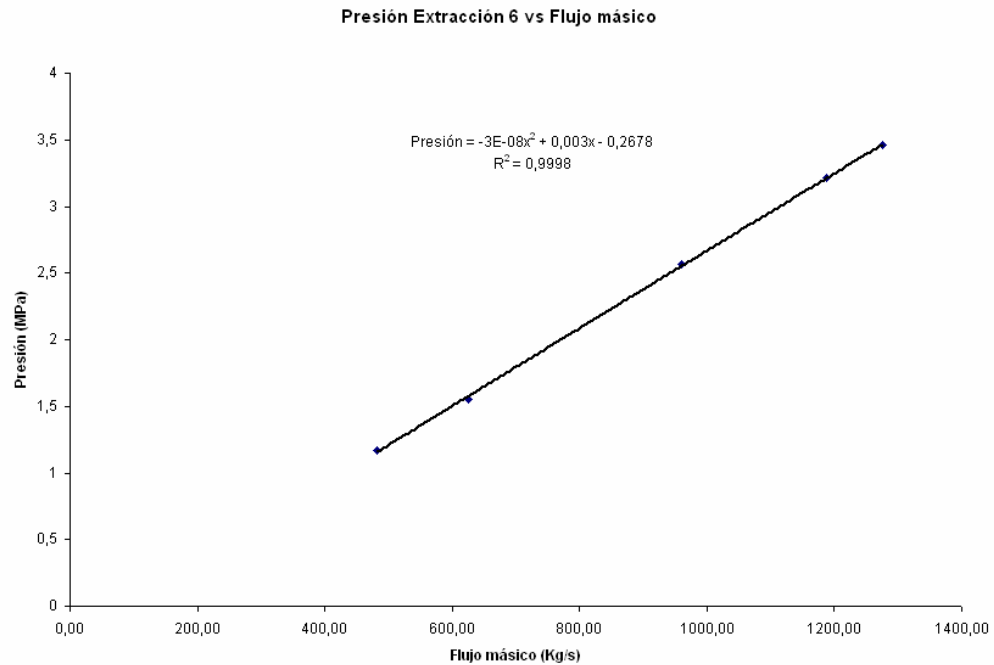


Gráfico 2: Presión de la extracción 6 vs flujo másico de entrada a la turbina

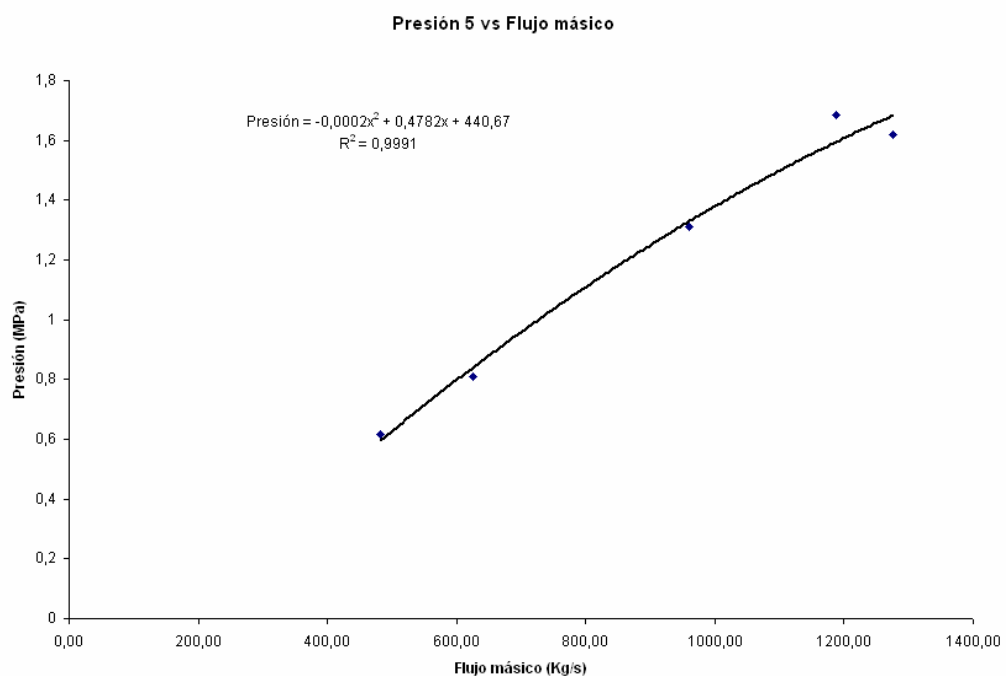


Gráfico 3: Presión de la extracción 5 vs flujo másico de entrada a la turbina

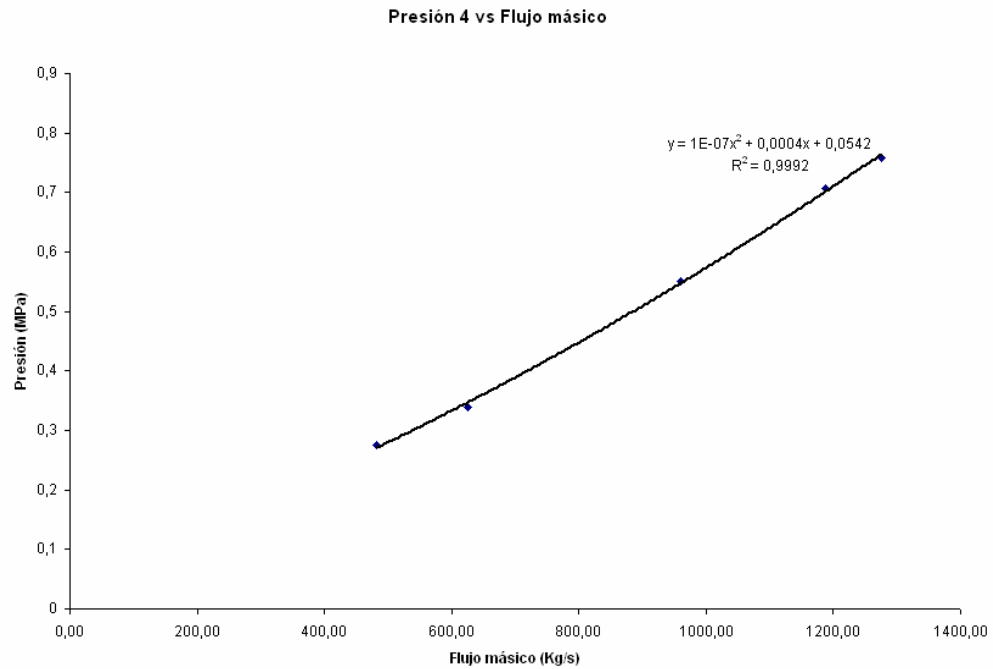


Gráfico 4: Presión de la extracción 4 vs flujo másico de entrada a la turbina

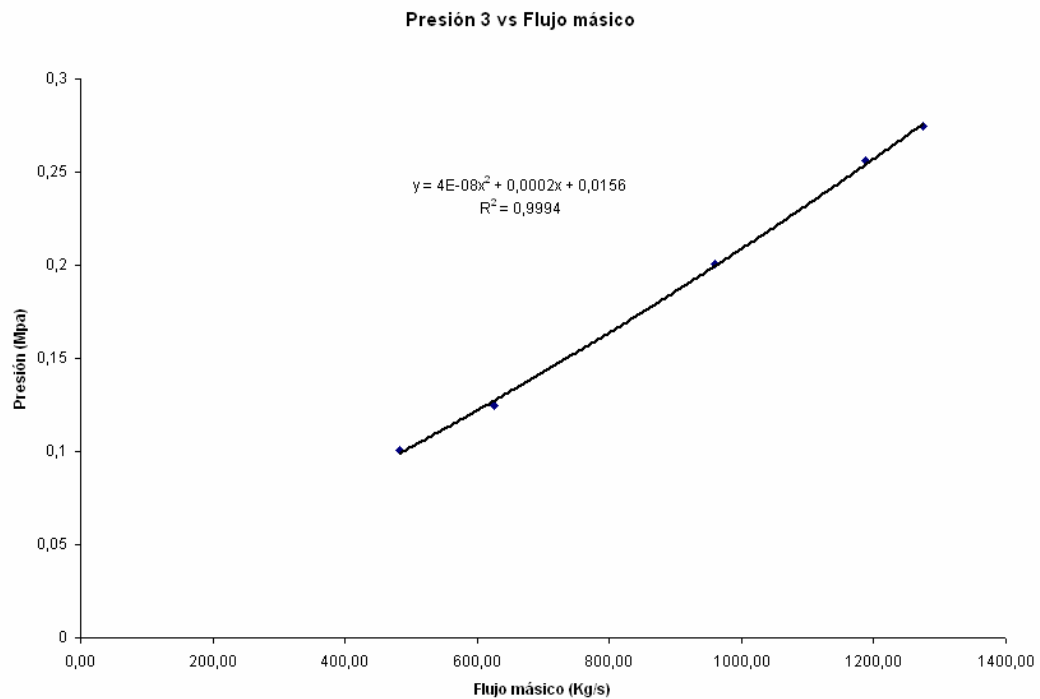


Gráfico 5: Presión de la extracción 3 vs flujo másico de entrada a la turbina

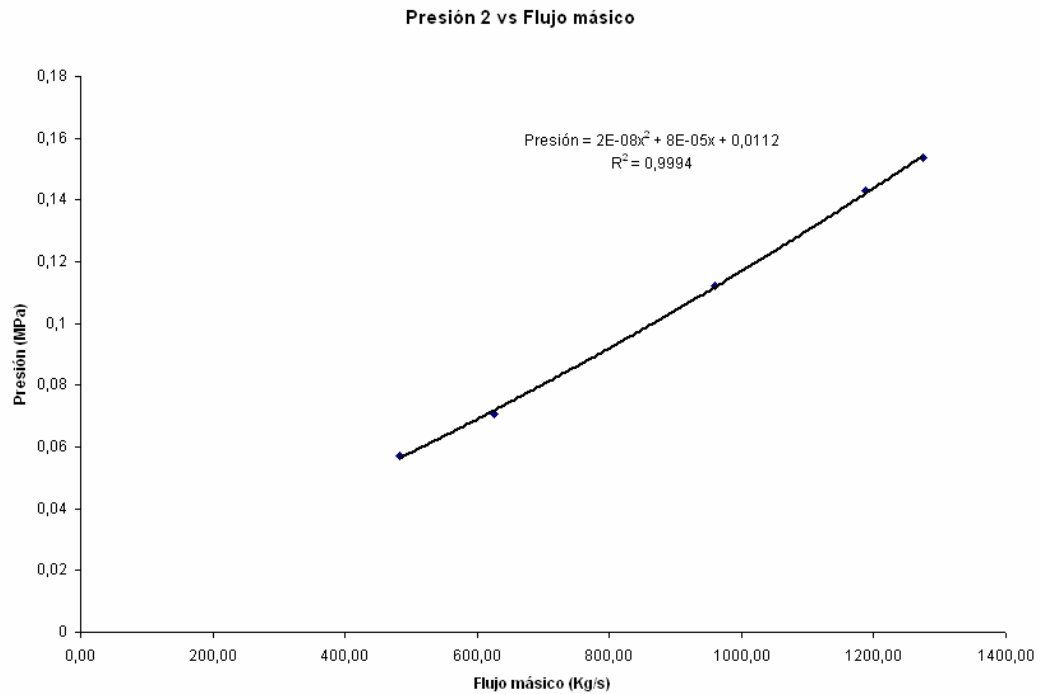


Gráfico 6: Presión de la extracción 2 vs flujo másico de entrada a la turbina

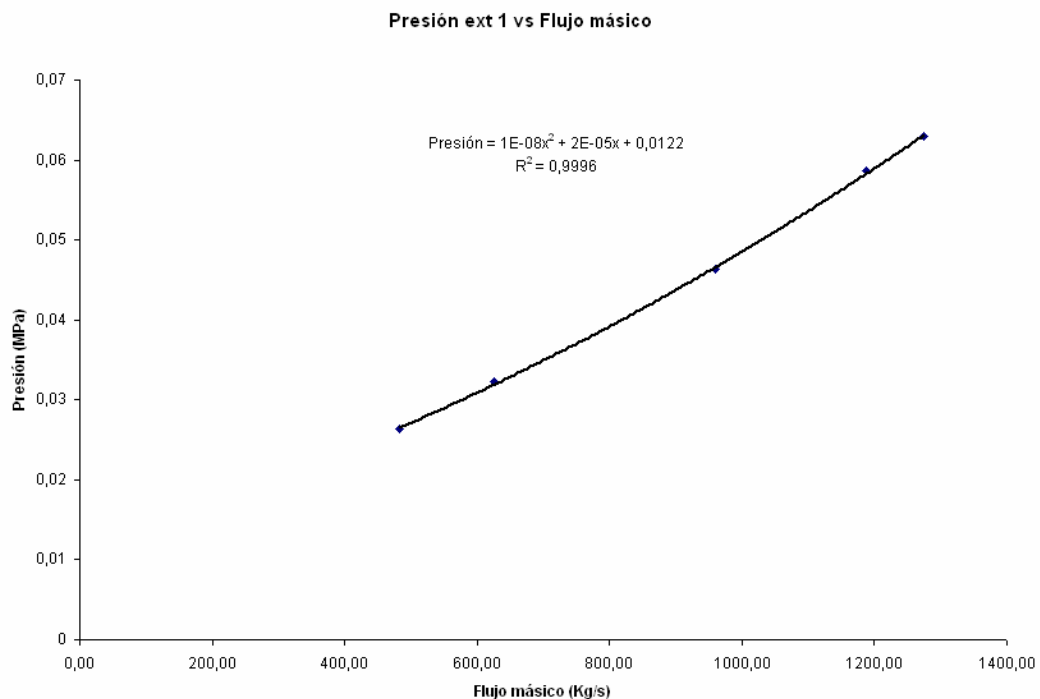


Gráfico 7: Presión de la extracción 1 vs flujo másico de entrada a la turbina



5.2.2 Eficiencia isoentrópica

Este es el parámetro que permite medir el acercamiento existente entre los parámetros reales de operación de la turbina y los valores idealizados isoentrópicos entre un punto de entrada y un punto de salida. Este viene dado según la siguiente ecuación:

$$\eta_{isoentropica} = \frac{\dot{W}_{real}}{\dot{W}_{isoentrópico}} = \frac{h_{entrada} - h_{real}}{h_{entrada} - h_{isoentropico}}$$

Ecuación 1: Cálculo de la eficiencia isoentrópica

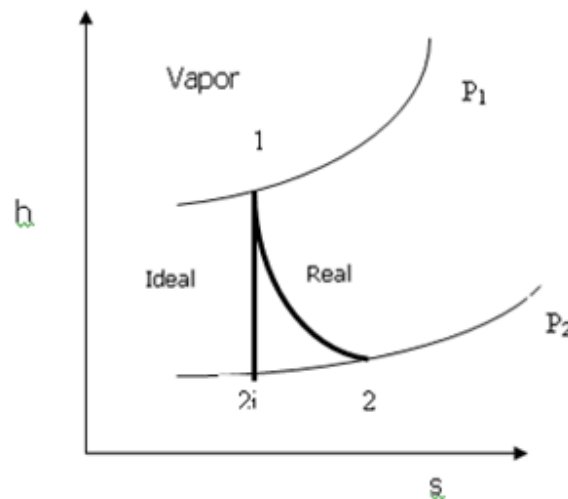


Ilustración 5: Relación trabajo real y trabajo isoentrópico. Extraído de Politecnicovirtual.edu.co

La eficiencia de la turbina fue calculada para cada extracción a distintas condiciones de carga. Se cálculo tomando como entrada a cada etapa la salida de la etapa anterior, y en el caso de la entrada a la turbina y de la entrada después del recalentamiento se tomaron los valores de presión correspondientes a cada caso con una temperatura fijada según el flujo másico de entrada.



Una vez calculada la eficiencia térmica en los cinco puntos de estudio, se realiza nuevamente una curva de aproximación polinómica para estimar el comportamiento.

