



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

Programa de Maestría y Doctorado en Ingeniería

**MODELO DINÁMICO DEL PROCESO DE GENERACIÓN DE
VAPOR DE UNA CENTRAL CONVENCIONAL: CASO CENTRAL
TERMOELÉCTRICA TULA**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
Doctor En Ingeniería

Area: Eléctrica Campo: Control

P R E S E N T A

Miguel Ángel Delgadillo Valencia

Director de Tesis: Dr. Jaime A. Moreno Pérez



México, D.F., enero de 2009

A mi familia, por creer
en mi y por todo su
apoyo y comprensión
que he recibido siempre

Mi esposa Mieko

Mis hijos:

E. Tamie

Maiko V.

Miguel A.

Y Keizyu D.

A mis padres, Diego y María de la Paz

Como un agradecimiento posmortem
por haberme dado la vida y por todo el
apoyo incondicional en los momentos
en que más lo necesitaba

AGRADECIMIENTOS

Al Instituto de Investigaciones Eléctricas por todo el apoyo en tiempo y económico recibido durante todos estos años empleados para terminar este trabajo

Al Instituto de Ingeniería de la UNAM por brindarme la oportunidad de realizar estos estudios.

Al Dr. Jaime A. Moreno Pérez, director de esta tesis, no sólo por la paciencia y guía invaluable recibida durante todos los años de duro esfuerzo, sino también por haberme dado un trato de amigo que recordaré siempre.

Al Dr. Dionisio Suárez Cerda, por su valiosa colaboración en los trabajos de esta tesis y por su amistad desinteresada.

A mis jefes el Dr. Salvador González Castro y el Ing. Rafael Chavez Trujillo por el apoyo recibido.

A los tesisistas, ahora ingenieros, Pablo Villaseñor, Rodrigo Del Valle y Fany Méndez por su participación en los trabajos de esta tesis.

A mis hermas Miriam, Sol, Anita, Maripaz y a mi fallecida hermana Luisa, de quienes siempre he recibido consideración y apoyo.

JURADO ASIGNADO:

Dr. Jaime A. Moreno Pérez

Dr. Gerardo Espinosa Pérez

Dr. Eduardo Arriola Valdés

Dr. Gilberto Espinosa Paredes.

Dr. Dionisio Suárez Cerda.

**Lugar donde se realizó la tesis:
Instituto de Ingeniería de la UNAM**

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Jaime Alberto Moreno Pérez

MODELO DINÁMICO DEL PROCESO DE GENERACIÓN DE VAPOR DE UNA CENTRAL CONVENCIONAL: CASO CT TULA

Índice general

Índice general	6
NOMENCLATURA	9
I INTRODUCCIÓN	12
I.1 Contribución del trabajo de tesis.....	12
I.2 Aspectos generales.	13
I.3 Estado del Arte	15
I.4 Planteamiento del problema	19
I.5 Metodología de Solución	21
I.6 Organización de la Tesis	22
II DESCRIPCIÓN DEL PROCESO Y CONTROL CONVENCIONAL	28
II.1 Información General	28
II.2 Descripción Funcional del Proceso.....	29
II.2.1 Generador de Vapor	29
II.2.2 Sobrecalentadores y Recalentador	31
II.2.3 Economizador.....	33
II.2.4 Precalentador regenerativo.....	33
II.2.5 Calentador de aire-vapor	33
II.2.6 Ventiladores de tiro forzado	33
II.2.7 Turbinas de Vapor	33
II.2.8 Condensador Principal.....	34
II.2.9 Sistema de Agua de Alimentación	34
II.3 Circuitos de Control Convencional.....	34
II.3.1 Control de Combustión	35
II.3.2 Control de Agua de Alimentación.....	36
II.3.3 Control de Nivel del Deareador.....	38
II.3.4 Control del Suministro de Gas Combustible.....	38
III MODELO DEL PROCESO	40
III.1 Alcances y Limitaciones	40

III.2	Sistema de Combustión.....	41
III.3	Generación de Vapor	43
III.3.1	Paredes de Agua	43
III.3.2	Evaporización y Condensación Instantáneas	59
III.3.3	Domo del Generador de Vapor.....	62
III.4	Sobrecalentadores y Recalentador.....	65
III.4.1	Sobrecalentador de Baja Temperatura	65
III.4.2	Atemperador.....	68
III.4.3	Sobrecalentador de Temperatura Intermedia	69
III.4.4	Recalentador	70
III.4.5	Sobrecalentador de Alta Temperatura	71
III.5	Economizador	71
III.6	Ventilador de Tiro Forzado	73
III.7	Precalentador de Aire Regenerativo.....	74
III.8	Calentador Aire-Vapor	76
III.9	Turbina de Alta Presión	77
III.10	Turbinas Intermedia y Baja Presión.....	79
III.11	Generación y Velocidad de giro de las Turbinas.....	80
III.12	Sistema de Condensados.....	83
III.13	Sistema de Agua de Alimentación	85
III.14	Deareador	86
III.15	Estrategias de Control	87
III.15.1	Sistema de Control de Agua de Alimentación.....	87
III.15.2	Lazos de Control Modificados.....	87
IV	SIMULACIÓN DEL MODELO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	94
IV.1	Base de Cálculo	94
IV.2	Cálculo de Constantes, Parámetros y Condiciones Iniciales.....	95
IV.3	Criterio de Solución	95
IV.4	Modelo del Proceso y Sistemas de Control Programados	100
IV.5	Análisis de Resultados	108
IV.5.1	Pruebas en Lazo Abierto	108

IV.5.2	Pruebas en Lazo Cerrado	110
V	CORRIDA DE PLANTA	118
VI	APORTE Y CONCLUSIONES	120
	APÉNDICE A. Constantes, Parámetros y Condiciones Iniciales.....	124
	APÉNDICE B. Protocolo de Pruebas para Validación del Modelo	137

NOMENCLATURA

Símbolo	Descripción	Unidades
a	Relación másica del flujo de combustible requerido por reacción con respecto al flujo combustible real.	Adim
A	Área	m ²
b	Fracción másica de oxígeno en el aire	Adim
B	Constante de Boltzman (incluye área de transferencia)	J/(K s m)
C	Constante numérica en ecuaciones	Las unidades dependen de cada caso
Cf	Coefficiente de flujo de válvula, restricción o tubería	kg/(s Pa ^{0.5})
Cp	Capacidad calorífica a presión constante.	J/(kg K)
Cv	Capacidad calorífica a volumen constante	J/(kg K)
D	Diámetro interior	m
E	Energía interna	J
f	Factor de Fanning	Adim.
G	Flujo másico	kg/s
h	Coefficiente de transferencia de calor	J/(s m ² K)
H	Entalpía	J/kg
K	Constante que agrupa constantes del vapor saturado	Las unidades dependen de cada caso
L	Longitud	m
M	Masa	kg
N	Nivel	m
P	Presión	Pa
Pm	Peso molecular	Uma
r	Radio del hogar de la caldera	m
R	Constante de los gases ideales	Pa m ³ /(kg K)
S	Volumen específico	m ³ /kg
t	Variable independiente tiempo	s
T	Temperatura	K
V	Volumen	m ³
Vol	Voltaje en terminales del generador	Volts
X	Fracción másica de la mezcla agua-vapor	Adim.
Xa	Apertura de la válvula de control	Adim.
Y	Fracción volumétrica de la mezcla agua-vapor	Adim.
Z	Variable independiente distancia en subientes	m

LETRAS GRIEGAS

γ	Relación de capacidades caloríficas	Adim.
δ	Desfasamiento angular entre el estator y el rotor del generador.	Radianes

ε	Emisividad de gases o vapores	Adim.
τ	Constante de tiempo del proceso	s
ρ	Densidad del fluido	kg/m ³
η	Eficiencia	Adim
ω	Velocidad angular	Rad/s

SUBÍNDICES

Símbolo	Descripción	Símbolo	Descripción
0	Valor estándar	i	Sobrecalentador de Temp., Intermedia
1,2, ...	Para distinción de constantes	in	Válvula interceptora de control
a	Sobrecalentador de alta presión	lp	Sobrecalentador de Temp., Intermedia
aa	Agua de alimentación	J	Condiciones atmosféricas
ac	Acumulado (energía o masa)	K	Ventilador de tiro forzado
air	Aire atmosférico	L	agua es en estado líquido
an	Anulo del tubo	l	Líquido
at	Agua de atemperación	L	Líquido saturado o longitud
b	Sobrecalentador de baja presión	M	Mezcla agua-vapor
b	Bomba	O2	Oxígeno
c	Combustible	P	Pared del metal de los tubos.
CD	Condensado	R	Recirculación forzada en caldera
CO ₂	Bióxido de carbono	Re	Recalentador
d	Desareador	s	Vapor saturado
D	Domo superior	ss	Vapor sobrecalentado
des	Agua desplazada por evaporización instantánea	t	Tubo de paredes de agua
dr	Drenado	tc	Transferencia calor en paredes agua
e	Entrada	T	Sección transversal
ec	Evaporización por calentamiento	TA	Turbina de Alta presión
ei	Evaporización instantánea	TB	Turbina de baja presión
eq	Cantidad estequiométrica	TI	Turbina de presión intermedia
ex	Vapor de extracción de turbinas	TF	Ventilador de tiro forzado
f	Flama	To	Total
F	Pre calentador de aire	v	vapor
fc	Foco de la parábola	VT	Voltaje en terminales
gc	Gases de combustión	w	Paredes de agua o subientes.
gen	Generación de carga eléctrica	z	Economizador
h	Hogar de la caldera	/	Promedio entre entrada/salida