A continuación, estas son las curvas de comportamiento de la eficiencia isoentrópica de la turbina:

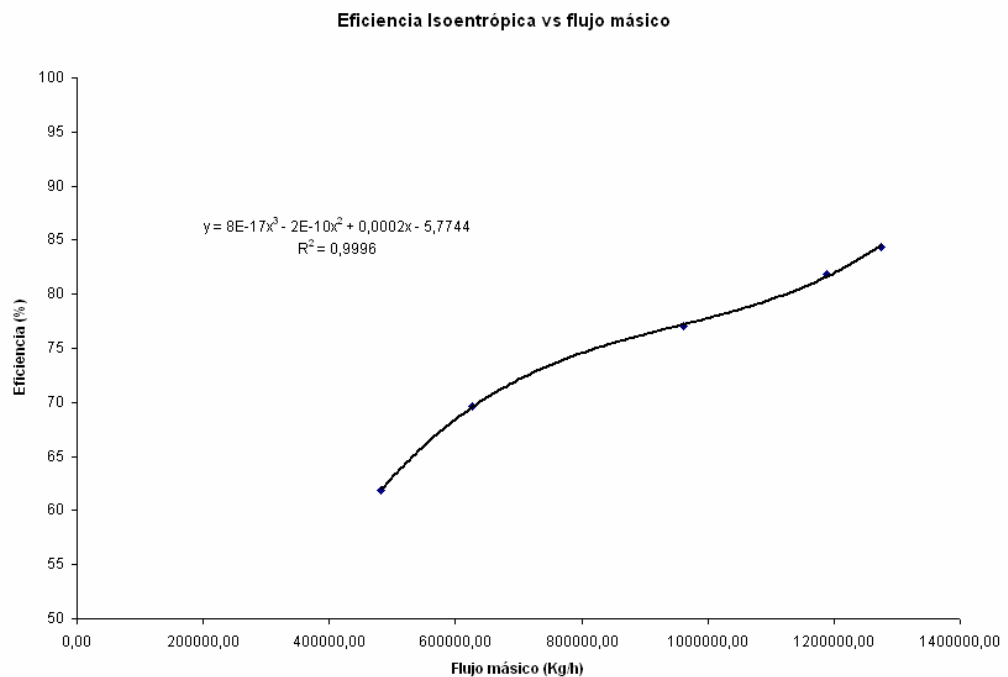


Gráfico 8: Eficiencia Isoentrópica entre la entrada y la extracción 7 vs flujo másico

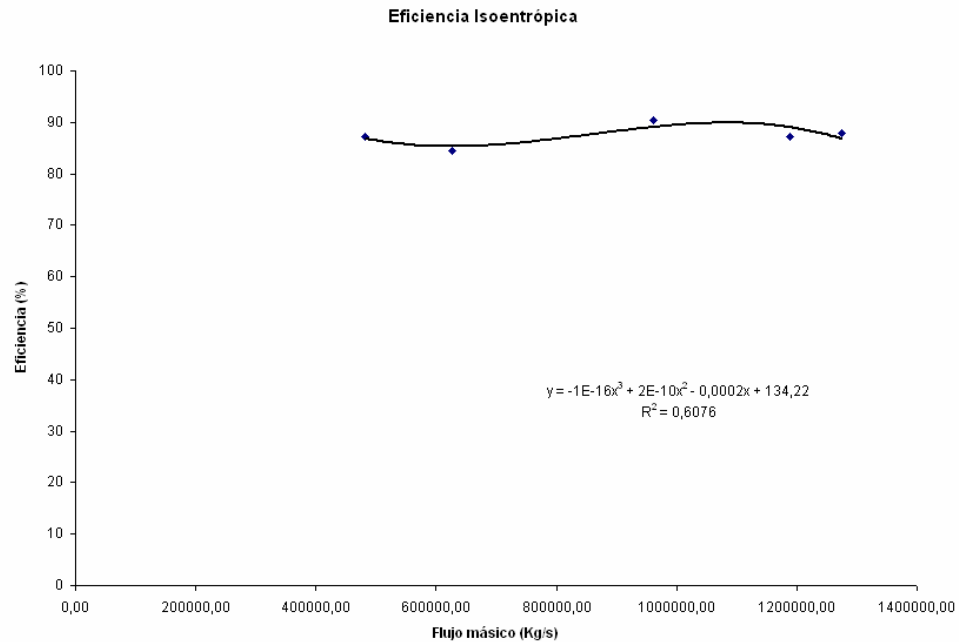


Gráfico 9: Eficiencia Isoentrópica entre la extracción 7 y la extracción 6 vs flujo másico

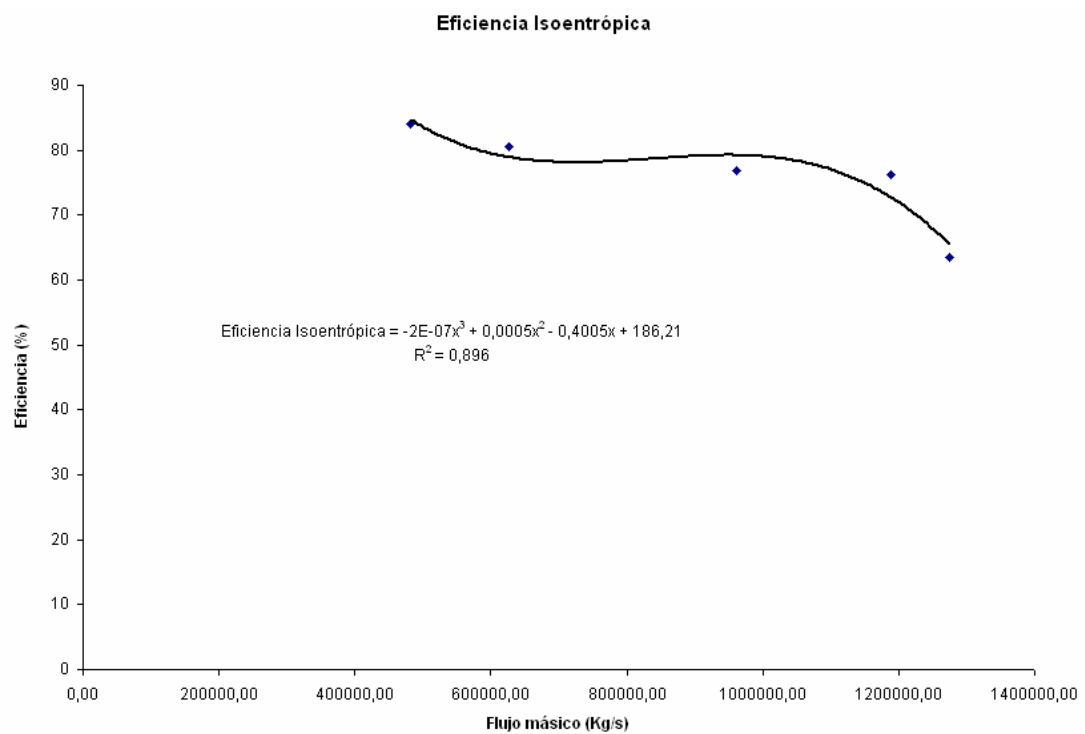


Gráfico 10: Eficiencia Isoentrópica entre el recalentamiento y la extracción 5 vs flujo másico

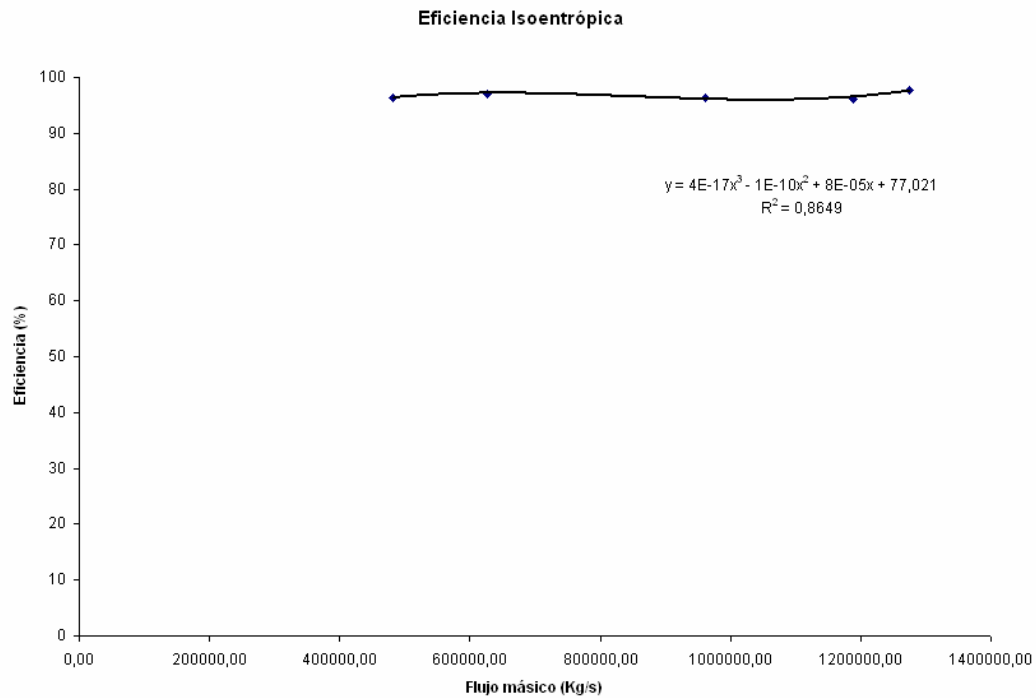


Gráfico 11: Eficiencia Isoentrópica entre la extracción 5 y la extracción 4 vs flujo másico

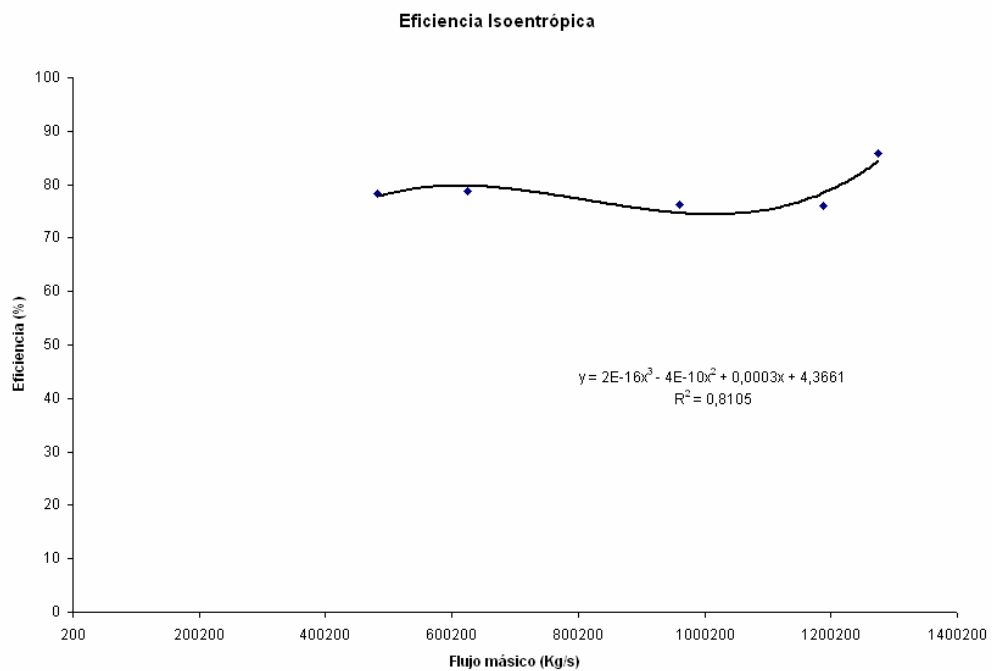


Gráfico 12: Eficiencia Isoentrópica entre la extracción 4 y la extracción 3 vs flujo másico

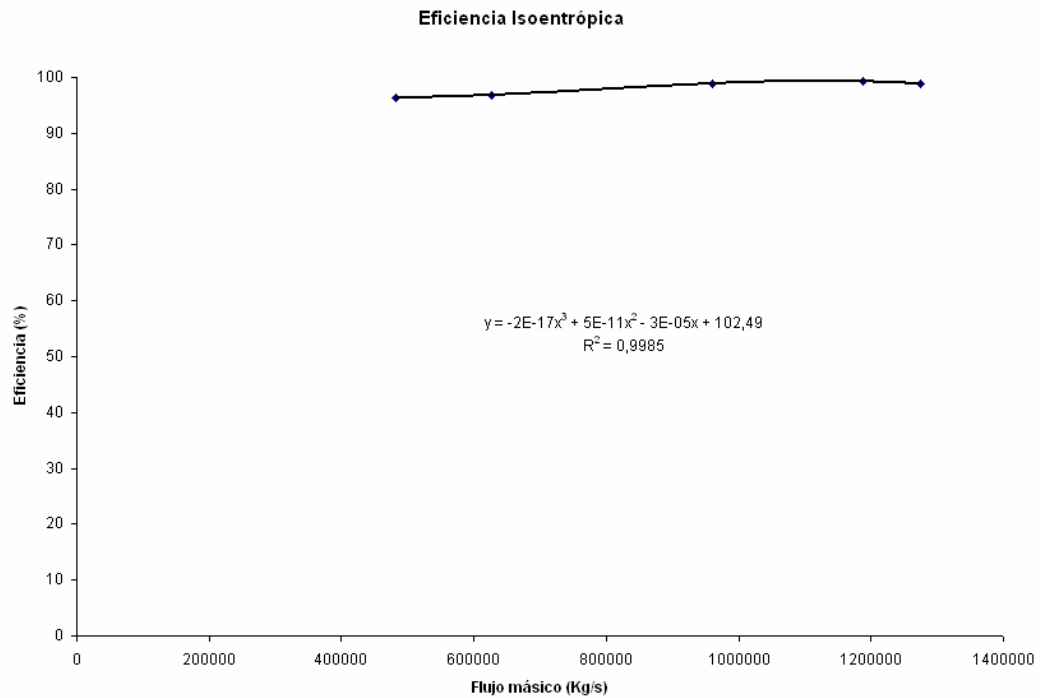


Gráfico 13: Eficiencia Isoentrópica entre la extracción 3 y la extracción 2 vs flujo másico

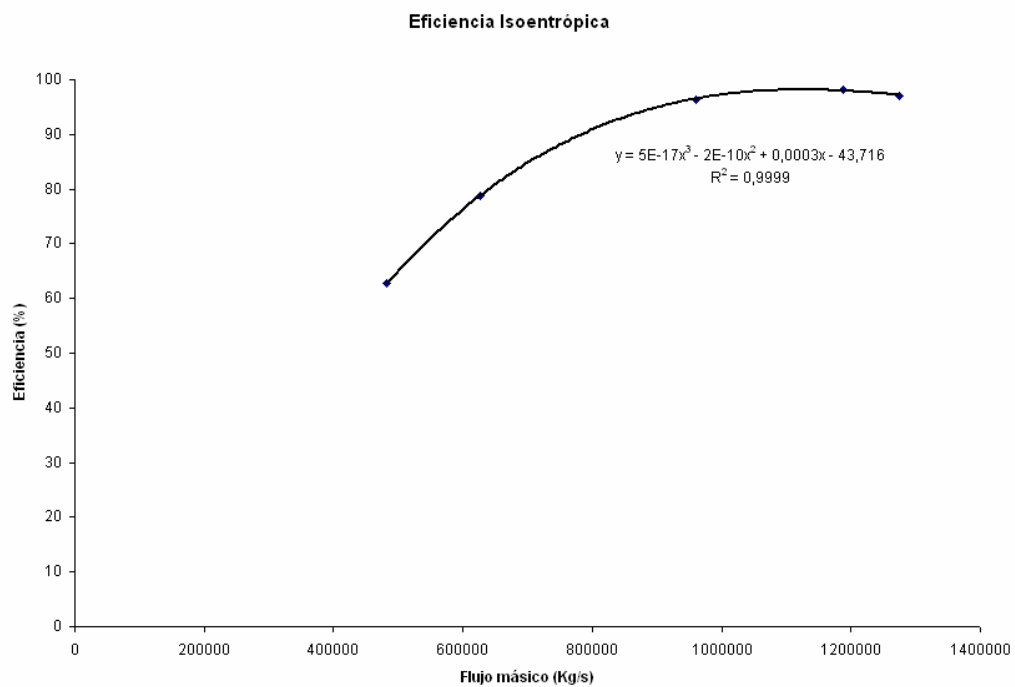


Gráfico 14: Eficiencia Isoentrópica entre la extracción 2 y la extracción 1 vs flujo másico



5.2.3 Flujo másico de entrada de vapor a la turbina

Para determinar el flujo másico de entrada a la turbina, se utilizó la ecuación de potencia, considerando además el consumo de los auxiliares y otro equipo necesario para la operación del equipo. Considerando entonces que la potencia a generar por la turbina será igual a la potencia que le es requerida más el consumo de la bomba de alimentación, la bomba de drenaje de los precalentadores de baja presión y la bomba de circulación del generador de vapor. El consumo de cada bomba está definido como:

$$Pot_{Bomba} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{\eta}$$

Ecuación 2: Cálculo del consumo de las bombas

Siendo:

γ	el peso específico del agua
Q	el caudal de agua que maneja esta
H	la altura dinámica de la bomba
η	la eficiencia de la bomba

La ecuación para determinar la potencia que genera la turbina será:

$$Pot_{Total} = \dot{m}_{vapor} \cdot h_e - \left(\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_6 \cdot h_6 \right) + \dot{m}_{Rec} \cdot h_{Rec} - \left(\dot{m}_5 \cdot h_5 + \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_{cond} \cdot h_{cond} \right)$$

Ecuación 3: Cálculo de la potencia generada por la turbina

Siendo:

$\dot{m}_{vapor}$	=	flujo másico de entrada de vapor
h_e	=	entalpía específica del vapor a la entrada
$\dot{m}_7$	=	flujo másico de la extracción 7



h_7 = entalpía específica de la extracción 7

m_6 = flujo másico de la extracción 6

h_6 = entalpía específica de la extracción 6

m_5 = flujo másico de la extracción 5

h_5 = entalpía específica de la extracción 5

m_4 = flujo másico de la extracción 4

h_4 = entalpía específica de la extracción 4

m_3 = flujo másico de la extracción 3

h_3 = entalpía específica de la extracción 3

m_2 = flujo másico de la extracción 2

h_2 = entalpía específica de la extracción 2

m_1 = flujo másico de la extracción 1

h_1 = entalpía específica de la extracción 1

5.2.4 Flujo másico en las extracciones

El cálculo del flujo másico de las extracciones fue fijado como un porcentaje del flujo másico que entra a cada etapa, variando el porcentaje según el flujo másico a la entrada de la turbina. Para realizar esto, se determina el porcentaje de flujo másico en cada extracción comparado contra el flujo másico de entrada a la etapa, y se considera como entrada a la siguiente etapa el flujo másico de entrada de la etapa anterior menos el flujo másico de que salió en la extracción.



Cada uno de estos valores ha sido determinado basado en los cinco valores de muestra tomados en planta.

Las curvas de extracción en función del flujo másico, vienen dadas a continuación:

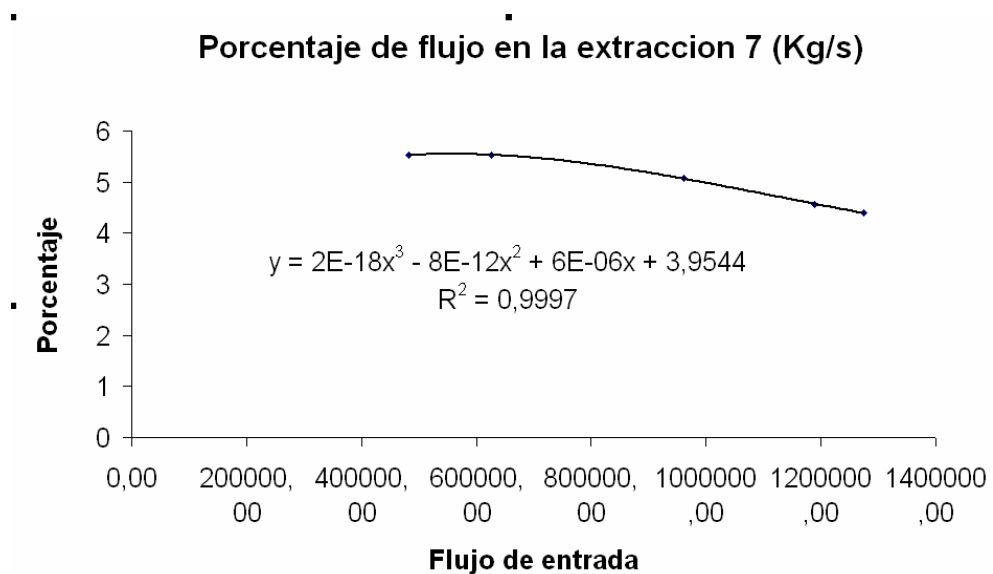


Gráfico 15: Porcentaje de flujo másico en la extracción 7 vs flujo másico total

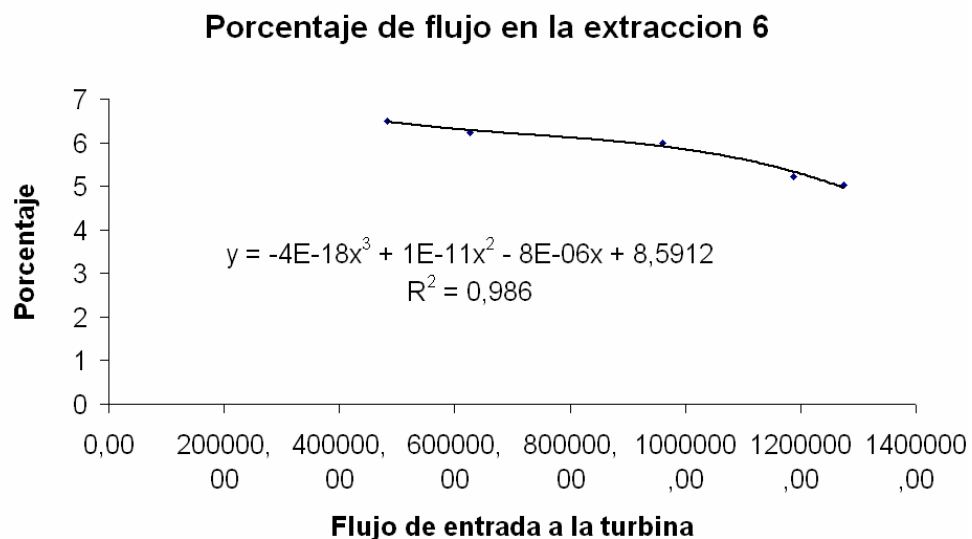


Gráfico 16: Porcentaje de flujo másico en la extracción 6 vs flujo másico total



Porcentaje de flujo en la extraccion 5

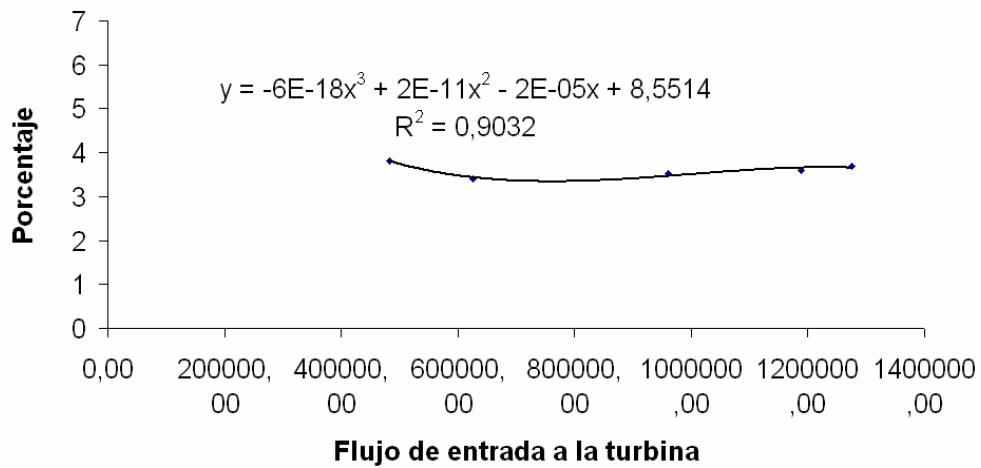


Gráfico 17: Porcentaje de flujo másico en la extracción 5 vs flujo másico total

Porcentaje de flujo en la extraccion 4

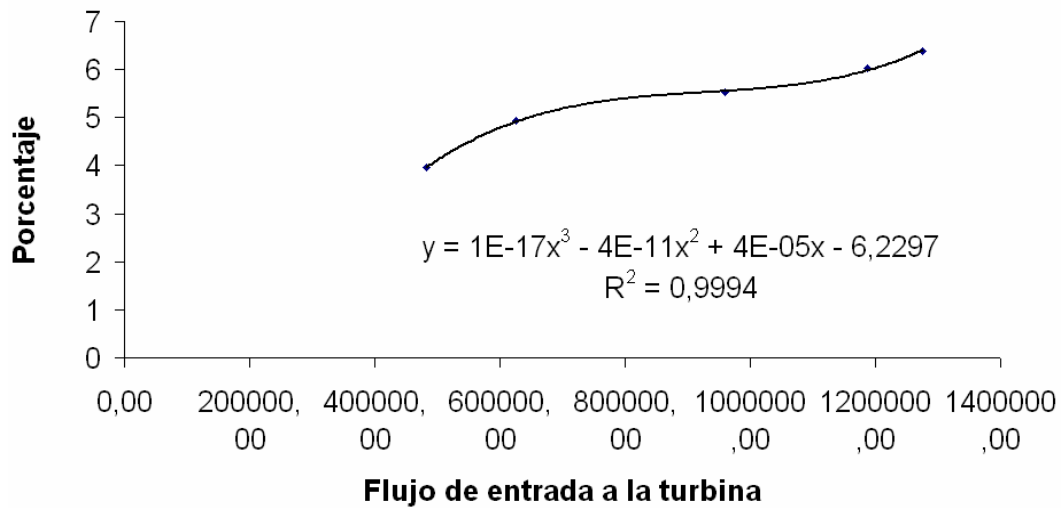


Gráfico 18: Porcentaje de flujo másico en la extracción 4 vs flujo másico total



Porcentaje de flujo en la extraccion 3

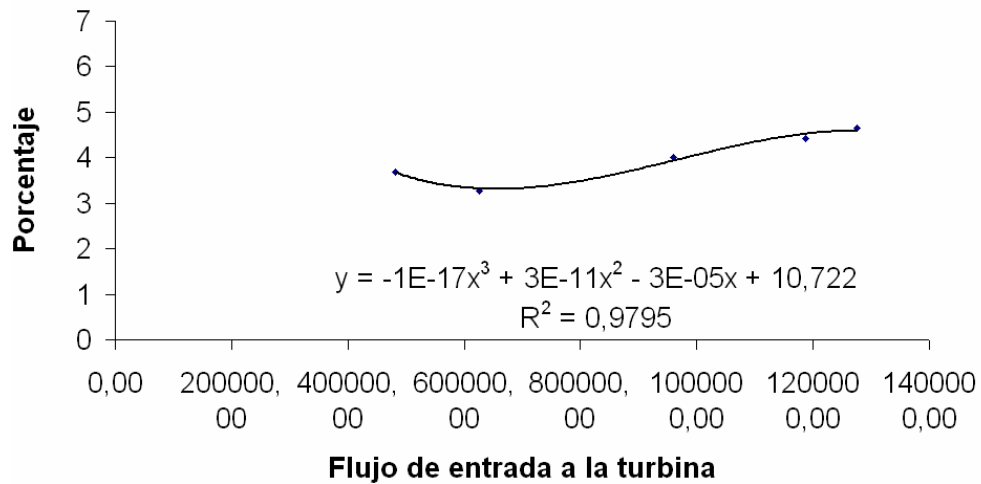


Gráfico 19: Porcentaje de flujo másico en la extracción 3 vs flujo másico total

Porcentaje de flujo en la extraccion 2

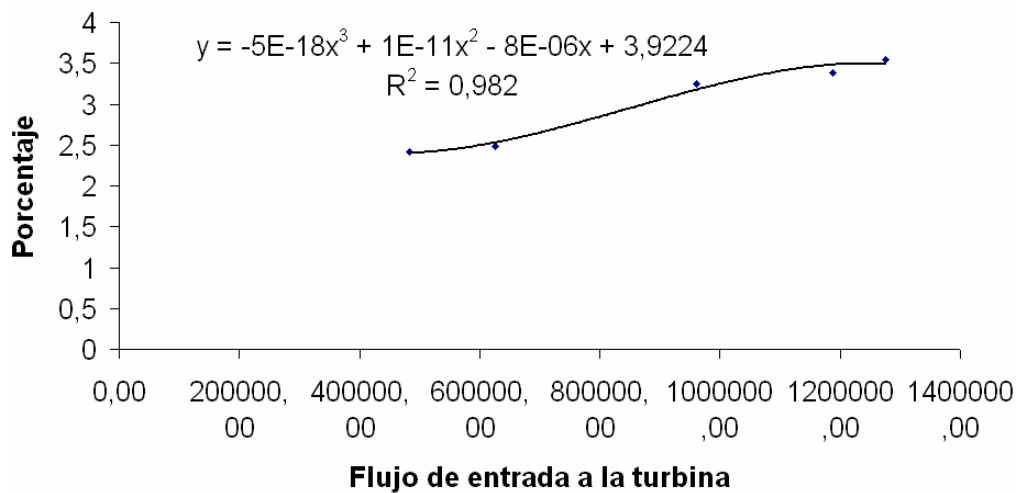


Gráfico 20: Porcentaje de flujo másico en la extracción 2 vs flujo másico total



Porcentaje de flujo en la extracción 1

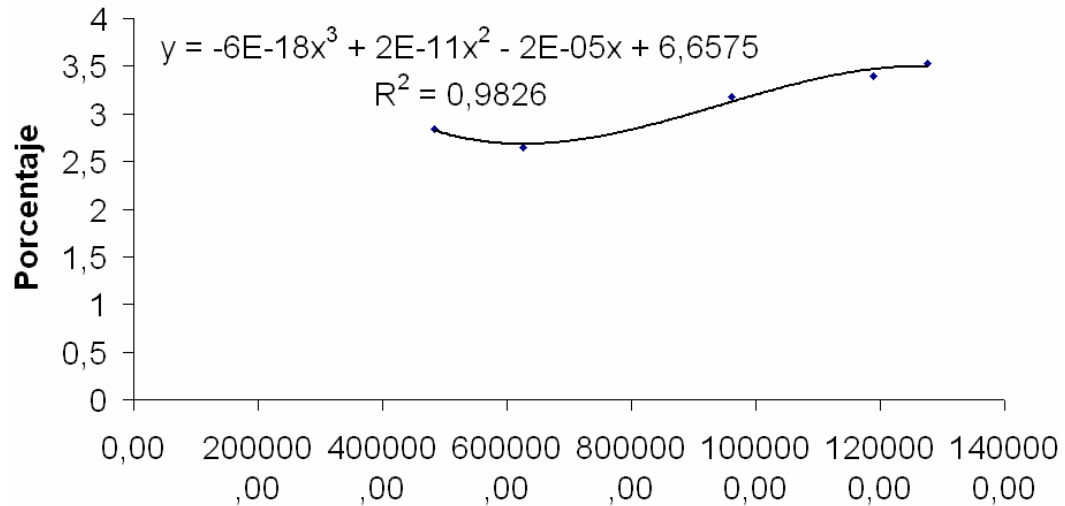


Gráfico 21: Porcentaje de flujo másico en la extracción 1 vs flujo másico total

5.2.5 Cierres de extracciones

Para sacar de servicio los precalentadores de la planta puede ser necesario cerrar algunas extracciones de vapor. En esos casos simplemente se considera el flujo másico en la extracción que se desea cerrar como cero, y no se resta el flujo correspondiente al flujo másico que correspondería a la extracción que se cerró, recalculando la potencia de esta forma.

Capítulo VI

Condensador



6.1 Condensador

El condensador es un intercambiador de calor, que tiene como función tomar el vapor en una condición cercana a saturación extraído de la última etapa de la turbina, y convertirlo en líquido saturado, con el fin de bombearlo al tren de alimentación.

Para enfriar el agua dentro del condensador, se utiliza agua de mar, bombeada dentro de tuberías, que intercambia calor con el vapor que pasa por la carcasa, aumentando la temperatura del agua de enfriamiento, y reduciendo el calor latente en el vapor.

El condensador recibe flujos de vapor provenientes de distintos equipos en la central además de la turbina, recibiendo el vapor de los sellos, el vapor proveniente de la turbobomba y la mezcla de agua y vapor proveniente del drenaje del calentador cerrado #1.

Partiendo de las consideraciones generales expuestas anteriormente, en el simulador solo se considerarán como entradas al condensador la extracción de la turbina y la mezcla del calentador #1, ya que no se está trabajando con sellos ni con la turbobomba.

El simulador permitirá variar las condiciones del condensador, permitiendo cambiar el número de tubos, su diámetro, su calibre, la temperatura de entrada del agua de enfriamiento y el flujo de agua de enfriamiento que entra al sistema según los requerimientos del usuario.

6.2 Cálculos del condensador

Para realizar los cálculos del condensador, se utilizará el paper de la Westinghouse titulado “*General information on surface condensers*” (Información general sobre condensadores de superficie) de 1970.



Para realizar estos cálculos, se utilizaron las ecuaciones de transferencia de calor y de primera ley de la termodinámica en un volumen de control cerrado representado por el condensador.

$$Q = m_{AE} \cdot Cp_{agua} \cdot (T_{SA} - T_{EA})$$

Ecuación 4: Cálculo del calor absorbido por el agua de enfriamiento (1era ley)

$$Q = U_0 \cdot A_{Cond} \cdot \theta_m$$

Ecuación 5: Cálculo del calor absorbido por el agua de enfriamiento (transferencia de calor)

$$Q = m_{vap} \cdot h_{fg}$$

Ecuación 6: Cálculo del calor cedido por el vapor

$$\theta_m = \frac{T_{SA} - T_{EA}}{\ln \left(\frac{T_{vap} - T_{EA}}{T_{vap} - T_{SA}} \right)}$$

Ecuación 7: Temperatura media logarítmica

Igualando ambas ecuaciones se obtiene:

$$m_{AE} \cdot Cp_{agua} \cdot (T_{SA} - T_{EA}) = U_0 \cdot A_{Cond} \cdot \frac{T_{SA} - T_{EA}}{\ln \left(\frac{T_{vap} - T_{EA}}{T_{vap} - T_{SA}} \right)} = m_{vap} \cdot h_{fg}$$

Siendo:	Q	=	Calor transferido
	m_{AE}	=	flujo másico de agua de enfriamiento
	Cp_{Agua}	=	Calor específico del agua
	T_{SA}	=	Temperatura de salida del agua de enfriamiento
	T_{EA}	=	Temperatura de entrada del agua de enfriamiento
	U_0	=	Coeficiente global de transferencia de calor
	A_{cond}	=	Área de transferencia de calor del condensador



θ_m = Temperatura media logarítmica

El coeficiente global de transferencia de calor es determinado gracias a los años de experiencia que ha tenido el Heat Exchange Institute. Ellos determinan, en función de la velocidad del agua dentro de las tuberías un coeficiente global de transferencia de calor, corregido posteriormente según un factor de temperatura, un factor de material y un factor de limpieza.