I INTRODUCCIÓN

Este capítulo contiene, en primer lugar, una descripción de la contribución del trabajo de tesis haciendo la comparación con los trabajos publicados relacionados con el llamado fenómeno de expansión-compresión. Después se realiza, un estudio bibliográfico la importancia de las centrales termoeléctricas convencionales en el contexto nacional. Describe la utilidad del modelado de los sistemas dinámicos como herramienta para el estudio de los procesos. Presenta un estudio del estado del arte del proceso de generación de vapor con énfasis en los fenómenos de expansión-compresión y evaporización-condensación, el cual sirve de referencia para demostrar la aportación de este trabajo de tesis. Asimismo, explica los fundamentos teóricos del fenómeno expansión-compresión y la importancia que su comprensión reviste para lograr un buen diseño del control de nivel del domo.

Adicionalmente, en este capítulo también se describe la metodología de solución numérica del modelo desarrollado en la tesis, el cual está basado en un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales y cuya solución se obtiene por el método de diferencias finitas programadas en el ambiente SIMULINK ©The MathWorks, Inc. Finalmente, se esboza el contenido de cada capítulo de la tesis.

I.1 Contribución del trabajo de tesis

A pesar de la gran cantidad de información publicada para estudiar los fenómenos de evaporización y condensación que ocurre dentro de los tubos de las calderas una (ver el inciso I.3 del Estado del Arte), en ninguno de estos estudios se plantea a estos fenómenos desde el punto de vista dinámico de la distribución de las propiedades termodinámicas a lo largo de dichos tubos; a los procesos así estudiados se les conoce como de **Parámetros Distribuidos**. En este trabajo de tesis se estudiaron en forma separada, y bajo el criterio de parámetros distribuidos, los siguientes procesos:

- Generación del vapor debido al proceso de calentamiento.
- Evaporización y condensación instantáneas debido a una disminución de la presión en el domo de la caldera y transmitida a los tubos de las paredes de agua, en el hogar de la caldera, los cuales contienen la mezcla agua-vapor.
- Desplazamiento de la mezcla agua-vapor de las paredes de agua al domo, y viceversa, durante los cambios en la cantidad de calor transferida por calentamiento a los tubos de las paredes de agua
- Evaporización y condensación instantáneas debido a un aumento de la presión en el domo de la caldera y transmitida a los tubos de las paredes de agua.

Estos fenómenos fueron abordados por otros investigadores, en forma simplificada y global, esto es, generalmente resultando una expresión única global con propiedades promedio, bajo el

punto de vista de parámetros concentrados, por lo tanto no se aplicó el criterio de parámetros distribuidos.

La importancia del estudio planteado en esta tesis radica en que el desplazamiento de agua de las paredes de agua al domo y viceversa, lo cual repercute en pérdida de la estabilidad del nivel del domo, muy alto o muy bajo, lo que con frecuencia es causa de disparo (salida de operación) de la planta.

Adicionalmente en el estudio de la tesis se incluye el estudio, en forma simplificada (parámetros concentrados) en el resto de los equipos y proceso de la planta con e objeto de cerrar los lazos de control. De esta forma se plantea la simulación dinámica de la planta uniendo las dos partes desarrolladas, o sea, el sistema de ecuaciones algebraico-diferenciales parciales del proceso de generación de vapor, y las expresiones del resto del proceso en forma de ecuaciones algebraico-diferenciales ordinarias.

Finalmente se presenta la gráfica de una corrida de planta con las variables de nivel y presión del domo durante un disturbio de la presión del vapor del domo y se compara con una gráfica de resultados de simulación, en esta forma se presenta una demostración cualitativa de la existencia de los fenómenos de evaporización y condensación del en la planta que se tomó como base de cálculo de esta tesis.

I.2 Aspectos generales.

De acuerdo con estadísticas de la Comisión Federal de Electricidad (CFE-2007) la capacidad efectiva del Servicio público al 31 de diciembre del 2005 era de 46,534 MW, de la cual 27.8% corresponde a centrales termoeléctricas convencionales, 22.6% a hidroeléctricas, el 10.8% a plantas de ciclo combinado de la CFE, el 10.8% a plantas de ciclo combinado de productores independientes (PIE), 5.6% a turbotas, 5.6% a carboeléctricas, el 4.5% a generación dual, nucleoeeléctricas 2.9%, 2.1% a Geotérmica y Eoeléctricas, y 0.4% correspondiente a máquinas de combustión interna; de donde es claro que las centrales termoeléctricas convencionales conforman el sector de plantas generadoras que concentran la mayor proporción de energía eléctrica que se produce en el país, de allí el impacto que puede producir la aplicación de técnicas que mejoren los índices de desempeño de la operación de estas centrales, tales como eficiencia, seguridad, confiabilidad, consumo normal de vida útil entre otros. Muchos de estos índices están íntimamente relacionados con los sistemas de control de las unidades generadoras.

Uno de los sistemas de control más importantes de la unidad termoeléctrica es el que corresponde al nivel del domo. De este control se exige un alto desempeño a fin de que mantenga a la variable de nivel del domo dentro de estrictos rangos de operación, pues un nivel fuera del rango permitido implica riesgos de deterioro rápido de la vida útil de los equipos de la unidad. Específicamente, un nivel demasiado bajo puede provocar sobrecalentamiento de paredes de agua por falta de líquido refrigerante, mientras que un nivel demasiado alto puede inyectar agua en la turbina. El primer caso provocaría destrucción de tubos de las paredes de agua y el segundo, un grave deterioro de la turbina, con altos costos de reparación. Por otra parte, comparado con la mayoría de los controles de la unidad, el control de nivel representa una dificultad superior debido al fenómeno de evaporización y condensación instantáneas que

ocurren con los cambios de presión en el domo, los cuales provocan grandes desplazamientos de agua de los subientes al domo, o del domo a los subientes como se explicará a detalle más adelante.

La complejidad del proceso de generación de vapor y la necesidad de estrechos márgenes de operación de las centrales termoeléctricas trae como consecuencia el requerimiento de diseñar sistemas de control que den garantías de cumplir con los requisitos operativos; por tanto se hacen esfuerzos por diseñar sistemas de control moderno con base en modelos del proceso de referencia o utilizados como modelo interno para generar una ley de control. De esta manera, el modelado de procesos en los trabajos de investigación se enfocan en el planeamiento modelos de proceso para ser utilizados en el control de procesos.

La utilización del análisis dinámico y simulación del proceso como medio de prueba de los algoritmos de control ha sido ampliamente utilizado, aunque para facilitar la manipulación matemática con frecuencia se tiende a usar modelos de procesos linealizados cuya simplicidad ahorra tiempo de ejecución y facilita también el cálculo de constantes y condiciones de inicio lo que en un modelo de conocimiento, sobre la base de los principios físicos, con frecuencia representa un esfuerzo considerable. Un ejemplo de modelo simplificado o reducido se representa en el trabajo de Chan y Rad (2000).

Otra forma de realizar el modelado de procesos se puede ver en el trabajo de Hiyama et al (1999) en cuya publicación representa un modelo de un sistema gobernador-turbina para lo cual tomó datos de pruebas a un gobernador de un sistema de generación eléctrica, aunque concluye que el modelo así planteado da exactitud completa, sin embargo recomienda que se siga la investigación para probar su flexibilidad, utilizando datos monitoreados en otros casos.

La simulación dinámica cada día recibe mayor reconocimiento como herramienta eficiente para probar al proceso y su control. La utilidad de esta herramienta de modelado y simulación en el estudio de la dinámica del proceso y para prueba de estrategias de control, se presenta en el trabajo de Depew, et al (1998).

En estas circunstancias parece razonable la utilización, al menos parcial, de un modelo del proceso para las centrales de generación convencionales, con el propósito de probar las estrategias de control planteadas y la capacidad para proteger a los equipos alargando la vida útil de estos.

Una simulación dinámica con base en un modelo por conocimiento se puede considerar como el medio natural para investigar las incertidumbres del modelo y permite al ingeniero de control evaluar el detalle de:

1. Cómo se propagan los disturbios a través del sistema.
2. Determinar el efecto de las condiciones ambientales en el proceso.
3. Investigar cómo se dan los cambios durante el arranque, paro, y la operación a cargas media y máxima.
4. Probar las no linealidades.
5. Probar el sistema de control con un simulador dinámico como sustituto de la planta.

De los puntos anteriores, en el presente trabajo de tesis se realizaron los puntos 1, 4 y 5; el punto 2 no se consideró importante en vista de que el efecto del cambio de temperatura ambiental no es relevante y aún menos el cambio en la presión atmosférica y el punto 3 quedó cubierto ya que se plantearon disturbios que ocasionan movimientos de carga equivalentes a prácticamente todo el rango de operación de la planta.

Una fuente frecuente de inestabilidades en unidades de generación termoeléctrica es la presencia del fenómeno de la expansión-compresión de la mezcla agua-vapor en las paredes de agua o subientes (risers). Este comportamiento tiene una dinámica muy rápida y se presenta cuando la presión del domo cambia drásticamente, ya sea por cambios rápidos en la demanda de generación de la central, o por rechazos de carga.

La principal consecuencia de los cambios de presión en el domo es la formación masiva de burbujas que desplazan agua de los subientes al domo, por despresurización, o del domo a los subientes, por aumento en la presión, por tanto un buen número de investigadores se ha ocupado del planteamiento y desarrollo de modelos del proceso de generación de vapor con el propósito de contribuir a la solución de la problemática del control de nivel del domo generada por el fenómeno expansión-compresión y que es el tema de la presente tesis. Como punto de partida se realizó una investigación del estado del arte en este tema el cual se aborda en la siguiente sección.

I.3 Estado del Arte

Revisión histórica del estudio de generadores de vapor

Se presenta una revisión de los estudios publicados comportamiento dinámico de generadores de vapor, desde hace prácticamente 50 años, donde los primeros trabajos no incluían el fenómeno de expansión-compresión que ocurre en las paredes de agua del generador de vapor: entre estos están: Chien et al. (1958); Caseau y Godin (1969), Kwan y Anderson (1970), y Åström y Eklund (1972) presentan modelos para generadores de vapor de circulación natural. Los estudios de Speedy et al (1970), McDonald y Kwantny (1970), y Cheres (1990), desarrollaron modelos para generadores de vapor de circulación forzada. En ningún caso estos estudios tratan el fenómeno de expansión-compresión, y en todos ellos las simplificaciones fueron muy fuertes entre las que se encuentran la linealización de algunas ecuaciones para facilitar la solución.

También se han desarrollado modelos dinámicos para propósitos de simulación, uno de los cuales es el de Flynn y Manley (1999), en el cual se ha realizado un análisis en el domo con el criterio de parámetros concentrados¹, considerando una distribución lineal de la calidad del vapor en los subientes y utilizado las expresiones de Aström y Bell (1988). Adicionalmente

¹ Parámetros concentrados. Es el criterio de análisis dinámico de los procesos en el que las propiedades (flujo, presión, temperatura, etc.) del sistema se consideran uniformes o promedio, es decir, sin consideración de la distribución espacial real que pudieran tener.

estos investigadores aplicaron el criterio de parámetros distribuidos² en el recalentador y sobrecalentador con el propósito de darle mayor precisión a las temperaturas del vapor que va a las turbinas de intermedia y alta.

Lu (1999) desarrolló también un modelo completo para plantas de fuerza con el objeto de realizar diversos tipos de estudios tanto para diseño de estado estable, como de simulación dinámica para entrenamiento de operadores y hasta para estudios de optimización; sin embargo aún cuando en su planteamiento considera el flujo bifásico de agua y vapor, su estudio no toma en cuenta el transitorio ocasionado por un cambio en la presión del domo (fenómeno evaporación-condensación).

Caseau y Godin (1969) proponen, de manera genérica, sin tratar en específico cada proceso, un análisis de parámetros distribuidos para todos los procesos de la planta, pero en ningún momento plantean el proceso de evaporación-condensación en las paredes de agua, aunque sí atiende el tratamiento bifásico de la mezcla agua-vapor en los subientes. Finalmente estos investigadores proponen la linealización de las ecuaciones para lograr una solución expedita pero advierten que su solución no es del todo lineal puesto que el estado de referencia lo varían con el tiempo y de esta manera tendrían una aplicación en todo el rango de operación.

Maffezzoni (1992) propone que el flujo bifásico del evaporador de un generador de vapor puede tratarse como si fuera de una fase homogénea simple con propiedades promedio equivalentes.

Algunas publicaciones tratan acerca de construir modelos de plantas a partir de módulos obtenidos de una librería de modelos matemáticos prediseñados de las diversas partes de una planta, tal es el caso de Armor et al (1982) y Maffezzoni-Ferrarini (1989), sin embargo ninguna de estas publicaciones da detalle de la formulación.

Algunos modelos de plantas han sido diseñados para ser utilizados para validar representaciones matemáticas de modelos en estrategias de control, como en el caso de Hogg y El-Rabaie (1990); o en el control basado en modelo de una planta de fuerza de Maffezzoni (1996), sin embargo las simplificaciones consideradas no permiten su utilización en un rango amplio de operación.

Un modelo desarrollado para propósitos de control es el realizado por Maffezzoni (1997) quien parte de principios físicos; su análisis va desde el proceso de generación de vapor, sobrecalentadores, recalentador, hasta las turbinas de alta, baja e intermedia, considera las mismas simplificaciones de Aström (1988), esto es, la distribución lineal de la calidad del vapor y del volumen de vapor en los subientes. Las ecuaciones de Maffessi no muestran la consideración de evaporización-condensación. Finalmente Maffezzoni (1997) realiza el proceso de linealización de sus ecuaciones con el propósito de usarlas en una estrategia de control basada en modelo, lo que obviamente limita más el margen de validez del modelo.

² Parámetros distribuidos: Es el criterio de análisis dinámico de los procesos en el que las propiedades de las variables del proceso (flujo, presión, temperatura, etc.) del sistema, se consideran con su distribución real en el espacio.

Algunos otros investigadores han planteado la solución al problema de estudio de la estabilidad sin modelar al proceso argumentando lo complejo que resultan estos análisis, tal es el caso de Kallappa y Ray (2000) quienes hacen principalmente énfasis en una propuesta de estrategia de control que utilice un modelo basado en el conocimiento de expertos de plantas de fuerza y el uso de modelos analíticos para considerar el daño estructural de los equipos.

Otros investigadores como Habbi, et al (2003), utilizan técnicas de modelado difuso y, basándose en los desarrollos de Aström y Bell (2000), obtienen un modelo difuso no lineal del sistema domo-caldera-turbina. Adicionalmente, para propósitos de control, estos investigadores aplican la linealización del modelo desarrollado por Aström y Bell (2000), y comparan los resultados de simulación del modelo linealizado con una representación difusa. Sin embargo este tipo de representaciones del proceso con base en lógica difusa tendrían la desventaja de que solo son válidos dentro del margen de comportamiento para el que fue diseñada la representación difusa.

Lin y Lin (1999) desarrollaron un modelo de redes neuronales para simular el comportamiento del nivel de agua en un generador de vapor, sin embargo el mismo investigador reconoce que el modelo desarrollado por él sólo es aplicable en operación normal y que no es apropiado para transitorios grandes debido a la metodología utilizada, por lo tanto su representación del modelo del proceso es válida para estudios con transitorios leves.

Estudio del fenómeno expansión-compresión

El fenómeno de expansión-compresión de la mezcla agua-vapor que ocurre en los tubos de las paredes de agua del generador de vapor, ha sido ampliamente estudiado debido al desplazamiento de la mezcla agua-vapor hacia el domo y viceversa. Aquí se presenta una revisión bibliográfica de las últimas dos décadas de los trabajos más referenciados.

Aström y Bell (1988) realizan un primer trabajo en el que trataron analíticamente el comportamiento llamado de fase no mínima, el cual físicamente, en el generador de vapor, corresponde al fenómeno de expansión-compresión (swell-shrink). A este fenómeno también ellos le llaman evaporación-condensación y ocurre dentro de las paredes de agua a las que ellos llaman subientes. Estos autores desarrollan una expresión para el cálculo de la fracción volumétrica promedio del vapor en el interior de los tubos de las paredes de agua. Además para representar el proceso de evaporización-condensación, estos investigadores plantean una expresión a partir de los balances de materia y energía globales en el interior de los mencionados tubos, tomando como base una caldera de circulación natural.

Igualmente en el trabajo de De Mello y Fello (1991) se plantea un modelo de generador de vapor en donde se considera que el calor absorbido se distribuye de forma proporcional a la longitud de las paredes de agua pero. Este estudio se realizó en una caldera de circulación forzada.