El cálculo de la velocidad en la tubería se realiza de la siguiente manera:

$$V = \frac{G \cdot K \cdot L}{A_{Cond}}$$

Ecuación 8: Cálculo de la velocidad del agua en la carcasa

Siendo: V = Velocidad del fluido en pies/s

K = un factor de geometría determinado según el diámetro de la tubería y el calibre, tomado de tabla o determinado según la siguiente ecuación:

$$K = 0,10694 \cdot \frac{d_{ext}^2}{d_{int}}$$

Ecuación 9: Cálculo del factor K

L = Longitud de tubería por el número de pasos

A_{cond} = Área del condensador

A partir del gráfico del paper, se determinaron dos curvas aproximadas para el coeficiente sin corregir, según los diámetros de la tubería, siendo las ecuaciones que las representan:

Si el diámetro esta entre 5/8" y 3/4":

$$U = 270 \cdot \sqrt{V}$$

Ecuación 10: Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor sin corregir para diámetros entre 5/8" y 3/4" en BTU/lb

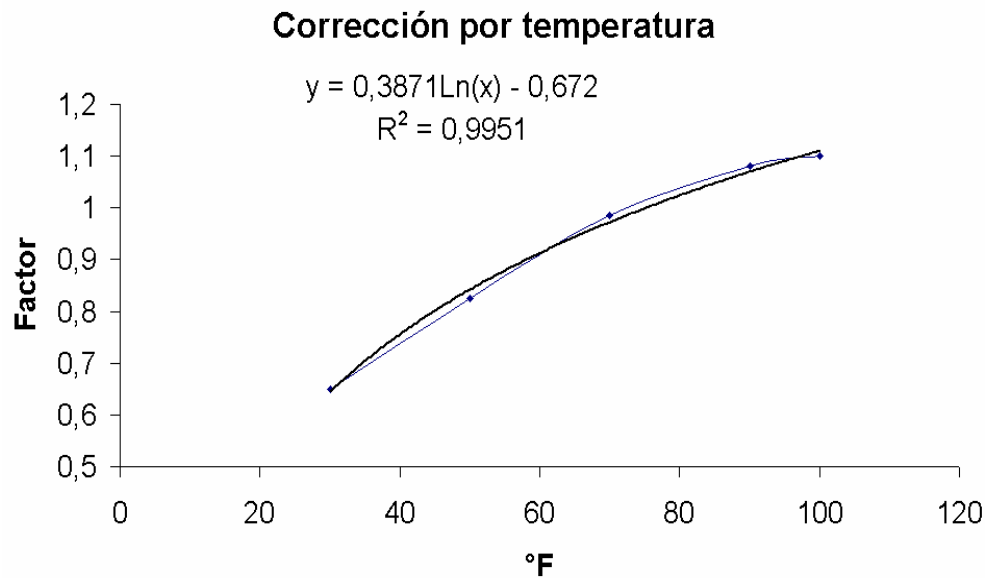
Y si el diámetro esta entre 7/8" y 1":



$$U = 263 \cdot \sqrt{V}$$

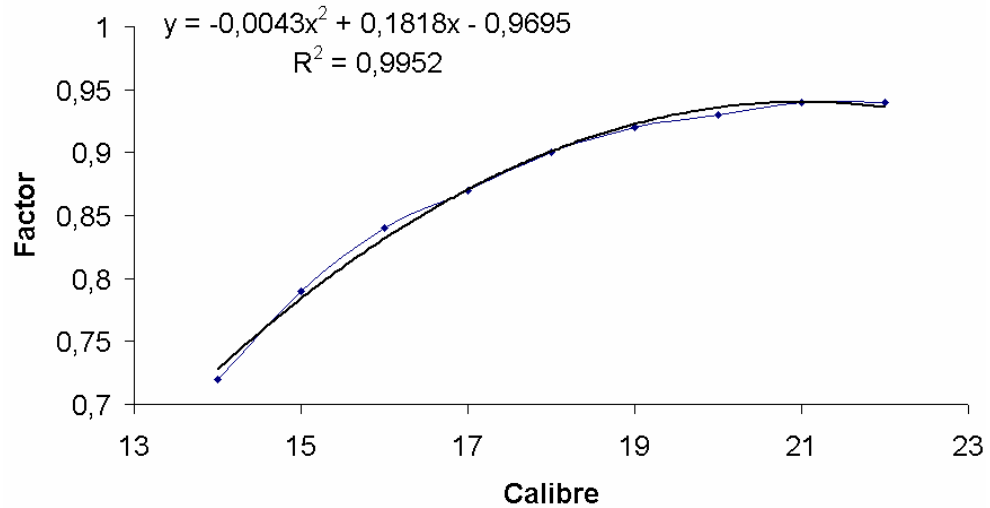
Ecuación 11: Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor sin corregir para diámetros entre 7/8" y 1" en BTU/lb

A continuación, se obtienen los valores de corrección. El factor de corrección por limpieza (C_c) es fijado normalmente por el diseñador del equipo y suele tener un valor de 0,85. El factor de corrección por temperatura (C_t) del agua de enfriamiento viene dado por la siguiente gráfica:



Gráfica 1: Corrección por temperatura del coeficiente global de transferencia de calor

El factor de corrección por material (C_m), fue considerado únicamente para Cu-Ni 90-10, y está relacionado con el calibre de la tubería. Está definido por la siguiente gráfica:

**Factor por material Cu-Ni 90-10****Gráfica 2: Corrección por material del coeficiente global de transferencia de calor**

La entalpía específica de evaporación es hallada mediante interpolación de los valores de ésta entre los rangos de operación del condensador, en función de la temperatura de saturación. En base a esto se utilizó una ecuación de primer grado. Finalmente, introduciendo una ecuación dentro de otra, obtenemos una ecuación, a partir de la cual se puede determinar la temperatura de saturación del vapor como:

$$T_{vap} = \frac{(1 - e^X) \cdot T_{EA} - \frac{m_{vap}}{m_{AE}} \cdot (1094,3 \cdot e^X)}{1 - e^X - 0,571 \cdot e^X \cdot \frac{m_{vap}}{m_{AE}}}$$

$$X = \frac{U_0 \cdot A_{cond}}{m_{AE} \cdot Cp_{agua}}$$

Ecuación 12: Cálculo de la temperatura de saturación del vapor en el condensador

Una vez calculada la temperatura de saturación del vapor, por medio de las tablas de vapor se calculó la presión de saturación a la que trabaja el condensador.



Con la temperatura del vapor conocida, también se calculó la temperatura de salida del agua de enfriamiento como:

$$T_{AS} = \frac{\dot{m}_{vap} \cdot h_{fg}}{\dot{m}_{AE} \cdot C_{p_{agua}}} + T_{EA}$$

Ecuación 13: Cálculo de la temperatura de salida del agua de enfriamiento del condensador

Capítulo VII

Tren de agua de alimentación



7.1 Componentes

El tren de agua de alimentación, a los efectos del simulador, está compuesto por una bomba de condensado, tres calentadores de baja presión, un desaerador, una bomba de alimentación y tres calentadores de alta presión.

7.2 Bomba de condensado

El comportamiento de esta bomba se estimará según la curva equivalente a la colocación en serie de la bomba de condensado con su bomba booster, partiendo de las curvas de operación de ambas, obtenidas en planta.

Tendrá como presión de succión la presión correspondiente al condensador y manejará el flujo total de agua saturada obtenido desde el condensador.

La curva de operación equivalente para las bombas es:

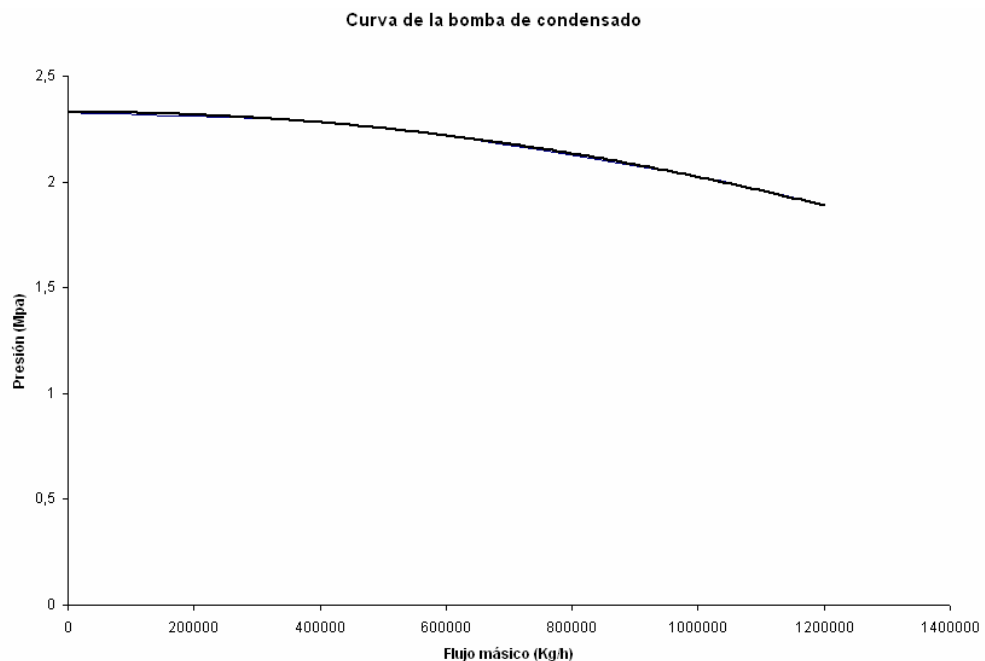


Gráfico 22: Curva de operación de la bomba de condensado



7.3 Calentadores cerrados

Los seis calentadores cerrados son alimentados con el vapor extraído en seis de las siete extracciones de turbina, correspondiendo el número de cada extracción al calentador del mismo número, siendo el 1, 2 y 3 los de baja presión y el 5, 6 y 7 los de alta presión.

Estos precalentadores son de carcasa y haz de tubos, y para efectos prácticos, los consideraremos como un volumen de control cerrado en el que se aplica primera ley, considerando la entrada del vapor a la carcasa como el flujo másico de la extracción de vapor correspondiente a cada precalentador, con una ligera caída de presión estimada según valores reales, y una salida del mismo como líquido en condición de saturado a la misma presión que el vapor. Adicional a esto, y para considerar las pérdidas por radiación que ocurren a lo largo de la tubería se estimó una pérdida ubicada dentro del intercambiador cerrado, donde se pierde un porcentaje del total de la energía transferida. En base a esto, se determina la temperatura de salida del agua del calentador.

Los drenajes de la carcasa de los precalentadores funcionan de la siguiente manera:

- Precalentador # 7: Su drenaje es líquido saturado a la presión de entrada. Seguidamente, cae en una trampa de vapor, donde se reduce su presión, con el fin de introducir este fluido en mezcla en la carcasa del precalentador # 6.
- Precalentador # 6: Recibe en su zona inferior el drenaje del calentador # 7, y a su vez se drena agua saturada. Esta agua saturada a su vez cae en una trampa de vapor, donde nuevamente se reduce su presión para entrar al drenaje del calentador # 5.
- Precalentador # 5: Recibe en su zona inferior el drenaje del calentador # 6, y al igual que los dos anteriores drena agua satura, que posteriormente es



introducida en una trampa de vapor para bajarle la presión, con el fin de drenar este fluido en mezcla dentro del desaereador.

- Precalentador # 3: Drena en su zona inferior agua saturada, que a su vez entra a una trampa de vapor que conecta con la parte inferior de la carcasa del precalentador # 2.
- Precalentador # 2: El drenaje de éste es introducido a una bomba, que sube la presión del fluido, regresándolo a la línea de alimentación principal. Para la bomba de drenaje del precalentador no se pudo obtener una curva de presión, así que se considerará siempre que tiene como presión de succión la presión de la carcasa del precalentador y como salida la presión de la línea principal de agua.
- Precalentador # 1: El drenaje de este precalentador es introducido a una trampa de vapor, bajándole la presión hasta llegar a la presión del condensador, con el fin de introducir el fluido en mezcla en éste.

7.4 Desaereador

Ubicado entre los calentadores de baja presión y la bomba de alimentación. Es el único calentador abierto en el sistema, y a él entra el vapor correspondiente a la extracción número 4. En el entra el agua de alimentación previamente calentada, y se mezcla con el vapor sobrecalentado proveniente de la extracción.

De esta mezcla, se obtiene líquido saturado a la salida. Se consideró como un volumen de control cerrado en que se aplica primera ley de la termodinámica. Igualmente, se considera una caída de presión a lo largo de la tubería desde la turbina hasta el desaereador y se consideró también una pérdida por radiación, como se hizo en los calentadores cerrados.



7.5 Bomba de alimentación

En el caso de esta bomba no se pudo obtener la curva de operación para las motobombas de alimentación, así que para obtener el comportamiento de la curva se procedió a tomar valores reales de operación en planta, considerando la presión de succión y la presión de descarga de la misma, así como el caudal manejado.

Se obtuvo los datos de operación de las dos motobombas trabajando en paralelo, con su presión de succión común y la presión de descarga correspondiente a cada una, y en base a esto se estableció una curva equivalente a ambas bombas en operación simultánea. Adicional a esto, se considero el consumo de la motobomba para restarlo a la cantidad de energía generada. A continuación, se muestra la gráfica que representa el comportamiento de las dos motobombas en operación:

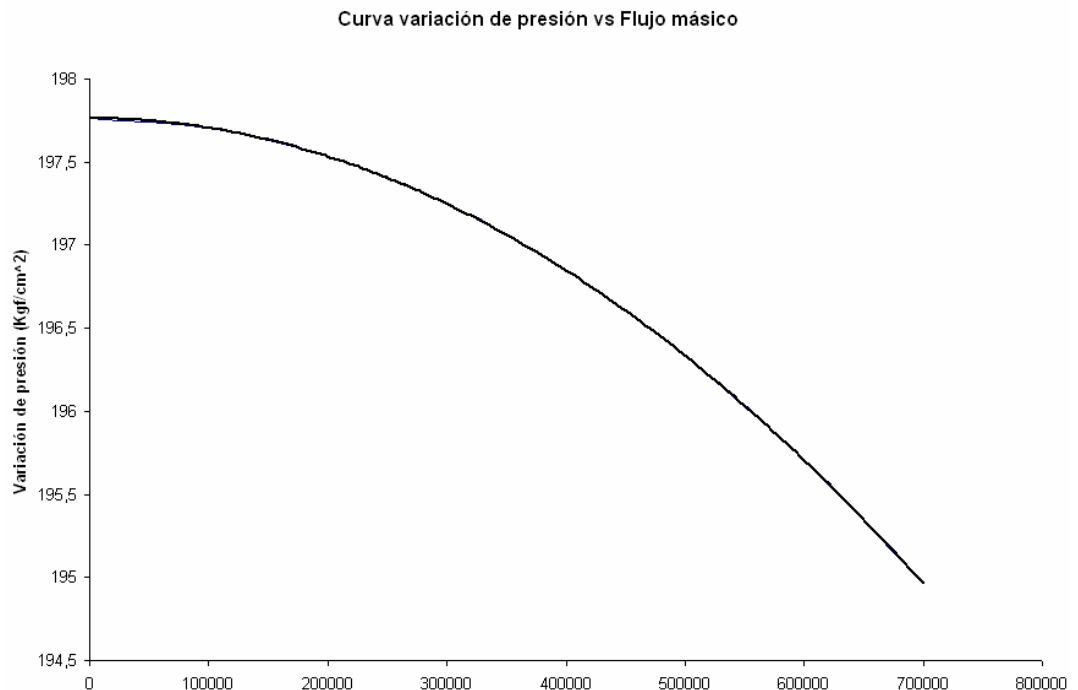


Gráfico 23: Curva correspondiente a una sola motobomba de alimentación

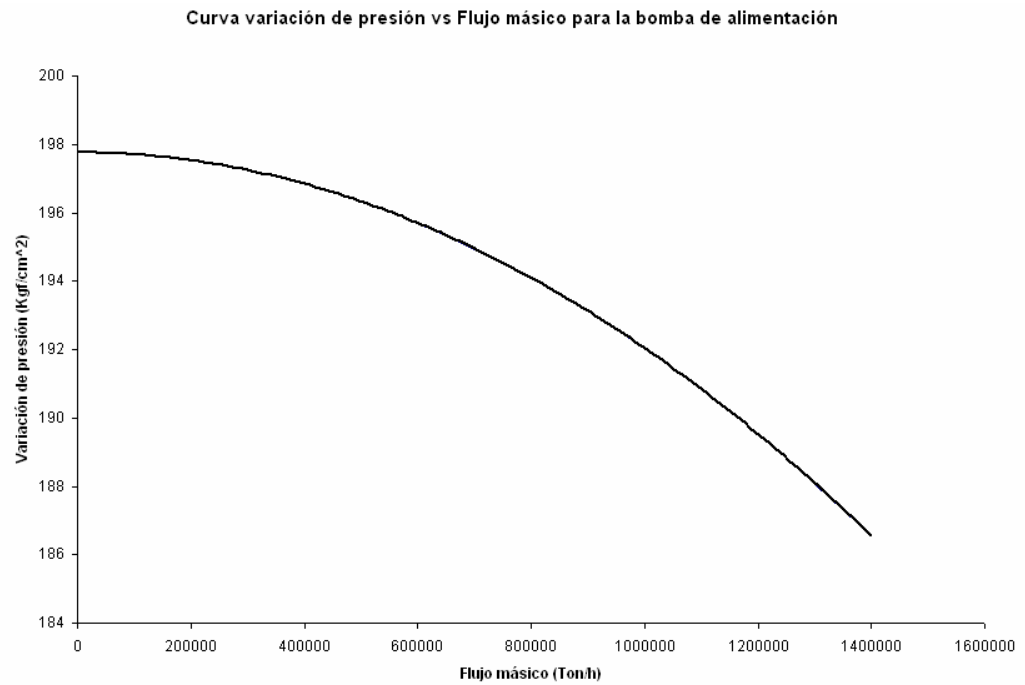


Gráfico 24: Curva de operación de la bomba de alimentación equivalente para las dos bombas en paralelo

Capítulo VIII

Generador de vapor



8.1 Configuración

El generador de vapor de ampliación Tocoa esta formado por un economizador, un evaporador formado a su vez por dos tambores, uno de agua y uno de vapor, tuberías subientes y bajantes, una bomba de circulación, un sobrecalentador colgante, un sobrecalentador primario, un sobrecalentador secundario, un recalentador de alta, un recalentador de baja, un ventilador de tiro forzado y un calentador de aire.

A efectos del simulador, se considerará lo siguiente: en primer lugar, se considerará que el único punto donde existe radiación es en un área determinada del hogar de la caldera. En todos los demás intercambiadores se considerará una transferencia de calor netamente convectiva. Además, se reducirá el número de intercambiadores, todos los sobrecalentadores se resumirán en un solo intercambiador de calor con un área equivalente a la sumatoria de las áreas de todos los sobrecalentadores. Igualmente se hará con los recalentadores, donde se considerará como si fuera un solo intercambiador con un área equivalente a la sumatoria de los recalentadores.

El cálculo de las áreas se tomará del trabajo de Rafael Agelvis, “*Estudio de factibilidad para la recuperación de las purgas continuas de los generadores de vapor de las unidades 7 – 8 – 9 de la planta ampliación Tocoa. Organización de los talleres para la escuela de entrenamiento, Arrecifes*” (1980). En este trabajo hay un cálculo de las áreas totales corregidas para cada intercambiador de calor dentro del generador de vapor.

A continuación, estas son las tablas con los datos del generador de vapor:

▪ **Hogar:**

Presión de diseño	199,02 bar (203 Kg-f/cm ²)
Ancho	13,688 m
Profundidad	11,310 m
Volumen	3,869 m



Superficie de intercambio de calor:		
▪ Por radiación	2.049 m ²	
▪ Por convección	1.560 m ²	
Total	3.609 m ²	
Tubos de pared de agua:	Diámetro	Cantidad
▪ Pared frontal	45 mm	235
▪ Pared trasera	45 mm	235
▪ Paredes laterales	45 mm	392

Tabla 1: Datos del hogar de la caldera

▪ **Sobrecalentador:**

Tipo	Horizontal
Presión de diseño	199,02 bar (203 Kg-f/cm ²)
Presión de salida, vapor a turbina	170,98 bar (174,4 Kg-f/cm ²)
Temperatura de salida, vapor a turbina	540 °C
Rango de control de temperatura vapor	889 a 1.380 Ton/h
Método de control de temperatura	Inyección de agua finamente pulverizada
Superficie de intercambio de calor:	
▪ Soporte colgante del sobrecalentador	1.395 m ²
▪ Pared enfriada por vapor	996 m ²
▪ Sobrecalentador primario	1.375 m ²
▪ Sobrecalentador secundario	3.250 m ²
Total	6.980 m ²

Tabla 2: Datos de los sobrecalentadores

▪ **Recalentador:**

Tipo	Horizontal
Presión de diseño	40,98 bar (41,8 Kg-f/cm ²)
(MCR) Presión de vapor (ENT)	34,61 bar (35,3 Kg-f/cm ²)
(MCR) Temperatura de vapor (ENT)	323,6 °C
(MCR) Temperatura de vapor (SAL)	540 °C
Rango de control de temperatura	889,1 a 1.380 Ton/h
Método	Recirculación de gases y/o inyección pulverizada en agua
Superficie de transmisión de calor:	
▪ Recalentador de baja	8.726 m ²
▪ Recalentador de alta	1.450 m ²
Total	10.176 m ²

Tabla 3: Datos de los recalentadores



▪ **Economizador:**

Tipo	Horizontal de serpentines continuas de vapor
Presión de diseño	201,96 bar (206 Kg-f/cm ²)
Presión de agua de alimentación (Entrada economizador)	185,29 bar (189 Kg-f/cm ²)
Temperatura de agua de alimentación (Entrada economizador)	279,3 °C
Temperatura de agua de alimentación (Salida economizador)	321,1 °C
Superficie de intercambio de calor	9.242 m ²

Tabla 4: Datos del economizador

Para realizar los cálculos de los datos dentro del generador de vapor se partió de los datos conocidos, que son la temperatura y la presión de entrada al generador de vapor, siendo estos datos los que corresponden a la entrada del economizador, considerando que el líquido entra como saturado en el domo superior y sale como vapor saturado del evaporador, y conociendo los datos de temperatura y presión correspondientes a la entrada a la turbina y a la entrada y a la salida del recalentamiento de la turbina.

Otro dato a tomar en cuenta es el porcentaje de exceso de oxígeno, que influye en el poder calorífico aprovechable por el generador de vapor, y en la cantidad de carbono no aprovechado.

En base a esta data, y conocida la configuración del generador de vapor, se realizaron los cálculos de la temperatura para cada punto dentro del generador de vapor usando el método reseñado por Phillip Potter en “Power plant theory and design” (1959).

El procedimiento realizado es como sigue:

- Se calcula la cantidad de calor requerida por el agua para partir de su condición a la salida del tren de calentamiento hasta llegar a la condición de sobrecalentamiento a la entrada de la turbina, considerando la purga continua existente en el evaporador.



- Posteriormente, considerando una temperatura para los gases de escape 250°F, se calcula la energía que se está dejando ir por el escape. Esto se hace según la gráfica 6-40(b) del libro de Phillip Potter (1959), reproducida a continuación:

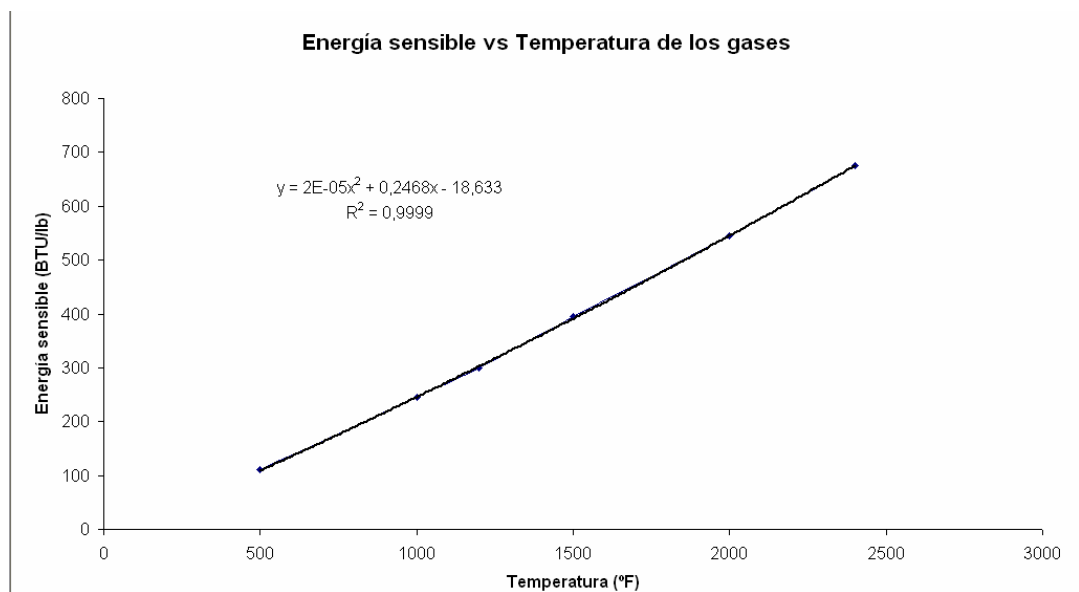


Gráfico 25: Energía sensible vs Temperatura. Extraído de "Power plant theory and design" de Phillip Potter

- Con esto conocido, determinó que el calor disponible debe ser igual al calor absorbido por el agua más el calor absorbido en los calentadores de aire más el calor liberado en el escape de la caldera. Por el otro lado, según Potter (1959), el calor disponible es igual a:

$$Q_{disp} = \left[HHV \cdot \left(1 - \frac{Q_7}{100} \right) + 0,24 \cdot W_a \cdot (T_{AC} - T_{EA}) - 1040 \cdot (9 \cdot H_2) - 14600 \cdot (C - C_{NC}) \right] \cdot m_C$$

Ecuación 14: Cálculo del calor disponible

Siendo: Q_{disp} = Calor disponible

HHV = Poder calorífico alto

Q_7 = Porcentaje estimado de pérdidas por radiación



W_{aa} = Relación masa masa entre el flujo másico de aire y el flujo másico de combustible introducido a la caldera

T_{ac} = Temperatura de aire a la salida del calentador

T_{EA} = Temperatura de entrada de aire

H_2 = Relación entre la masa de H_2 y masa de combustible

C = Relación entre la masa de C y masa de combustible

C_{NC} = Relación entre la masa de C no consumido y masa de combustible

$\dot{m}_C$ = Flujo másico de combustible

Con esta ecuación, se están considerando las pérdidas del sistema por radiación al ambiente, las pérdidas por combustible no aprovechado y por combustión incompleta, las pérdidas por formación de agua y la ganancia por el calentador de aire.

El calor disponible debe ser igual también a la energía que reciben el agua y el vapor en el generador de vapor más el calor que se transfiere al aire de entrada en el calentador de aire, planteado de la siguiente manera:

$$Q_{disp} = \frac{\dot{m}_{vap}}{1 - \frac{\%p}{100}} \cdot (h_g - h_{egv}) + \dot{m}_{vap} \cdot (h_{sgv} - h_g) + \dot{m}_{rec} \cdot (h_{sr} - h_{er}) + \dot{m}_{aire} \cdot Cp_{aire} \cdot \Delta T_{aire}$$

Ecuación 15: cálculo del calor disponible (desde el vapor)

Siendo: $\dot{m}_{vap}$ = flujo másico de vapor que entra a la turbina

$\%p$ = porcentaje de la purga continua



h_g = entalpía de vapor saturado a la presión del evaporador

h_{egv} = entalpía en la entrada del generador de vapor

h_{sgv} = entalpía en la salida del generador de vapor

$\dot{m}_{rec}$ = flujo másico de vapor recalentado

h_{sr} = entalpía del recalentado caliente

h_{er} = entalpía del recalentado frío

$\dot{m}_{aire}$ = flujo másico de aire

$C_{p_{aire}}$ = calor específico del aire

DT_{aire} = variación en la temperatura del aire en el calentador de aire

- Igualando los dos términos en las ecuaciones de calor disponible mencionadas previamente, se determinó el flujo másico de combustible que se consumirá según la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{comb} = \frac{\frac{\dot{m}_{vap}}{1 - \frac{\%p}{100}} \cdot (h_g - h_{egv}) + \dot{m}_{vap} \cdot (h_{sgv} - h_g) + \dot{m}_{rec} \cdot (h_{sr} - h_{er})}{\left[HHV \cdot \left(1 - \frac{Q_7}{100}\right) - 1040 \cdot (9 \cdot H_2) - 14600 \cdot (C - C_{NC}) \right]}$$

Ecuación 16: Cálculo del flujo másico del combustible

- Conocido esto, se determina el calor disponible. Con este dato, dividido entre el área de radiación, se entra en la curva 6-39 del libro de Potter (1959), con el fin de calcular la temperatura de los gases de escape después de transferir energía en el proceso de radiación en el hogar de la caldera. A continuación se representa el gráfico 6-39:

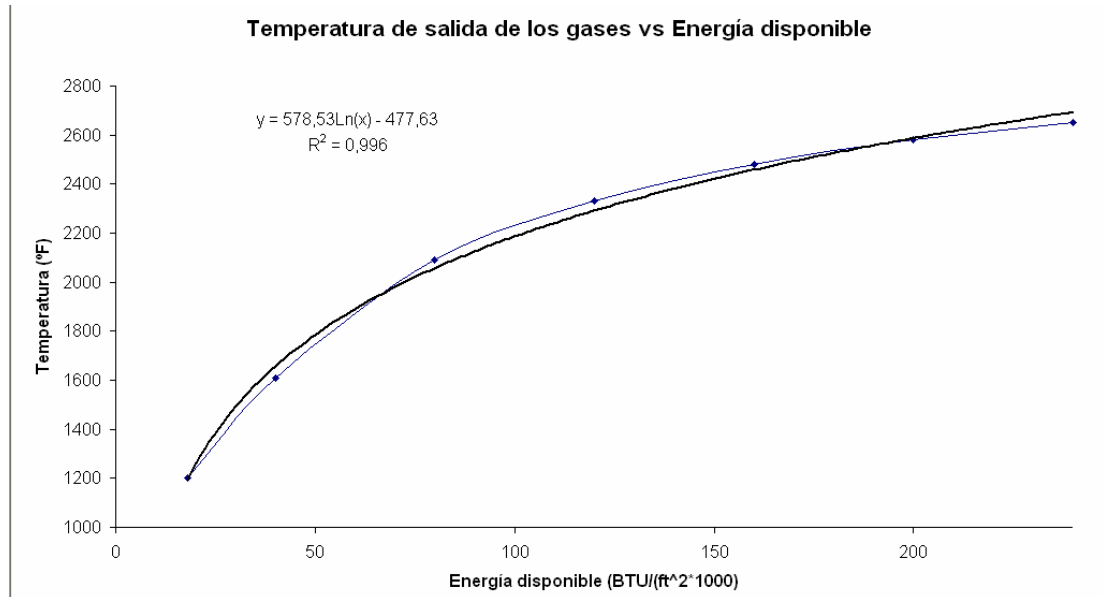


Gráfico 26: Temperatura de salida vs energía disponible. Extraído de "Power plant theory and design" de Phillip Potter

En base a la temperatura de salida de los gases, utilizando la curva 6-40(b) (reproducida previamente en este capítulo), se determina la energía sensible de los gases a esa temperatura.

- Conocida la energía sensible a la salida de la zona de radiación, y suponiendo como entrada al evaporador el líquido en condición de líquido saturado, determinamos el calor transferido, con el fin de determinar la entalpía a la salida de la zona de radiación.
- Posteriormente se trabajará en la zona de convección del hogar de la caldera. Aquí se utilizarán las ecuaciones de transferencia de calor para convección, con las siguientes consideraciones

Según Potter (1959), el coeficiente global de transferencia de calor se puede asumir igual al coeficiente convectivo de transferencia de calor, ya que la transferencia por conducción es muy pequeña en comparación con la transferencia por convección. En el mismo libro, en la tabla 4-1 establece que



el valor del coeficiente convectivo es igual a $h = 0,91 \cdot \frac{V_0^{0,69}}{d^{0,31}}$ para el caso particular del hogar, ya que aplica para un flujo de gases de escape por 5 o mas filas de tuberías juntas. Siendo V_0 la velocidad del gas a 14,7 psia y 32 °F. A partir de esto se dice que el calor que transfiere el gas es igual al calor que absorbe la mezcla de agua y vapor, y suponiendo que el vapor sale en condición de saturado. Por tanto:

$$Q = U_0 \cdot A \cdot \theta_m$$

Ecuación 17: Cálculo del calor transferido por medios de transferencia de calor

$$Q = \dot{m}_v \cdot (h_{rad} - h_g)$$

Ecuación 18: Cálculo de la energía absorbida por el vapor en la zona convectiva del evaporador (1era ley)

$$U_0 \cdot A \cdot \theta_m = \dot{m}_v \cdot (h_{rad} - h_g)$$

Ecuación 19: Igualación entre el calor absorbido por el vapor y el cedido por los gases de escape

Siendo: U_0 el coeficiente global de transferencia de calor

A el área efectiva de transferencia

θ la temperatura media logarítmica

$\dot{m}_v$ el flujo másico de vapor

h_{rad} la entalpía específica a la salida de la zona de radiación

h_g la entalpía específica del vapor saturado a la presión de evaporación

De aquí, se obtiene el valor de la temperatura media logarítmica, y en función a esta, se determina el valor de la temperatura del gas a la salida del hogar.