El trabajo de Aleksandrova y Davydov (1993) presenta un modelo de caldera simplificado, desarrollado a partir de principios físicos estableciendo balances globales de materia y energía en los cuales la variación de nivel del domo es función de la rapidez de cambio de la presión del domo y de la calidad del vapor. En este modelo se incluyen a los sobrecalentadores y a la válvula de estrangulamiento del vapor a la turbina.

El nivel en generadores de vapor de reactores nucleares, en el que el fenómeno de expansión-compresión también ocurre, la problemática de control de nivel ha sido igualmente estudiada. Algunos trabajos que incluyen el estudio del fenómeno de compresión-expansión son los siguientes: Zhao, et al (2000) y Kothare, et al (2000) quienes proponen expresiones empíricas (sistemas de primer orden) para la consideración del fenómeno de expansión-compresión, Dai y Thompson (1994) desarrollaron un modelo en redes neuronales del comportamiento del nivel en el generador de vapor, y el trabajo de Habibiyan, et al (2004) desarrolla una aplicación de redes neuronales como modelos del generador de vapor.

La problemática que mayor relevancia se le ha dado en las recientes publicaciones de modelos de generadores de vapor, ha sido la del fenómeno de expansión-compresión de la mezcla agua-vapor en los subientes y domo; de los trabajos más referenciados han sido los de Aström de quien hicimos una revisión de sus publicaciones en relación con este problema.

En el trabajo de Aström y Bell (1993) se presenta la comparación de experimentos realizados en una planta real y se comparan con la simulación del modelo publicado en 1988, los cuales aunque con ciertas discrepancias en el comportamiento del nivel del domo estos investigadores consideran aceptables sus resultados.

Para superar las desviaciones en el nivel del domo reportadas en la publicación anterior de 1993, de Bell y Aström (1996) presentan el modelo del proceso agregándole un análisis de evaporización-condensación lo cual suponen que ocurre en el domo. De sus ecuaciones se deduce que consideran que la entalpía del agua de alimentación es igual a la del domo cuando no hay disturbio, o sea, sin perturbaciones del proceso. En este trabajo se presentan resultados comparativos del modelo con las mismas corridas de planta antes utilizadas, y se aprecia una mejora en el comportamiento del nivel del domo, sin embargo cuando el disturbio aplicado es en el combustible, sigue habiendo algunas discrepancias en el nivel del domo en altas y bajas cargas.

Por último en la investigación de Aström y Bell (2000), en un intento por mejorar aún más las desviaciones en el comportamiento del nivel, corrigen algunas ecuaciones como la del balance de energía, la del cálculo del flujo por los bajantes y la de cálculo del flujo de vapor que sale del espejo de la superficie del nivel del domo. Los resultados mostrados en la comparación de la simulación con las corridas de la planta real son prácticamente iguales, con algunas diferencias menores en el tamaño de las curvas con perturbación del flujo de agua de alimentación. Cuando se observa a detalle las curvas de nivel con la perturbación del flujo de combustible, se puede ver una respuesta más oscilante en el proceso real lo que se podría atribuir a que la dinámica real del proceso no ha sido cabalmente representada. En conclusión, aunque Aström y Bell realizaron estudios con resultados muy aceptables, éstos no se probaron con disturbios realmente fuertes de presión, como los que suceden en los rechazos de carga o en los disparos de la turbina además de que introdujeron algunas expresiones empíricas, lo cual se trató de evitar en los estudios realizados de esta tesis.

Problemática de la solución de sistemas de ecuaciones en derivadas parciales

Como parte de la revisión bibliográfica realizada se revisó la problemática de la solución matemática del sistema de ecuaciones en derivadas parciales; en este contexto, Maffezzoni

(1992), así como Ferrarini y Maffezzoni (1992) estudiaron la solución del sistema de ecuaciones diferenciales parciales en transferencia de calor en intercambiadores de calor, y el efecto de las oscilaciones parásitas en dicha solución llamado fenómeno de sobre-oscilación o efecto de Gibbs. Este fenómeno de oscilación indeseable no es real, resulta de la aplicación de la técnica de parámetros concentrados; dicho fenómeno de oscilación, se presenta aún cuando el planteamiento de la solución se divide en tramos de tubería muy pequeños.

En la solución utilizada en este trabajo de tesis (método de diferencias finitas) no se observaron tales oscilaciones parásitas a pesar de la introducción de cambios casi en escalón en la posición de la válvula de estrangulamiento de vapor (ver gráfica de posición de válvula de vapor en el capítulo VII Resultados de Pruebas).

Finalmente, la revisión bibliográfica realizada en esta tesis, comprueba que a la fecha no se ha estudiado el fenómeno de expansión-compresión de la mezcla agua-vapor desde un punto de vista de la distribución de las propiedades del sistema agua-vapor en las paredes de agua de los generadores de vapor, o sea, en dichos trabajos no se plantea dicho fenómeno de expansión-compresión bajo el criterio de parámetros distribuidos.

1.4 Planteamiento del problema

Una demostración efectiva de la existencia de los fenómenos de expansión-compresión y de evaporización-condensación fue hecha en los experimentos de Moon, et al. (1996), realizados en un equipo a escala (un décimo del real) de un generador de vapor de un reactor nuclear Westinghouse 900 MW; en su gráfica (ver figura 1.3.1), se observa el aumento rápido del nivel conforme la presión disminuye, y al estabilizarse dicha presión el nivel cae, regresando a un valor cerca del inicial. Aún cuando las características de construcción de un generador de vapor nuclear difieren mucho de las de un generador de vapor convencional construido de paredes de tubos (paredes de agua) y domo, los fenómenos de expansión-compresión y de evaporización-condensación ocurren igualmente en ambos casos.

Uno de los problemas más importantes del control de procesos de una central termoeléctrica tiene que ver con las inestabilidades del nivel del domo generadas por el fenómeno de expansión-compresión de la mezcla agua-vapor en las paredes de agua.

Aún cuando el tradicional sistema de control de agua de alimentación de centrales termoeléctricas Abdennour (2000), llamado de tres elementos, ha cumplido en alguna medida con las necesidades de plantas termoeléctricas convencionales. La experiencia en la operación de centrales termoeléctricas muestra que el fenómeno de expansión-compresión es uno de los puntos fuente de mayor inestabilidad en estas centrales, razón por la que existe una constante tendencia a ser tratado también por investigadores como se ve en las referencias Åström y Bell (1988, 1993, 2000), Bell y Åström (1996), Åström y Eklund (1972), De Mello y Fello (1991), Aleksandrova y Davydov (1993), Flynn y O'Malley (1999), y Maffezzoni, C. (1997). Estos y otros trabajos fueron revisados en el inciso 1.2.

El proceso de ebullición del agua ocurre en las llamadas paredes de agua del hogar del generador de vapor, en donde, por efecto de transferencia de calor, se produce la mezcla de

agua y vapor, cuya relación entre las masas de agua y vapor (fracción másica) junto con la relación volumétrica de la misma mezcla, determinan la magnitud del flujo de cada fase.

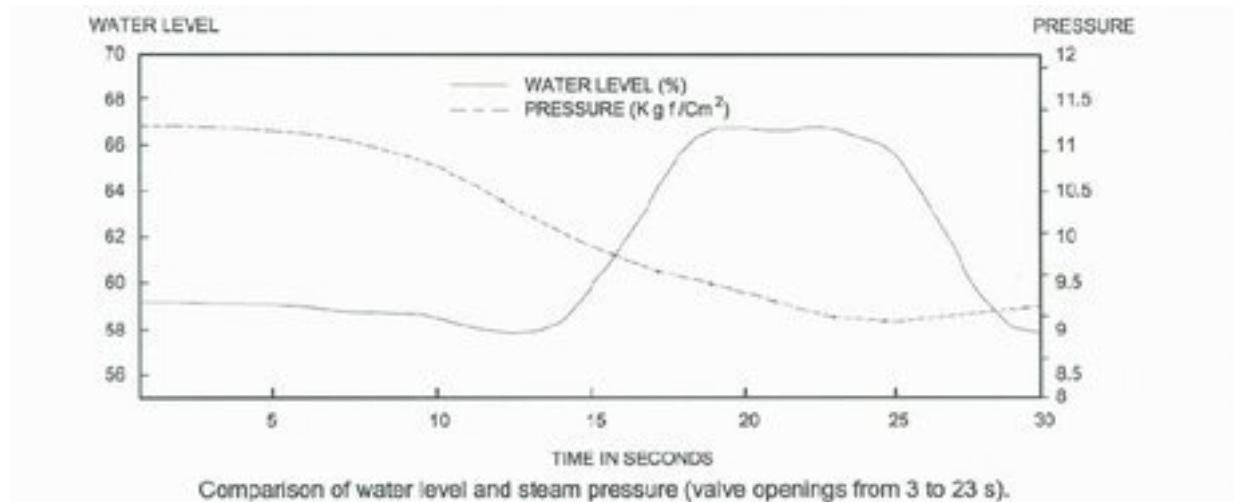


Figura I.3.1. Experimento de ebullición-condensación y efecto en el nivel de un generador de vapor nuclear en experimento realizado por Moon, et al. (1996).