- Los datos de salida del evaporador son los datos de entrada del sobrecalentador. Conocida la temperatura de entrada del vapor a la turbina,



fijada según el comportamiento observado en planta. Se repite el procedimiento que se realizó en la zona de convección del hogar de la caldera, pero con un coeficiente convectivo distinto, correspondiente a flujo sobre 4 o

más hileras de tubos arreglados de forma regular. $h = 0,65 \cdot \frac{V_0^{0,54}}{d^{0,346}}$. Este es el

mismo procedimiento que se sigue para el recalentador y para el economizador, considerando sus condiciones particulares de entrada y salida de agua, en el caso del economizador, y de vapor, en el caso del recalentador.

- Después de salir del economizador, hay que considerar la transferencia de calor entre los gases de escape y el aire de entrada en el calentador de aire. Considerando una temperatura de entrada del aire de 80°C, la temperatura de los gases de escape a la salida del economizador, y una temperatura de alrededor de 100°C de los gases de escape a la salida de los calentadores, se realiza un volumen de control cerrado en el que se aplica primera ley. Según esto se determina la temperatura de entrada de aire a la caldera.

Adicional a esto, se considera también, basado en valores reales, la caída de presión en cada equipo, según las siguientes gráficas:

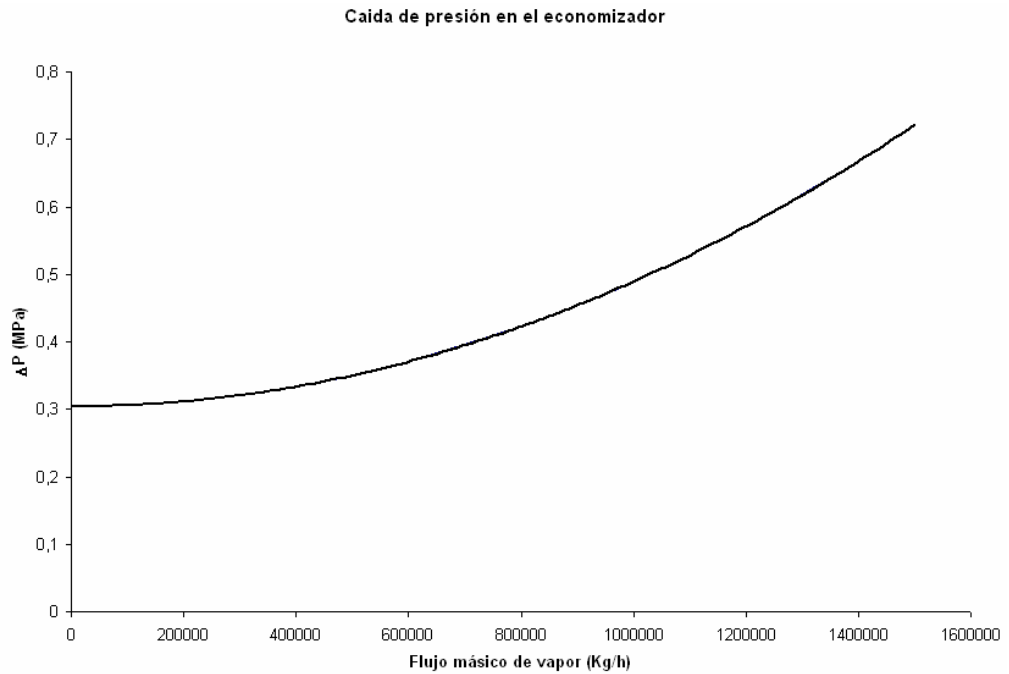


Gráfico 27: caída de presión entre la entrada del generador de vapor y el economizador

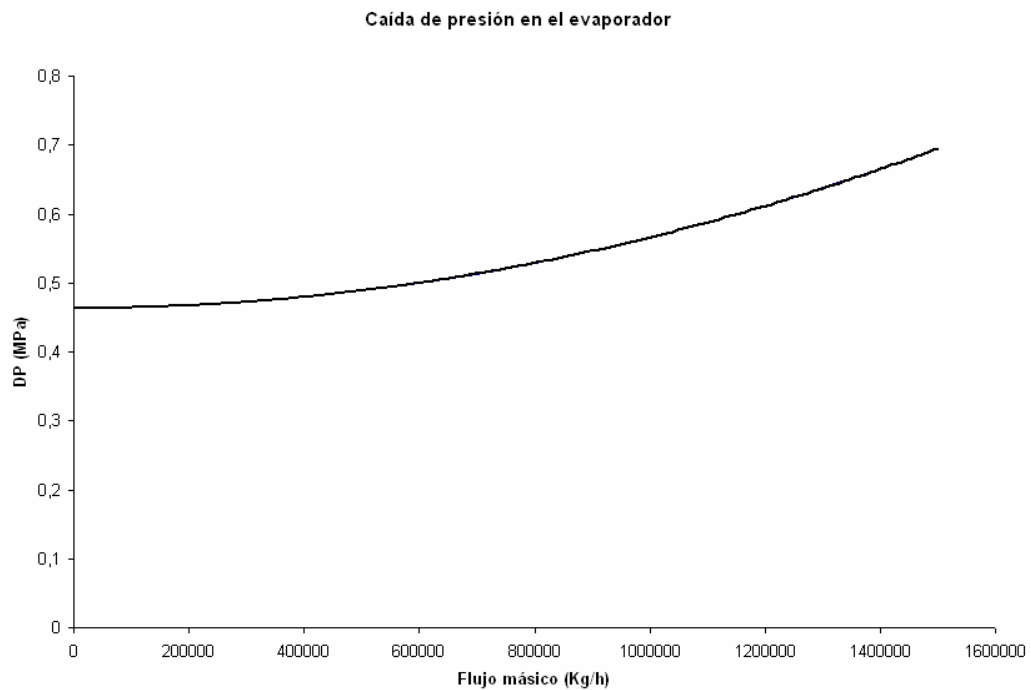


Gráfico 28: caída de presión entre el economizador y el evaporador

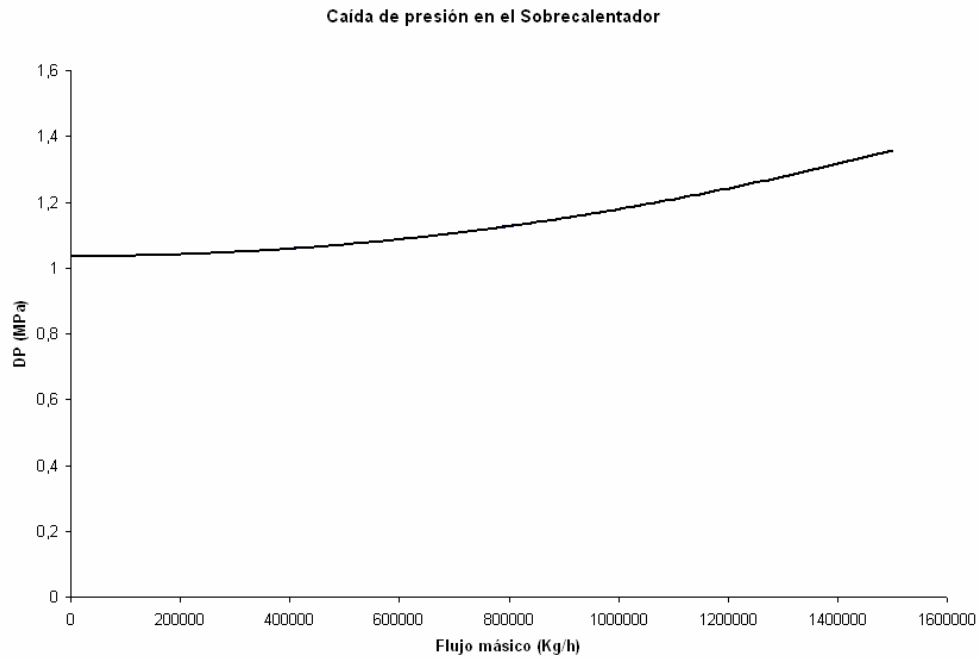


Gráfico 29: caída de presión entre el evaporador y el sobrecalentador

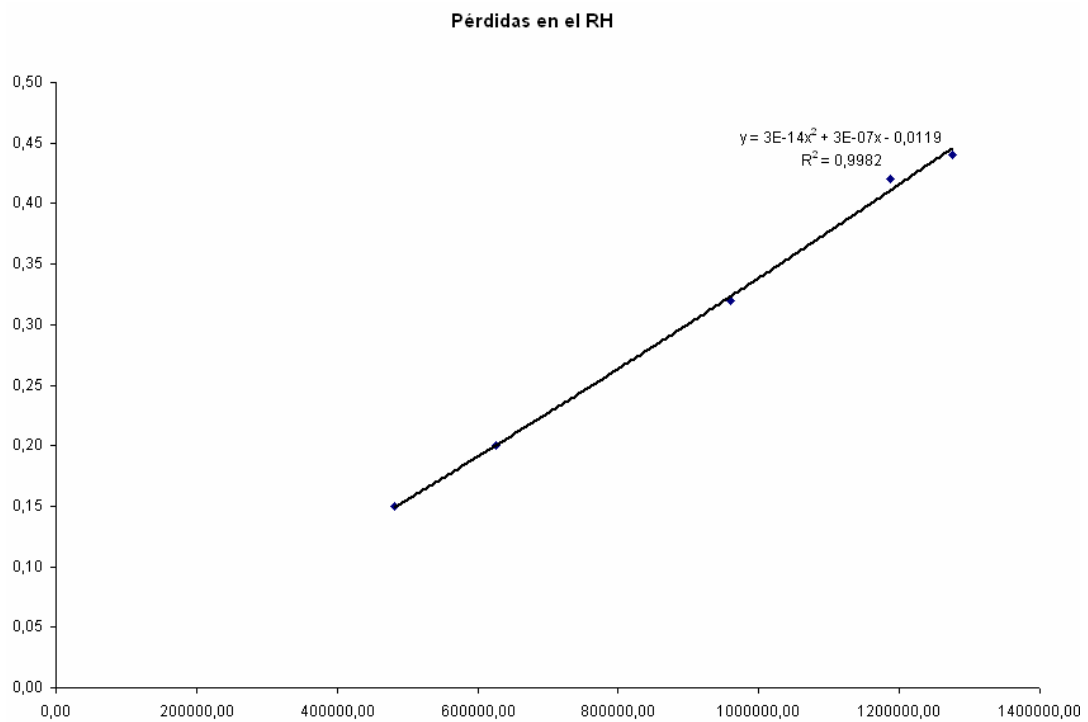


Gráfico 30: caída de presión entre la entrada y la salida del recalentamiento

Capítulo IX

Manual del Programa



9.1 Notas de Instalación

9.1.1 Requisitos de sistema

- Pentium® I o Superior.
- Memoria RAM 64MB o Superior.
- 3MB Espacio disponible en el disco duro.
- Sistema Operativo Microsoft® Windows® 98 o más reciente.
- Resolución de pantalla recomendada 1024x768.

9.1.2 Notas de Instalación

Para la instalación del programa ejecute el archivo “instSCTV.exe” y seleccione el directorio donde desea instalar el programa

El programa automáticamente extrae en la carpeta seleccionada los archivos necesarios para el correcto funcionamiento del simulador de central termoeléctrica a vapor.

Una vez instalado el programa, ejecutar el archivo “SCTV.exe” para abrir el programa.

9.1.3 Pantalla de bienvenida

Al iniciar el programa aparece automáticamente una pantalla de bienvenida con las notas de la versión y autores. Dicha ventana se cierra al presionar el botón de “Aceptar”.



9.1.4 Pantalla principal

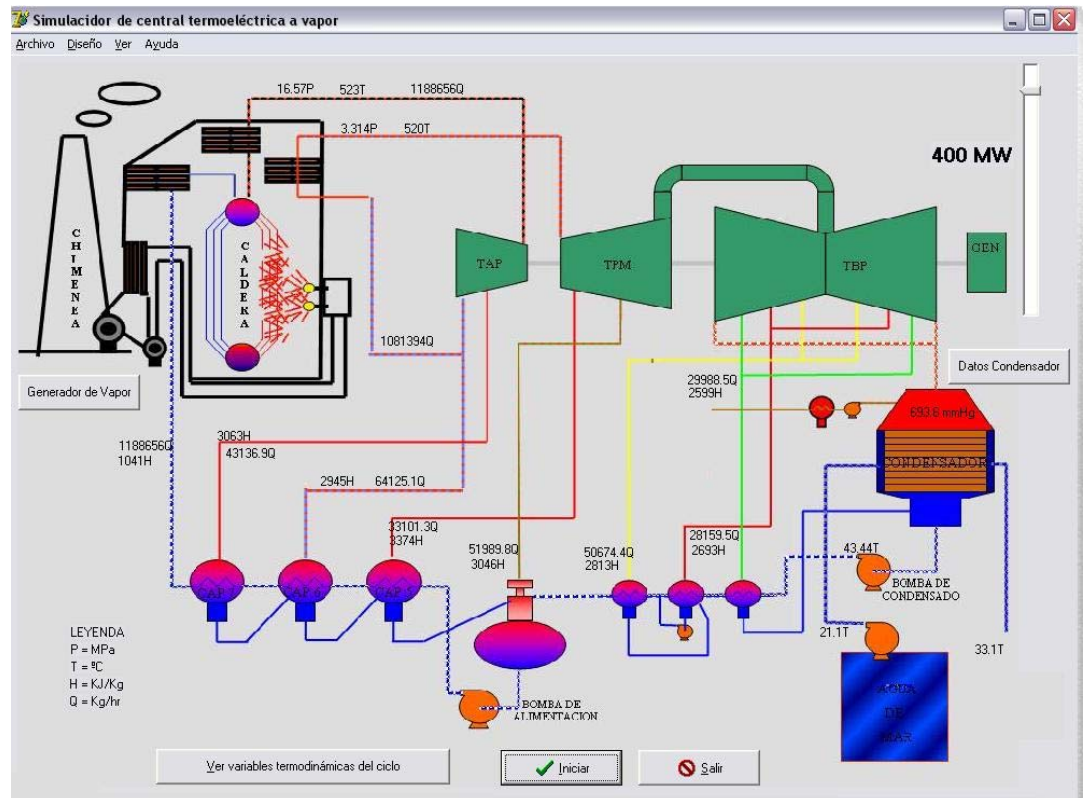
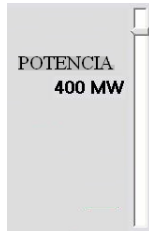


Ilustración 6 Ventana principal SCTV

En esta pantalla se visualiza un esquema general del ciclo al igual que algunas variables termodinámicas en algunos puntos que se consideran importantes y permanecen constantemente visibles para facilitar la comprensión de los fenómenos que ocurren en el ciclo.



9.1.4.1 Variador de Potencia:



Es una barra de desplazamiento como se muestra en la figura, Por medio de la cual el usuario puede modificar la potencia deseada a generar de una manera fácil, rápida y sencilla.

Ilustración 7 Barra de variación de potencia

9.1.4.2 Botón de inicio

Por medio de este botón se da inicio al proceso iterativo de cálculo de las condiciones de cada uno de los puntos, se puede apreciar los cambios en los visores que permaneces siempre visibles en la ventana principal, si se desea una información detallada de cada uno de los puntos se pueden visualizar todos los puntos del ciclo haciendo click en el botón “ver variables termodinámicas”.



Ilustración 8 Botón Iniciar

9.1.4.3 Botón de Salida

Con este botón se finaliza y se cierra el programa de simulación.



Ilustración 9 Botón Salir

9.1.4.4 Botón de Visualización de las variables termodinámicas:

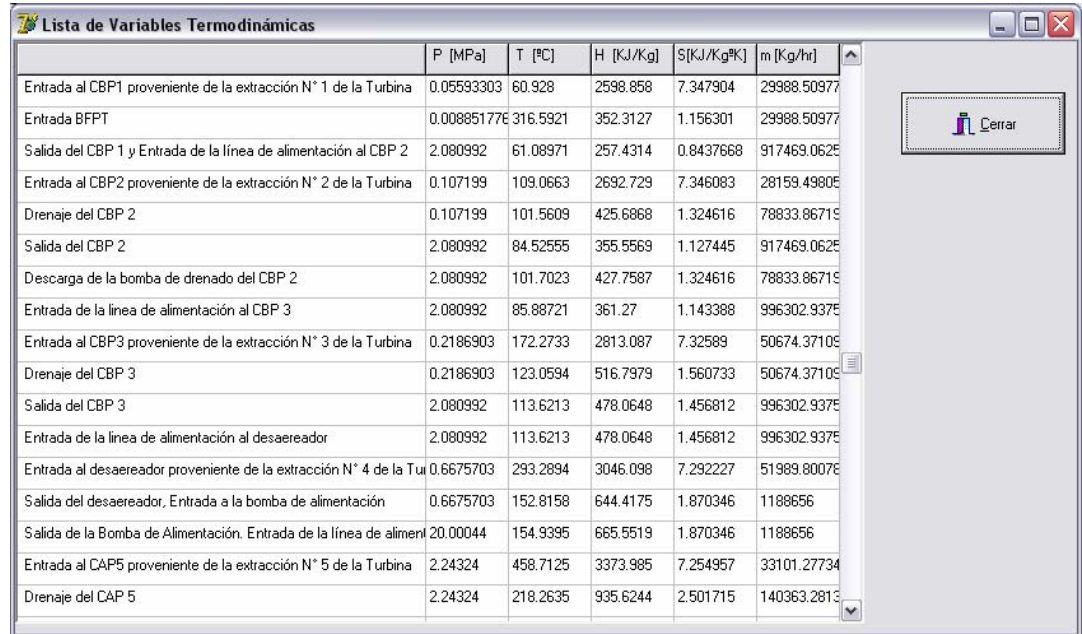
Por medio de este botón se abre una nueva ventana en la cual aparece una lista de todas las variables en cada uno de los puntos del ciclo



Ilustración 10 Botón de visualizacion



9.1.5 Ventana de Visualización



	P [MPa]	T [°C]	H [KJ/Kg]	S[KJ/KgK]	m [Kg/hr]
Entrada al CBP1 proveniente de la extracción N° 1 de la Turbina	0.05593303	60.928	2598.858	7.347904	29988.50977
Entrada BFPT	0.008851776	316.5921	352.3127	1.156301	29988.50977
Salida del CBP 1 y Entrada de la línea de alimentación al CBP 2	2.080992	61.08971	257.4314	0.8437668	917469.0625
Entrada al CBP2 proveniente de la extracción N° 2 de la Turbina	0.107199	109.0663	2692.729	7.346083	28159.49805
Drenaje del CBP 2	0.107199	101.5609	425.6868	1.324616	78833.86719
Salida del CBP 2	2.080992	84.52555	355.5569	1.127445	917469.0625
Descarga de la bomba de drenado del CBP 2	2.080992	101.7023	427.7587	1.324616	78833.86719
Entrada de la línea de alimentación al CBP 3	2.080992	85.88721	361.27	1.143388	996302.9375
Entrada al CBP3 proveniente de la extracción N° 3 de la Turbina	0.2186903	172.2733	2813.087	7.32589	50674.37109
Drenaje del CBP 3	0.2186903	123.0594	516.7979	1.560733	50674.37109
Salida del CBP 3	2.080992	113.6213	478.0648	1.456812	996302.9375
Entrada de la línea de alimentación al desaereador	2.080992	113.6213	478.0648	1.456812	996302.9375
Entrada al desaereador proveniente de la extracción N° 4 de la Turbina	0.6675703	293.2894	3046.098	7.292227	51989.80078
Salida del desaereador, Entrada a la bomba de alimentación	0.6675703	152.8158	644.4175	1.870346	1188656
Salida de la Bomba de Alimentación, Entrada de la línea de alimentación al CBP 4	20.00044	154.9395	665.5519	1.870346	1188656
Entrada al CAP5 proveniente de la extracción N° 5 de la Turbina	2.24324	458.7125	3373.985	7.254957	33101.27734
Drenaje del CAP 5	2.24324	218.2635	935.6244	2.501715	140363.2813

Ilustración 11 Ventana de Visualización de las propiedades termodinámicas

En esta ventana se describen cada una de las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo en cada uno de los puntos del ciclo, se enumeran 5:

- Presión expresada en MPa
- Temperatura expresada en °C
- Entalpía expresada en KJ/Kg
- Entropía expresada en KJ/KgK
- Flujo Másico del fluido, expresado en Kg/hr

Para volver a la ventana anterior se presiona clic en el botón cerrar.



9.1.6 Ventana de Edición de las características de Diseño del Condensador

Datos de diseño del Condensador

Temperatura de entrada del agua de circulación	21.1	°C
Flujo de agua de circulación	42524284.7	Kg/hr
Diámetro	7/8 in	
Calibre	18	
Longitud de los tubos	8.88492	mts
Número de Tubos	20966	
Número de Pasos	1	
Factor de Limpieza	0.85	

Validar y cerrar

Ilustración 12 Ventana de Edición de los datos de diseño del condensador

Se permite introducir y variar datos de diseño como el número de tubos, tipo de tubos, y estado de la tubería en general, para volver a la ventana principal hacer clic en la el botón “validar y cerrar”

9.1.6.1 Datos Ampliación Tacoa

Los valores de diseño del condensador de la planta generadora Ampliación Tacoa son conocidos, y se ofrece la posibilidad de estudiarlos y modificarlos para ver su influencia.



Ilustración 13 Introducir datos de Amoliación Tacoa

Para regresar a la pantalla principal hacer clic en el botón validar y cerrar



9.1.7 Ventana de edición de diseño del Generador de Vapor

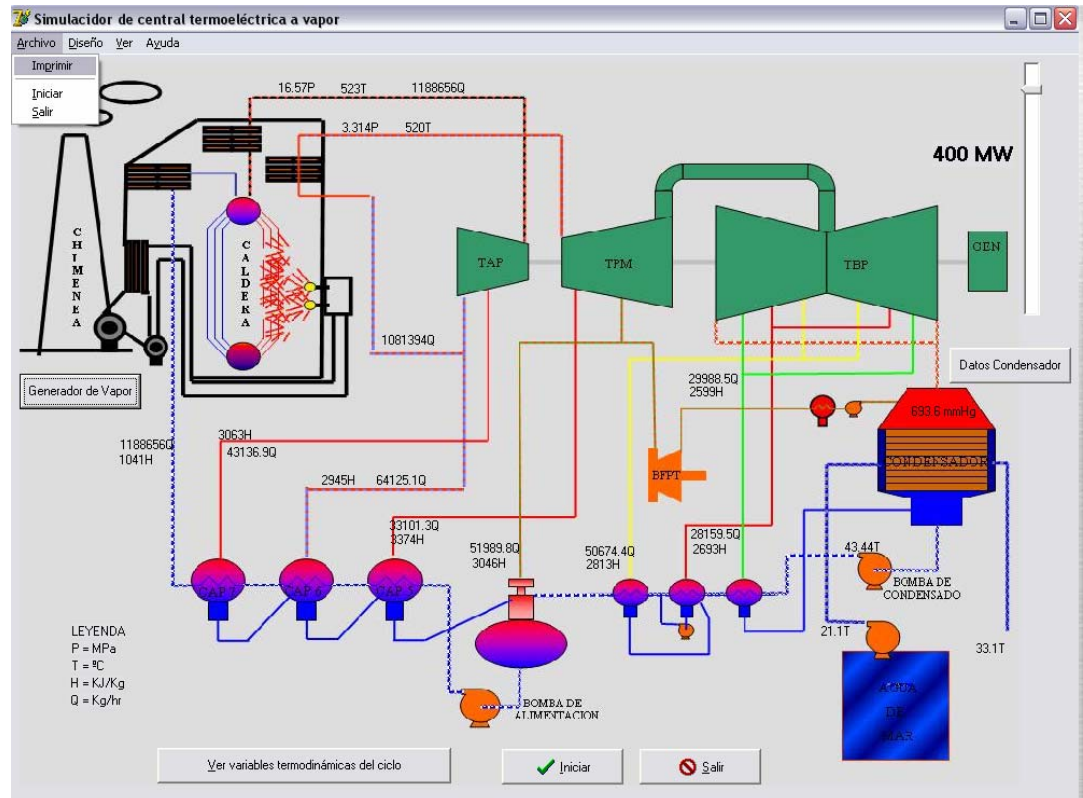
Diseño del Generador de Vapor		
Area total de radiación en el hogar	2049	mts ²
Area total de convección en el hogar	1560	mts ²
Diámetro de tubería en el hogar	45	mm
Area total de convección en el Sobrecalentador	6980	mts ²
Diámetro de tubería en el Sobrecalentador	45	mm
Area total de convección en el Recalentador	10176	mts ²
Diámetro de tubería en el Recalentador	60	mm
Area total de convección en el Economizador	9242	mts ²
Diámetro de tubería en el Economizador	50.8	mm

Ilustración 14 Edición de diseño del Generador de Vapor

Se accede a esta ventana haciendo clic en el botón “Generador de Vapor” en la ventana principal, en esta ventana se pueden editar parámetros de diseño y operación del generador de vapor, se ofrece la opción de colocar automáticamente los datos de diseño del generador de vapor da la planta generadora Ampliación Tancoa.



9.1.8 Menu



El menú del programa trabaja con la misma interfaz de Windows, ofrece la posibilidad de guardar los valores de operación en un archivo de texto para poder manipular dichos valores y que sirvan de apoyo a futuras consultas.

Capítulo X

Análisis de resultados



A continuación, se presenta un análisis detallado de cada equipo, comparando los valores reales tomados en la planta generadora ampliación taca con los valores obtenidos por el simulador, con el fin de validar los resultados.

10.1 Turbina

Observando el comportamiento de los valores de presión, entropía del fluido en las extracciones de la turbina, se hace evidente un proceso de expansión, el cual aunque debe ser isentrópico, tiene la eficiencia de la turbina asociada, factor que ocasiona un aumento en la entropía del fluido que circula por la turbina.

Para validar las consideraciones hechas para este tipo de unidad generadora, se muestran valores de presión, temperatura y eficiencia de la turbina, con estos valores se procede a comparar con valores reales leídos en la planta. Para realizar dicha evaluación, se asignó al simulador valores de flujos másicos en la entrada de la turbina para generar así los valores correspondientes a las distintas cargas.

Aquí se presentan una serie de valores de operación reales medidos en plata

Presión entrada turbina	MPa	16,5419987	16,5779564	16,5240199
Presión extracción 7	MPa	2,24831602	4,77957583	6,5258133
Presión extracción 6	MPa	1,17040174	2,56915692	3,46188895
Presión extracción 5	MPa	0,61796045	1,31112717	1,61856564
Presión extracción 4	MPa	0,27570837	0,55062146	0,75917621
Presión extracción 3	MPa	0,10034912	0,20044233	0,27443351
Presión extracción 2	MPa	0,05713449	0,11236227	0,15358289
Presión extracción 1	MPa	0,02633783	0,04630064	0,06293705
Presión recalentado frío	MPa	1,06957863	2,40295614	3,35975829
Presión recalentado caliente	MPa	0,91528733	2,07704847	2,9223817
Temperatura Entrada	°C	504,18	537,85	539,13
Temperatura extracción 7	°C	289,70	367,95	399,67
Temperatura extracción 6	°C	218,47	288,27	315,87
Temperatura extracción 5	°C	353,90	447,93	459,27
Temperatura extracción 4	°C	250,80	324,00	333,00
Temperatura extracción 3	°C	162,75	227,35	234,23
Temperatura extracción 2	°C	109,60	163,02	169,87
Temperatura extracción 1	°C	67,05	79,43	87,23
Temperatura recalentado frío	°C	216,23	285,05	312,73



Temperatura recalentado caliente	°C	422,50	525,38	538,70
Flujo másico Entrada principal	T/h	482,50	960,50	1275,00

Tabla 5: datos reales de operación de la turbina

Presión entrada turbina	MPa	16,566	16,566	16,566
Presión extracción 7	MPa	2,32408	4,71408	6,28658
Presión extracción 6	MPa	1,381708	2,815708	3,759208
Presión extracción 5	MPa	0,95679	1,912972	2,541972
Presión extracción 4	MPa	0,2874216	0,5742216	0,7629216
Presión extracción 3	MPa	0,09710719	0,1920702	0,2556072
Presión extracción 2	MPa	0,04940359	0,09720359	0,1286536
Presión extracción 1	MPa	0,030518	0,0544018	0,0701628
Presión recalentado frío	MPa	1,374732	2,807411	3,750228
Presión recalentado caliente	MPa	1,383	2,8099	3,750969
Temperatura Entrada	°C	505,6169	526,5499	515,3986
Temperatura extracción 7	°C	232,6624	333,3578	363,4537
Temperatura extracción 6	°C	181,4324	268,0629	294,878
Temperatura extracción 5	°C	445,7166	462,6118	451,0693
Temperatura extracción 4	°C	283,8178	296,763	286,8062
Temperatura extracción 3	°C	165,3975	175,1809	167,0099
Temperatura extracción 2	°C	103,5208	111,5352	104,6719
Temperatura extracción 1	°C	64,575	64,4811	55,70086
Temperatura recalentado frío	°C	181,4324	268,0629	294,878
Temperatura recalentado caliente	°C	502,6169	523,5499	512,3986
Flujo másico Entrada principal	T/h	482,50	960,50	1275,00

Tabla 6: Datos del simulador

Se puede apreciar que existe una cierta disparidad entre los datos de planta y las estimaciones del simulador. Esta ligera divergencia ocurrió debido a que el modelo propuesto de la turbina usado en el simulador fue basado en un modelo empírico que no se ajustaba completamente a la realidad del equipo. Siendo el modelo de turbina propuesto en el programa un modelo semejante mas no igual al de la planta generadora. Teniendo un error porcentual promedio aproximado de 1.76% .

10.2 Condensador

La medición por excelencia para comprobar el comportamiento del condensador es el chequeo de su presión de vacío. Se introdujeron como datos del



simulador los mismos correspondientes a Ampliación Tanco, y se obtuvo una presión de vacío bastante aproximada a la real, estando la real alrededor de -690 mmHg, considerando los distintos valores obtenidos en las pruebas reales cuyos valores de vacío oscilan entre -720 y 679 mmHg, y estando la calculada por el simulador en un valor de -694 mmHg en condiciones reales de operación de la planta, valor que resulta suficientemente aproximado, ya que se encuentra hacia el punto medio del rango de valores. Se pudo observar igualmente que al disminuir el flujo de entrada de agua, aumentar la temperatura de entrada del agua o aumentar el flujo másico de vapor el vacío se reducía. En otras palabras, aumentaba la presión, demostrando un comportamiento semejante al esperado, y totalmente acorde con el funcionamiento real del equipo.

10.3 Tren de calentamiento

Luego de ser considerado cada calentador como un volumen de control y partiendo de los principios básicos de conversión de energía, Al comparar el comportamiento del tren de alimentación simulado con el tren de alimentación real, se puede observar un muy grado de semejanza entre ambos, considerando las temperaturas de entrada y salida de los precalentadores, las presiones en sus entradas y salidas, la presión dentro del desaerador y la presión a la entrada del generador de vapor, que es acorde con la presión de entrada real. Sin embargo, hay que tener en cuenta que, por motivos técnicos, el tren de calentamiento de la planta actualmente opera con un bypass a los calentadores de alta presión 6 y 7 (no soportan el flujo con el que operan actualmente la planta), dicho bypass no se considera en este diseño por no estar dentro del diseño original de la planta, pero es necesario considerar que se debe aportar mayor cantidad de calor por medio del combustible para satisfacer la demanda energética.



El comportamiento de las bombas de alimentación y condensado es muy semejante a las reales, considerando las variaciones de presión existentes entre sus succiones y sus descargas.

10.4 Generador de vapor

Es posible comprobar los resultados de los cálculos del generador de vapor, en particular la eficiencia del generador de vapor con los valores reales, obtenidos de las distintas pruebas de eficiencia consultadas (posteriores a la repotenciación del generador de vapor en 1997), y los valores de eficiencia del generador de vapor calculados por el simulador. A continuación se muestran valores para distintos puntos de operación, comparados con su contraparte simulada:

	Eficiencia real	Eficiencia simulada
200 MW	86,92%	86%
300 MW	94,03%	90%
400 MW	89,38%	88%

Tabla 7: comparación entre las eficiencias reales y simuladas del generador de vapor

Se puede observar que las eficiencias obtenidas son muy cercanas a los valores reales de operación, con un error porcentual promedio de 1% verificando así el correcto funcionamiento de la simulación del generador de vapor.

Capítulo XI

Conclusiones y recomendaciones



El programa resultante de este trabajo especial de grado, permite observar el comportamiento de las principales variables de una central termoeléctrica a vapor, dando en todos los puntos de estudio los distintos valores de entalpía, entropía, temperatura y presión, ajustados a los valores de una central termoeléctrica a vapor real, introduciendo como datos la potencia a generar, la temperatura del agua de enfriamiento, el flujo másico del agua de enfriamiento y el porcentaje de exceso de oxígeno. Además de esto, se puede variar las condiciones de diseño del condensador y del generador de vapor, con el fin de poder desligar el simulador de las unidades de Ampliación Tocoa.