La separación de las fases, agua y vapor, ocurre en el domo, y el vapor saturado es llevado a los sobrecalentadores. El agua se almacena en el domo para mezclarse con el agua de alimentación entrante, y por medio de las bombas de circulación, es enviada nuevamente a las paredes de agua, ver figura II.1.1.1 del capítulo II.

El valor de las fracciones masa y de volumen están determinadas por la magnitud del flujo de calor transferido a la mezcla, el flujo de calor esté aumentando, se incrementará también la relación masa del vapor con respecto al agua, de esta manera se produce lo que se conoce como expansión, y viceversa, si disminuye el flujo de calor disminuirá la proporción de vapor en la mezcla y se considera que hay una compresión de dicha mezcla.

La expansión y compresión, El proceso de ebullición del agua ocurre en las llamadas paredes de agua del hogar del generador de vapor, en donde, por efecto de transferencia de calor, se produce la mezcla de agua y vapor, cuya relación entre las masas de agua y vapor (fracción másica) junto con la relación volumétrica de la misma mezcla, determinan la magnitud del flujo de cada fase.

por calentamiento, producen desplazamiento de la mezcla agua-vapor que llega al domo proveniente de las paredes de agua afectando directamente al nivel del domo; sin embargo los fenómenos de expansión y compresión no explican la mayor problemática que se presenta de las variaciones del nivel del domo pues éste ocurre con suficiente lentitud que hace factible sin problema el control del nivel del domo por el sistema de control convencional de tres elementos ya mencionado.

La problemática más fuerte de evaporización-condensación y su consecuencia del desplazamiento de la mezcla agua-vapor de los subientes hacia el domo, o del domo a los subientes, afectando al nivel del domo, ocurre debido al cambio rápido de presión del vapor en

el domo que se genera por movimientos fuertes y repentinos en la válvula de control de vapor a la turbina.

Un cambio grande en la magnitud de presión del domo repercute en la alteración de las condiciones de equilibrio de la mezcla agua-vapor. Cuando la presión disminuye rápidamente genera grandes cantidades de vapor en los tubos de las paredes de agua; este vapor adicional generado desplaza agua hacia el domo, aumentando así el flujo de la mezcla agua-vapor que entra en el domo. El efecto contrario de condensación de vapor sucede con el aumento de la presión del domo, lo que causará el fenómeno de compresión de la mezcla agua-vapor y la consecuente disminución del flujo de la mezcla agua-vapor al domo.

En esta tesis se realiza el análisis tanto del proceso de expansión-compresión, por cambio en el flujo de calor, así como el análisis por cambio en la presión del domo, ambos desde el punto de vista de parámetros distribuidos, o sea, el estudio de estos fenómenos considerando la distribución no uniforme real de la transferencia de calor a lo largo de los tubos de las paredes de agua.

I.5 Metodología de Solución

Aquí se presenta la forma en que se abordó el análisis planteamiento y como se solucionó el sistema de ecuaciones algebraico-diferenciales parciales y las ecuaciones planteadas en forma de un sistema de ecuaciones algebraico-diferenciales ordinarias resultantes de los mencionados análisis.

Debido a la importancia de los fenómenos de expansión-compresión y evaporización-condensación instantáneos que representan el comportamiento dinámico de la generación de vapor, se planteó como objetivo principal de la presente tesis obtener un modelo matemático de estos fenómenos.

Todos los planteamientos presentados se hicieron con base en los principios físicos; o sea, las ecuaciones de los balances dinámicos y de estado estable del proceso, están representados con base en las leyes físicas. Las propiedades termodinámicas del vapor saturado se representaron con polinomios de segundo orden, siempre cuidando que la desviación máxima sea menor del 5% del rango de operación, cuya desviación se considera aceptable en la simulación de procesos.

Se establecieron los siguientes pasos para resolver el problema planteado:

1. Realizar un análisis en el tiempo y la distancia de las paredes de agua en donde se ha considerando que los fenómenos de expansión y compresión como consecuencia del proceso de calentamiento; y el de evaporización y condensación instantáneos debidos a los cambios en la presión del domo, fenómenos que producen el desplazamiento de agua de las paredes de agua hacia el domo, y viceversa, del domo a las paredes de agua.
2. El análisis del proceso debe considerar la transferencia de calor, en tiempo y distancia, por las radiaciones de la flama y gases a los tubos de las paredes de agua, la transferencia de calor a través de la pared de estos tubos, y la absorción de calor por la mezcla agua-vapor

3. Con el propósito de poder verificar el comportamiento de los modelos planteados en los puntos 1 y 2, y que son el aporte principal de la investigación de esta tesis, se desarrollan los modelos de los equipos restantes del generador de vapor (sobrecalentadores, recalentador, economizador, precalentador de aire, etc.), el proceso de expansión del vapor en las turbinas, y los sistemas de agua de alimentación y condensados, todo sobre la base del criterio de parámetros concentrados lo cual facilita su solución del sistema de ecuaciones resultante, por tanto los modelos restantes se utilizaron para cerrar los lazos de control y poder ver así el efecto en el nivel del domo que es de primordial importancia en el proceso real.
4. Para obtener una solución útil en todo el rango de operación del proceso se plantea la solución numérica no lineal del modelo global resultante, para lo cual se utilizó el paquete de simulación Simulink de MatLab).

La solución aplicada se dividió en dos partes, por un lado las ecuaciones representativas del modelo de generación de vapor planteadas en forma de ecuaciones diferenciales parciales, y el resto del modelo con ecuaciones algebraico diferenciales ordinarias, en cada caso se aplica un procedimiento de solución diferente. El Simulink permite ligar ambas soluciones y ejecutar en forma coordinada dando una solución global útil para propósitos de ver los efectos de los fenómenos de expansión-compresión en el nivel del domo.

La solución aplicada para el sistema de ecuaciones diferenciales parciales se aplicó el método de diferencias finitas en la forma de solución explícita, dividiendo el largo de los tubos en 16 tramos. Las condiciones iniciales y sus condiciones frontera, se calculan en carga base (100% de generación) con la distribución espacial evaluadas con las expresiones en estado estable. La programación se realiza en un bloque función con el propósito de que se ligue apropiadamente con el resto del modelo programado con elementos tipo bloque.

I.6 Organización de la Tesis

En este capítulo I se da un panorama general de introducción en la problemática operativa y de control de las centrales termoeléctricas convencionales como la que se tomó como base de estudio para esta tesis. Además, se realiza una revisión bibliográfica del uso del modelos en el control de procesos, y del análisis dinámico como herramienta de estudio del proceso y control del mismo. También, en este capítulo se hace una revisión del estado del arte publicado del proceso de expansión-compresión como fenómeno central de estudio de esta tesis.

En el mismo capítulo I se plantea el problema de expansión-compresión y la importancia del estudio de este fenómeno explicando como afecta el nivel de agua en el domo. Finalmente se expone la metodología de estudio aplicada en el planteamiento del modelo y la solución para resolver el sistema de ecuaciones diferenciales resultantes.

En el capítulo II se da una descripción general del proceso y equipos que forman una central termoeléctrica convencional desde el generador de vapor, turbinas de vapor, condensador principal y sistemas de condensado y agua de alimentación. Aquí se incluye también una descripción de los sistemas de control principales convencionales de una central termoeléctrica.

En el capítulo III se expone el desarrollo del modelo del proceso, empezando por el planteamiento del alcance y limitaciones establecidas para el desarrollo de las ecuaciones. La presentación del desarrollo de las ecuaciones para el generador de vapor, empieza con el sistema de combustión; después, bajo el criterio de parámetros distribuidos, se establecen las ecuaciones del proceso de transferencia de calor de los gases de combustión a las paredes de agua, y de aquí a la mezcla agua-vapor.

El planteamiento de las ecuaciones restantes se realiza con el criterio de parámetros concentrados, es decir considerando uniformidad de las propiedades del fluido en los equipos, así se analiza el domo, los equipos que están en la trayectoria del vapor del domo y por los sobrecalentadores. Por otro lado se plantean las ecuaciones de los equipos y procesos en la trayectoria de los gases de combustión desde el hogar de la caldera, el exterior de los tubos de los sobrecalentadores, siguiendo por el exterior de los tubos del economizador, el precalentador de aire y finalmente el calentador aire-vapor, después del cual los gases se tiran a la atmósfera. También está incluido el sistema de flujos y presiones del aire atmosférico introducido al hogar de la caldera por los ventiladores de tiro forzado.

El modelo del generador de vapor se complementa con la interacción que tiene con las turbinas de alta, intermedia y baja presión, además de considerar la caída de presión desde el pozo caliente hasta el deaerador, el proceso de deaeración, el nivel en el tanque de almacenamiento del deaerador y los balances de flujos y presiones del sistema de agua de alimentación donde se incluyen las bombas de agua de alimentación y las correspondientes válvulas de control.

El modelo considera los sistemas de control convencionales más importantes para la estabilidad del nivel del domo y del proceso de combustión, actualmente en uso, o sea el control de combustión, el de agua de alimentación y el de nivel del deaerador.

Finalmente, en este capítulo III, a partir de las expresiones de los flujos de condensación y de evaporización instantáneos, se desarrolla modelos del flujo de evaporización y condensación instantáneos para propósitos de generar señales de prealimentación a los sistemas de control convencional de agua de alimentación y de combustión,

En el capítulo IV se presenta la solución numérica realizada en la plataforma de Simulink de Matlab; con base en la información y datos de la Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos al 100% de carga como punto de inicio de la solución. Aquí también se definen el tipo de datos presentados y la manera en que éstos se obtuvieron, Los datos y parámetros calculados se presentan en el apéndice en una tabla de dicha información. Adicionalmente en este capítulo se presentan los resultados de la simulación de cuatro tipos de pruebas realizadas: 1) pruebas en lazo abierto, 2) en lazo cerrado con lazos del control convencional, 3) en lazo cerrado con el control convencional modificado con señales de prealimentación, y 4) en lazo cerrado y control convencional con modelo del proceso anulando los efectos de la evaporización y condensación instantáneos. Las pruebas se realizaron mediante la introducción de movimientos de apertura y cierre de la válvula de admisión de vapor a la turbina, insertando las gráficas de las principales variables de las pruebas con el control convencional y con los arreglos insertados de las señales de prealimentación. Como una comprobación del efecto del proceso de condensación-evaporización se presentan pruebas de comportamiento del proceso eliminando del efecto de las expresiones desarrolladas para la ebullición y condensación dentro de las paredes de agua.

En el capítulo V se presenta una corrida de planta mostrando la alteración del nivel conforme disminuye la presión y se compara con una curva obtenida en la simulación del modelo lo cual se presenta como validación cualitativa del modelo desarrollado.

Por último en el capítulo VI se exponen las conclusiones y el principal aporte del trabajo de tesis.

REFERENCIAS DEL CAPÍTULO I

- Abdenmour, A. (2000): "An Intelligent Supervisory system for Drum Type Boilers During Severe Disturbances", *Electrical Power and Energy Systems*, 2000, pag. 381
- Aggarwal and Song, Y. (1997): "Artificial Neural Networks in Power Systems, Part 1 General introduction to neural computing", *Power Engineering Journal*, June, Pa 129-135.
- Aleksandrova, N. D., and Davydov, N. I. (1993) "Dynamic Model for a Drum-Boiler Circulation Circuit", *Thermal Engineering*, Vol. 40, No. 2, 1993, pag. 97 a 101.
- Armor, A. F., Shor, S. W. W., DiDomenico, Bennett and Smith, L.P. (1982): "Dynamic Performance of Fossil Fuled Power Plants", *IEEE Transactions*, Vol. PAS-101, No. 10, pp. 4136-4143.
- Åström, K. J. and Bell, R. D. (1988): "Simple drum boiler models", *IFACC Int. Symposium on Power Systems, Modelling and Control Applications*, Brussels, Belgium, pp. 123-127.
- Åström, K. J. and Bell, R. D. (1993) "Nonlinear Model for Steam Generation Processes", preprints *IFAC 12th world congress*, Sidney Australia, vol. 3, pag. 395 a 398.
- Åström, K. J. and Bell, R. D. (2000): "Drum-boiler dynamics", *Automatica*, 36, pag. 363 a 378.
- Åström, K. J. and Eklund, K. (1972): "A simplified non-linear model of a drum boiler-turbine unit", *International Journal of Control*, vol. 16, pag. 145 a 169.
- Bell, R. D., and Åström, K. J. (1996), "Fourth order Non-Linear Model for Drum Boiler Dynamics", *IFAC 96, Preprints 13th World Congress*, San Francisco CA, vol. 0, pag. 31 a 36.
- Caseau, P. and Godin, P (1969): "Mathematical modeling of power plants", *Electrical Engineering Transactions of the Institution of Engineers*, Australia, vol. EE5 (1), pp. 151-156.
- CFE (2007), Programa de Obras e Inversiones del Sector Eléctrico 2007-2016, Subdirección de Programación, Gerencia de Programación de Sistemas Eléctricos, CFE, pages 2-1 y 2-2.
- Chan, H. L., Rad, A. B. (2000) "Real-Time Flow Control Using Neural Networks", *ISA Transactions* 39 (2000) 93-101.
- Cheres, E. (1990): "Small and Medium Size Drum Boiler Models Suitable for long Term Dynamic Response", *IEEE Transactions on Energy Conversion*, Vol. 5, No. 4, pp. 686-692.

- Chien, K. L., Ergin, E. I., Ling, C. and Lee, A. (1958): "Dynamic analysis of a boiler", Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, vol. 80, pp. 1809-1819.
- Dai, H. and Thomson W. (1994): "Use of Neural Networks for Modelling the Steam Generator of a Nuclear Power Plant", Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering, Vol. 2, pp. 734-738.
- Depew, C. et al, (1998): "Dynamic Simulation for IGCC Process and Control Design", Hydrocarbon Processing, pp. 107-108.
- De Mello, F. P., Fellow (1991): "Boiler models for System Dynamic Performance Studies", IEEE Transactions on Power System, Vol. 6 No. 1, February 1991, pp. 66-74.
- Ferrarini, L. and Maffezzoni, C. (1992): "Simulation of heat exchangers in fossil fired power plants: a method to avoid Gibbs Phenomena", IFAC Control Power Plants and Power Systems, pp. 31-36
- Flynn, M. E. and O'Malley, M. J. (1999), "A Drum Boiler Model for Long Term Power System Dynamic Simulation", IEEE Transactions, Vol. 1, February 1999, pp. 209-217.
- Habbi, H., Zelmat, M., & Bouamama, O. B. (2003). A dynamic fuzzy model for a drum-boiler-turbine system. Automatica, Vol. 39, pp. 1213-1219.
- Habibiyan, H., Setayeshi, S. and Arab-Alibeik, H. (2004): "A fuzzy-gain-scheduled neural controller for nuclear steam generator", Annals of Nuclear Energy, vol.31, pp. 1765-1781.
- Havlena, V and, Beran, Z. "Honeywell Contribution to Advanced Combustión Control", Honeywell Technology Center Prague, Honeywell Inc. (referencia **W-1587** de biblioteca del Instituto de Investigaciones Eléctricas).
- Hiyama, T. et al (1999): "Artificial Neural Network Based Modeling of Governor-Turbine System", IIEE Paper No. 0-7803-4893-1/99.
- Hogg, B. W.; El-Rabaie, N. M. (1990): "Generalized Predictive Control of Steam Pressure in a Drum Boiler", IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol . 5 No. 3, pp 485-492.
- Jin, L., et al (1998): "An Intelligent Discontinuous Control Strategy for Hydroelectric Generating Unit", IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 13, No. 1, March, Pgs- 84-89
- Kallappa, P., Ray, A. (2000). Fuzzy wide-range control of fossil power plants for life extension and robust performance, Automatica, Vol. 36, No. 1, pp. 69-82.
- Kothare, M. V., Mettler, G. Bendotti, P., Morari, M., Bendotti, P. and Falinover, C. M. (2000) "Level control in the steam generator of a nuclear power plant", IEEE Transactions on Control System Technology, vol. 8, No. 1, pp. 55-69
- Kwan, H. W.; Anderson, J. H. (1970): "A Mathematical Model of a 200 MW Boiler", International Journal of Control, Vol. 12(6), pp. 977-998.
- Lin, C. and Lin Tsung-Ming (1999). Empirical steam generator water level modeling using neural networks, Nuclear Technology, vol. 127, pp. 102-112.
- Lu, S. (1999): "Dynamic modeling and simulation of power plant systems", Proceedings of the Institute of mechanical Engineers, pp. 7-22.

- Maffezzoni, C. (1992): "Modeling and Simulation of power-plant control", IFAC Symposium on Control of Power Plants and Power System, Munich, pp. 15-23.
- Maffezzoni, C. (1996): "Boiler-turbine dynamics in power-plant control", Control Eng. Practice, Vol. 5, No. 3, pp. 301-312.
- Maffezzoni, C. (1997): "Boiler-turbine dynamics in power-plant control", IFAC 13TH Triennial World Congress, San Francisco USA, pp. 1-12.
- McDonald, J, P, and Kwantry (1970): "A mathematical model for reheat boiler-turbine generator systems", Proceedings of IEEE PES Winter Power Meeting, vol. paper 70-CP221-PWR, pp. 1-19.
- Moon, B. S., Kim, K. R., and Kim, S. B. (1996): "Experiments on steam generator water level swell and shrinkage", Nuclear Science and Engineering, vol. 122, No.3, pp. 417-422.
- Speedy, C. B., Bell, R. D. and Goodwin, G. C. (1970): "Dynamic modelling of a steam generator using least squares analysis", Proceedings of JACC, Atlanta Georgia, pp. 365-372.
- Zhao, F., Ou, F. and Du, W. (2000): "Simulation modeling of nuclear steam generator water level process", ISA Transactions, vol. 39, pp. 143-151.

II DESCRIPCIÓN DEL PROCESO Y CONTROL CONVENCIONAL

En este capítulo se dan primero los datos generales más importantes que definen el tipo y capacidad del generador de vapor como equipo principal a modelar, proporcionando además un diagrama de toda la planta.

Se incluye, en forma breve y concisa, la descripción del proceso y equipos que forman al generador de vapor y equipos externos con los cuales se cierra el ciclo del proceso de generación de energía eléctrica.

Finalmente se describe la funcionalidad de los lazos de control principales; agua de alimentación, de combustión y deareador.

II.1 Información General

El trabajo de tesis propuesto ha tomado como base de cálculo a la unidad I de la Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, la cual inició su operación el 29 de junio de 1976, CFE (1991). El proceso considerado incluye los siguientes sistemas de equipo y proceso de acuerdo con la referencia CFE (1991): suministro de combustible, generador de vapor, turbinas de vapor (de alta, media y baja presión), condensador principal, sistema de condensados, y el sistema de agua de alimentación.

Adicionalmente se incluye los sistemas de control principales de la planta, estos son: Control de combustión, control de agua de alimentación, y control de nivel del deareador.

La válvula de estrangulamiento se ha dejado en lazo abierto con el propósito de introducir perturbaciones de la presión del vapor y de esa manera probar la respuesta del sistema en su conjunto.

El generador de vapor considerado tiene las siguientes características principales [2]:

Capacidad instalada	300 MW.
Posición de quemadores	Tangenciales
Control de temperatura del vapor	Por inclinación de quemadores y atemperación
Combustible	Gas natural en arranque y combustóleo en generación
Diseño:	Radiante de circulación forzada y hogar presurizado
Flujo de vapor:	977,000 Kg/h
Presión de diseño	197 Kg/cm ²
Temperatura del vapor sobrecalentado	540.55 °C

Temperatura del vapor recalentado: 540.55 °C

La figura II.1.1 ilustra en forma simplificada el arreglo de los equipos principales de la planta de generación de la unidad 1 de la Central Termoeléctrica Tula de acuerdo con la referencia CFE (1991).

II.2 Descripción Funcional del Proceso

El combustible considerado para el estudio de esta tesis, es el gas natural, el cual se prefirió debido a la disponibilidad de datos de su composición y demás información requerida para los cálculos relacionados con el combustible. La diferencia más importante con respecto al combustóleo, que es normalmente el combustible utilizado en control de carga, es el poder calorífico y esto solo hace una diferencia multiplicativa sin que esto altere la dinámica del proceso.

El suministro de gas se da a través de una válvula reguladora auto-operada³ que se encarga de suministrar el combustible a presión constante.

La válvula de control de combustible es de actuador neumático y recibe la señal de control del sistema de combustión el cual se describe más adelante. La válvula tiene prevista una posición mínima del vástago que garantiza el fuego mínimo y evitar así el apagado de los quemadores por una señal de posicionamiento muy baja del control de combustión.

II.2.1 Generador de Vapor

Paredes de Agua-Domo

El generador de vapor tiene como función principal, a partir del quemado del combustible, producir el vapor de agua con las características que se requiere para cada etapa una de las turbinas (de intermedia y alta presión).

El generador de vapor, también llamado caldera, recibe agua precalentada, prácticamente su punto de ebullición, del sistema de agua de alimentación, introduciéndose en el domo después de pasar por el economizador, ver figura II.2.1.1.

En el domo a su vez, el agua es succionada por dos bombas de circulación forzada, cada una diseñada con capacidad del 60% de la capacidad total de generación, y que introduce el agua al domo inferior el cual tiene la función de distribuir el agua en los tubos que forman las paredes de agua. La bomba de recirculación opera a velocidad constante y proporciona un flujo de agua fijo a las paredes de agua. Las bombas de circulación forzada cumplen con el objetivo de aumentar la eficiencia de la transferencia de calor al garantizar alta velocidad de la mezcla agua-vapor en los tubos de las paredes de agua.

³ **Auto-operada.** Dispositivo mecánico de control compactado en un solo instrumento que detecta y controla a la variable de un proceso, y cuya energía para operar la toma del mismo proceso.

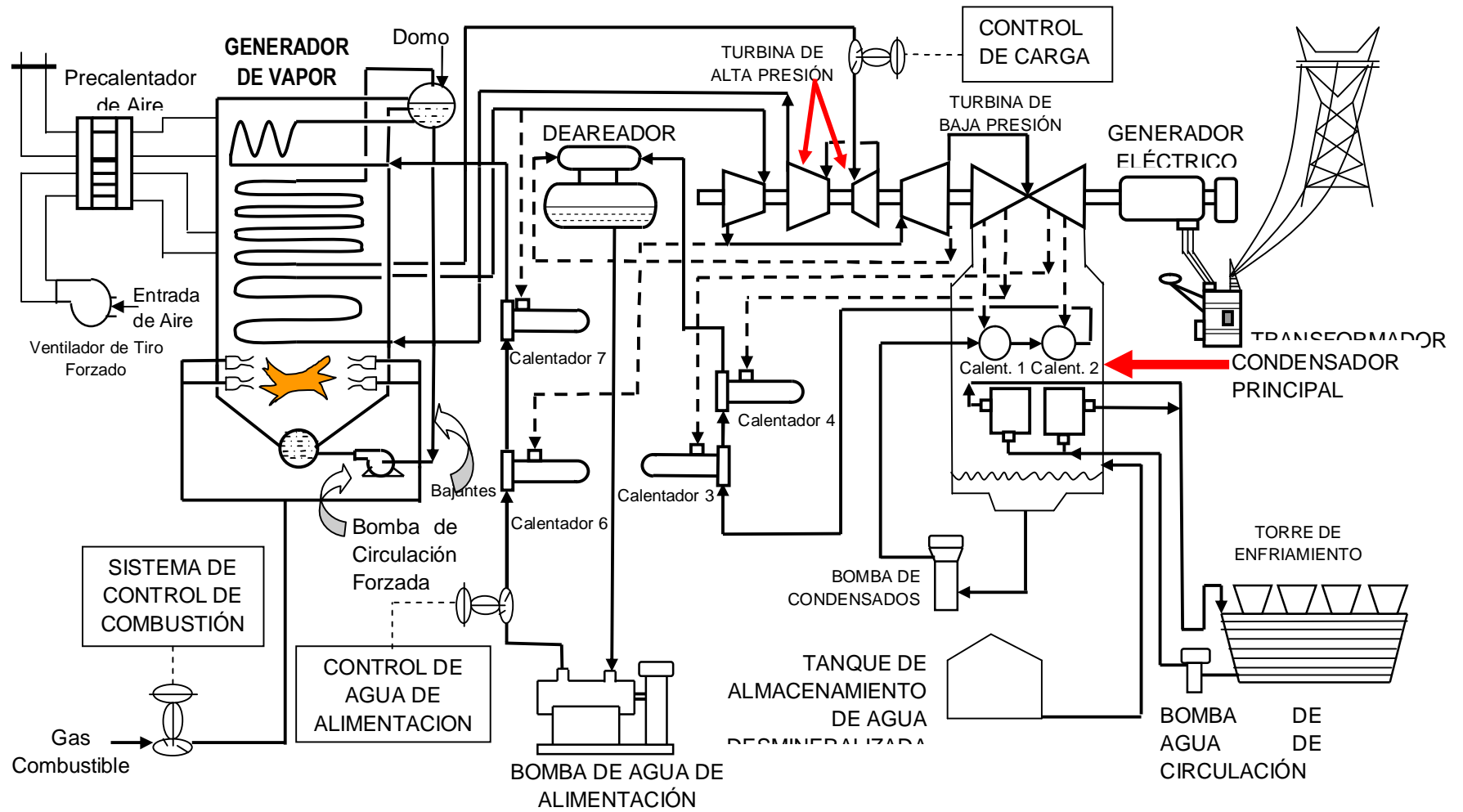


Figura II.1.1. Proceso de Generación de Energía Eléctrica

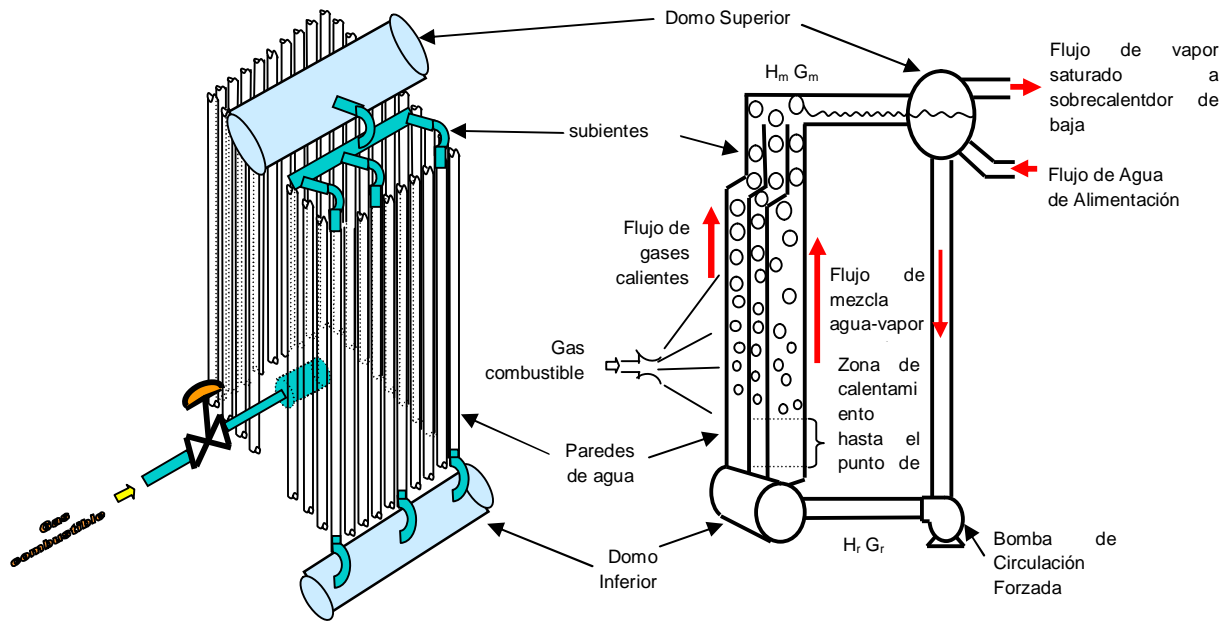


Figura II.2.1.1. Equipo y proceso de generación de de vapor

Parte de la energía calorífica generada por la combustión del combustible es transferida al agua por las paredes de tubos, mejor conocidas como paredes de agua, y la mezcla agua-vapor producida se lleva al domo para su separación, lo cual se puede apreciar en la figura antes mencionada.

La energía térmica de la combustión es transferida a las paredes de agua en forma de energía radiante de la flama y de los gases de combustión. Las paredes de los tubos, de las paredes de agua, transfieren la energía térmica, recibida por la radiación a la mezcla agua vapor que circula por el interior de dichos tubos. Conforme asciende la mezcla agua-vapor y recibe más calor la calidad del vapor va en aumento y al mismo tiempo la relación volumétrica del vapor en la mezcla también crece, hasta que sale de esta zona de paredes de agua. La mezcla agua-vapor se dirige al domo donde se separa el vapor del agua. El vapor generado en estas condiciones es vapor saturado.

El domo es un recipiente cilíndrico horizontal con tapas toriesféricas; su función, además de separar el agua y vapor de la mezcla proveniente de los subientes, es proporcionar una carga de agua almacenada para suministrarla a los subientes y evitar que el domo se evacue completamente poniendo en riesgo de ruptura a los tubos de las paredes de agua por alto calentamiento. Igualmente el domo proporciona vapor saturado a los sobrecalentadores.

II.2.2 Sobrecalentadores y Recalentador

El vapor saturado almacenado en el domo es conducido al sobrecalentador de baja temperatura (ver figura II.2.2.1) para su primera etapa de sobrecalentamiento. La energía térmica recibida por este sobrecalentador la obtiene de los gases de combustión que salen del sobrecalentador de alta temperatura en la trayectoria de gases a través del tren de sobrecalentadores

El vapor que sale del cabezal de salida del sobrecalentador de baja es atemperado mediante el rociado de agua en el seno del vapor utilizando una válvula especial para el

recalentarlo para que pueda ser utilizado en la turbina de presión intermedia aumentando así la eficiencia del ciclo.

II.2.3 Economizador

A este equipo llega el agua proveniente de los calentadores de alta presión. La función del economizador es elevar a la temperatura de agua de alimentación que se introduce al domo hasta una temperatura cercana a la del punto de ebullición a la presión correspondiente en el domo. La energía térmica utilizada para este propósito se obtiene de los gases que salen del sobrecalentador de baja.

II.2.4 Precalentador regenerativo

El sistema cuenta con dos precalentadores regenerativos rotativos, uno por cada tren de entrada de aire a la caldera. Este equipo se encuentra en la trayectoria de los gases de combustión y tiene la finalidad de recuperar energía térmica de los gases de combustión de escape, transmitiendo esta energía al aire que entra en sentido contrario, ver figura II.2.2.1. El precalentador de aire regenerativo es un equipo giratorio, compuesto de compartimentos, llamados canastas, que contienen láminas corrugadas, CFE_1 (1984) . El cilindro giratorio al girar alternativamente pasa por el ducto de aire y por el ducto de los gases de escape, de manera que las láminas corrugadas absorben calor cuando pasan por los gases de escape y al entrar en contacto con el aire le transfieren el calor absorbido al aire que después se dirige al hogar de la caldera.

II.2.5 Calentador de aire-vapor

Antes de que los gases de combustión salgan a la atmósfera, por los dos ductos de salida, pasan por su correspondiente calentador aire-vapor, cuya función es evitar que la temperatura de los gases de escape caiga hasta un valor en el que ocurre la condensación de los ácidos que se forman con los óxidos de nitrógeno y azufre, lo que de ocurrir corroería al precalentador de aire.

II.2.6 Ventiladores de tiro forzado

El aire que requiere la combustión es introducido al hogar de la caldera a través de dos ventiladores, uno por cada tren de entrada. Estos ventiladores regulan la entrada del aire de combustión por medio de ventilas movidas por un servomotor que recibe la señal de posición del sistema de control de combustión.

II.2.7 Turbinas de Vapor

El vapor saturado se separa en el domo y después se sobrecalienta en el hogar de la caldera parándolo por las tres secciones de sobrecalentamiento (baja, intermedia y de alta temperatura) y después se lleva a la turbina de alta presión como primera etapa de producción de trabajo por expansión del vapor.

El vapor de escape de las turbinas de alta es devuelto nuevamente al hogar de la caldera con el propósito de recalentarlo y llevado a las turbinas de presión intermedia para producir más trabajo por expansión del vapor en las condiciones del vapor recalentado.

El vapor de salida de las turbinas de presión intermedia, es introducido en las turbinas de presión baja para obtener el trabajo de esta última etapa de expansión del vapor.

II.2.8 Condensador Principal

El vapor de escape de la turbina de baja es recibido en el condensador principal el cual tiene dos propósitos, uno de condensar éste vapor para reinyectarlo como agua al ciclo, y el otro para producir el vacío necesario a fin de elevar la eficiencia del ciclo. El agua de enfriamiento, o agua de circulación, en la Central Tula, se extrae de pozo para luego enfriarse en torres de enfriamiento y reutilizada en ciclo cerrado por obvias razones económicas.

El sistema de condensados devuelve al ciclo el agua condensada y almacenada en el pozo caliente. Dicho pozo está ubicado en el fondo del condensador principal y su función es servir como recipiente de oscilaciones de la bomba de condensados a manera de garantizar que siempre habrá agua disponible para la bomba de condensados.

El tanque de almacenamiento de agua desmineralizada tiene el propósito de proporcionar el agua necesaria para el control de nivel del pozo caliente y reponer el agua del ciclo que se pierde por fugas, siendo la más grave la rotura de tubos en el hogar de la caldera.

La bomba de condensados envía el agua condensada a los calentadores de agua 1 y 2 los cuales están ubicados dentro del condensador principal pero utilizan como medio de calentamiento vapor de extracción de las etapas finales de la turbina de baja.

El agua que sale de los calentadores 1 y 2 es conducida a los calentadores de baja 3 y 4 (ver figura II.1.1), así llamados porque el medio de calentamiento es vapor de presión baja de la turbina de baja.

El sistema de condensados termina dejando el agua caliente, proveniente de los calentadores 3 y 4, en el deareador el cual es en realidad el calentador 5 que a diferencia de los anteriores es de contacto directo con vapor de extracción de la turbina de presión intermedia.

El deareador además es el medio por el cual se extrae los gases incondensables filtrados hacia adentro del sistema en los puntos de baja presión de vapor como el condensador principal. Los incondensables se desechan por medio de una purga continua de vapor.

II.2.9 Sistema de