Este programa tiene diversas limitaciones entre las que se encuentra el hecho de que no permite la visualización de condiciones de parada y arranque de la máquina. Otro problema presente en este trabajo especial está en la falta de curvas de operación de muchos de los equipos, como la turbina, y las distintas bombas. Probablemente al haber sido tomados en planta estos datos pueden diferir de los datos reales debido a distintos tipos de errores que pueden ocurrir al realizar una medición en campo, incluyendo error humano al observar los datos o problemas de calibración de los instrumentos. Otra parte donde se puede haber incurrido en errores es en la parte de la medición de las pérdidas, ya que las pérdidas de temperatura por radiación son simplemente un estimado en función a un porcentaje fijado por el usuario. Sin embargo, a pesar de sus fallas, este trabajo da una aproximación al comportamiento real de la unidad como conjunto suficientemente buena como para usar el programa en la enseñanza de centrales termoeléctricas a vapor.

Entre las recomendaciones que se puede hacer para una mejora posterior de este trabajo se pueden mencionar:

- Sería conveniente análisis de las condiciones de arranque y parada de la unidad, con el fin de ser añadidas posteriormente al programa.



- Hacer un análisis más completo del generador de vapor, con el fin de aumentar el detalle de la información suministrada.
- Considerar el vapor usado para los sellos y los atemperadores, con el fin de obtener un estimado más preciso del comportamiento de la planta.
- Considerar el funcionamiento del generador eléctrico acoplado al árbol de la turbina.
- Realizar el cálculo de los calentadores cerrados de alimentación con más detalle, considerando área, número de tubos, deflectores y demás condiciones de operación.
- Estudiar en el desaereador no solo el intercambio de calor entre los flujos en mezcla, sino tomar en cuenta el desalojo de los gases ahí realizado.
- Modificar el programa, de manera tal que realice un gráfico de temperatura-entropía analizado punto por punto.
- Analizar formas de desligar el comportamiento de los distintos equipos del simulador, de manera tal que se pueda desligar de la configuración de Ampliación Tocoa.
- Un análisis más detallado del comportamiento de la turbina, usando una mayor cantidad de puntos de medición, con el fin de obtener una curva más precisa de operación.

Capitulo XII

Referencias Consultadas



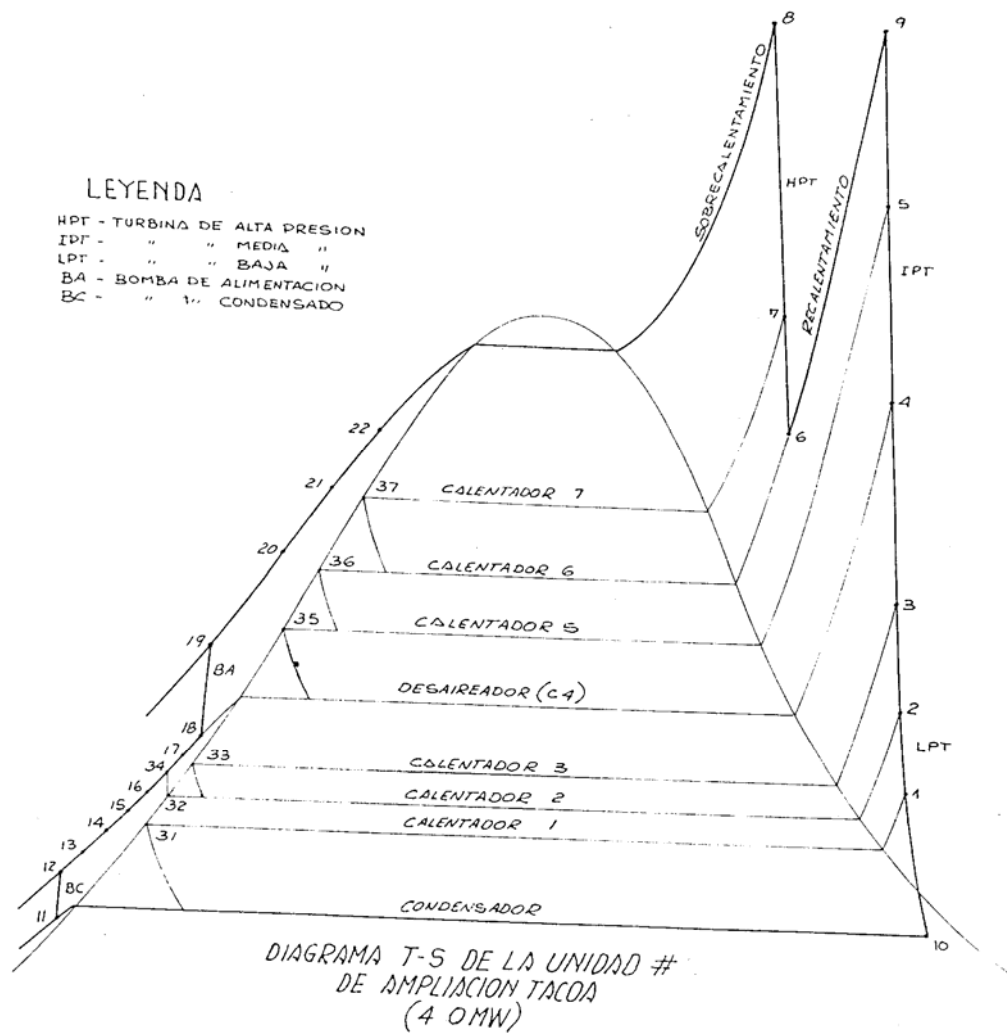
12.1 BIBLIOGRAFIA

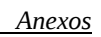
- Agelvis, Rafael, 1980. “Estudio de factibilidad para la recuperación de las purgas continuas de los generadores de vapor de las unidades 7 – 8 – 9 de la planta ampliación Tocoa. Organización de los talleres para la escuela de entrenamiento, Arrecifes”. UCV. Escuela de Ingeniería Mecánica.
- Benzo, M. y Capodicasa, A., 1994. “Informe de Pasantía. Manual de Inspección por ensayos no destructivos del generador de vapor de la unidad CRZ 9 “. CA La electricidad de Caracas. Arrecifes.
- Ebara Manufacturing CO., LTD. 1977. Bomba de alimentación agua de la caldera. Manual de Instrucciones. Tokio, Japon.
- Electricidad de Caracas C.A. 1996. “Informe prueba de eficiencia Unidad CRZ 7”. Unidad de Soporte Técnico. Sección análisis de confiabilidad. Complejo Generador Ricardo Zuloaga. Arrecifes.
- Electricidad de Caracas C.A. 2001. Pruebas de eficiencia de Planta 1990-2001. Unidad de Soporte Técnico. Sección análisis de confiabilidad. Complejo Generador Ricardo Zuloaga. Arrecifes.
- IAPWS. 1997. “Release on the IAPWS industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam”. Alemania.
- Méndez, M. 1995. “Tuberías a presión”. Universidad Católica Andrés Bello. Fondo Polar-UCAB. Caracas.
- MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD. CA. 1981. “La Electricidad de Caracas. Extensión de la planta eléctrica de Tocoa. Unidades 7 y 8. Generador de vapor de 1380 Ton/hr. Manual de Instrucciones”. Volumen I. Unidad de Soporte Técnico. Sección análisis de confiabilidad. Complejo Generador Ricardo Zuloaga. Arrecifes.

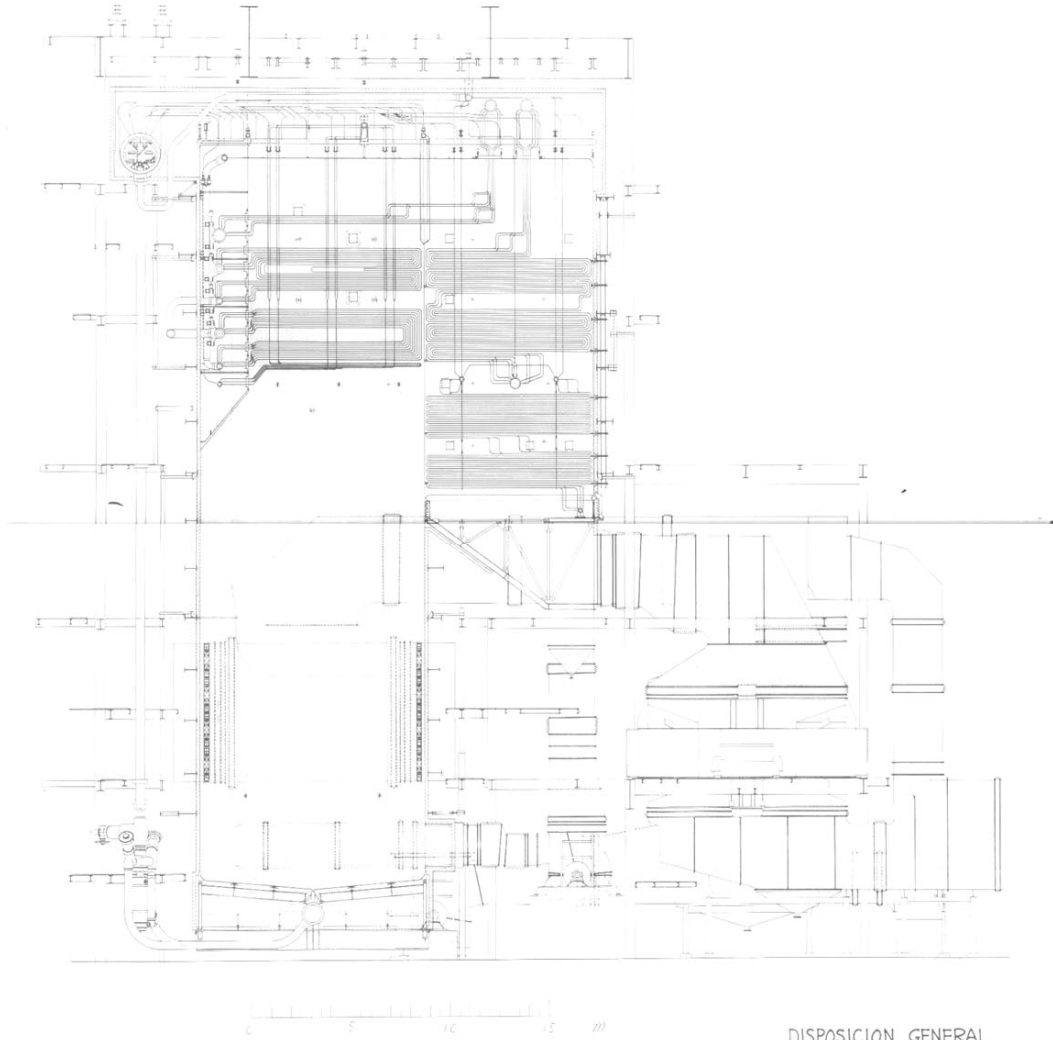


- MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD. CA. 1981. “La Electricidad de Caracas. Extensión de la planta eléctrica de Tocoa. Unidad 9. Generador de vapor de 1380 Ton/hr. Manual de Instrucciones”. Volumen I. Unidad de Soporte Técnico. Sección análisis de confiabilidad. Complejo Generador Ricardo Zuloaga. Arrecifes.
- MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD. CA. 1981. “La Electricidad de Caracas. Extensión de la planta eléctrica de Tocoa. Unidad 9. Generador de vapor de 1380 Ton/hr. Manual de Instrucciones”. Volumen IV. Unidad de Soporte Técnico. Sección análisis de confiabilidad. Complejo Generador Ricardo Zuloaga. Arrecifes.
- MITSUBISHI HEAVY INDUSTRIES, LTD. CA. 1981. “La Electricidad de Caracas. Extensión de la planta eléctrica de Tocoa. Unidad 9. Generador de vapor de 1380 Ton/hr. Manual de Instrucciones”. Volumen VII. Unidad de Soporte Técnico. Sección análisis de confiabilidad. Complejo Generador Ricardo Zuloaga. Arrecifes.
- POTTER, Phillip. 1959. “Power plant theory and design”. The Ronald Press Company. New York. 2nd Edition.
- SOCIÉTÉ HAMON SA. 1978. “Tocoa power plant 400MW. Condensing & Feed Heating System. Manual”.HAMON-SOBELCO. Paris 9^a Edición.
- WESTINGHOUSE. 1970. “General information on surface condensers”. Westinghouse.

Anexos







DISPOSICION GENERAL



Página 4 .

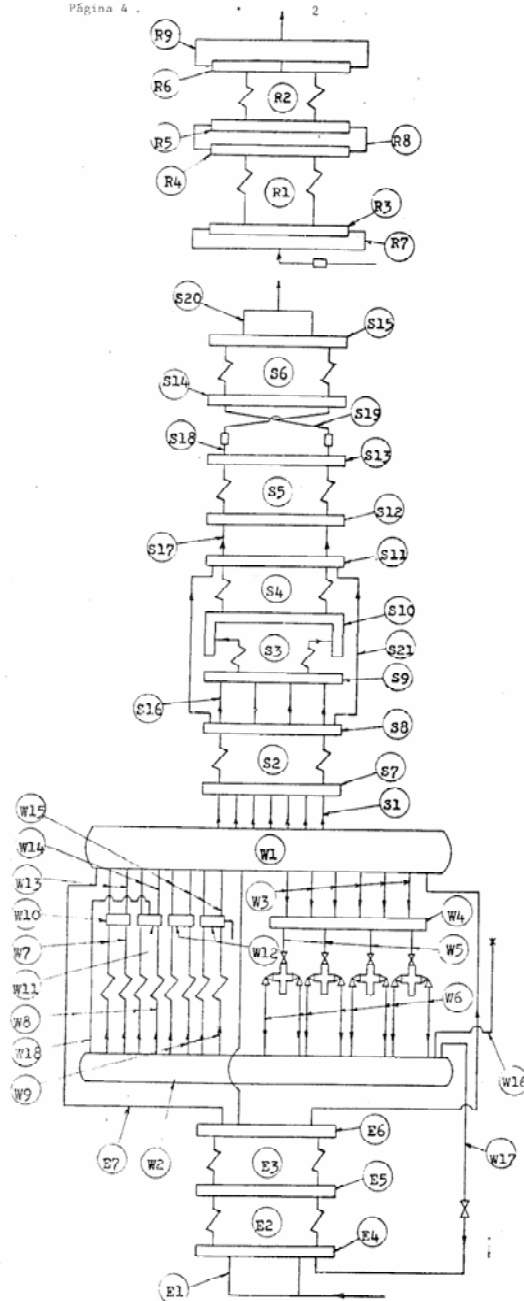


DIAGRAMA DE FLUJO DE AGUA Y VAPOR

No.	RENTGL (W)
E 1	Acoplamiento de entrada d/economizador
E 2	Tubos de serpentín del economizador
E 3	Tubos colgantes del economizador
E 4	Colector de entrada del economizador
E 5	Colectores Intermedios del economizador
E 6	Colector de salida del economizador
E 7	Acoplamiento de salida del economizador
W 1	Tambor de vapor
W 2	Tambor de alimentación
W 3	Bajantes
W 4	Múltiple de aspiración de la BCC
W 5	Líneas de aspiración de la BCC
W 6	Líneas de descarga de la BCC
W 7	Tubos de la pared de agua delantera
W 8	Tubos de la pared de agua trasera
W 9	Tubos de la pared de agua lateral
W 10	Colector superior de la pared de agua delantera
W 11	Colector superior de la pared de agua trasera
W 12	Colectores superiores de las paredes de agua laterales
W 13	Tubos ascendentes de la pared de agua delantera
W 14	Tubos ascendentes de la pared de agua trasera
W 15	Tubos ascendentes de las paredes de agua laterales
W 16	Espaciadores enfriados por agua
W 17	Líneas de recirculación del economizador
W 18	Tubos de refuerzo calientes .
S 1	Tubos de conexión del SC
S 2	Tubos colgantes del SC
S 3	Tubos de la pared lateral del SCW
S 4	Tubos de la pared del techo SCW
S 5	Tubos primarios del SC
S 6	Tubos secundarios del SC
S 7	Colector de entrada del SC colgante
S 8	Colector de salida del SC colgante
S 9	Colectores de entrada del SCW
S 10	Colector intermedio tipo U del SCW
S 11	Colectores de salida del SCW
S 12	Colector de entrada del SC Primario
S 13	Colector de salida del SC Primario
S 14	Colector de entrada del SC secundario
S 15	Colector de salida del SC secundario
S 16	Acoplamiento de salida de SC colgante
S 17	Acoplamiento de entrada del SC primario
S 18	Acoplamiento de entrada del desupercalentador del supercalentador
S 19	Acoplamiento de salida del desupercalentador del supercalentador
S 20	Tubos de salida del supercalentador
S 21	Líneas bypass del SCW
R 1	Tubos LT RT
R 2	Tubos HT RT
R 3	Colector de entrada LT RH
R 4	Colector de salida LT RH
R 5	Colector de entrada HT RH
R 6	Colector de salida HT RH
R 7	Acoplamiento de entrada de recalentador
R 8	Acoplamiento de entrada HT RT
R 9	Tubos de salida de RH







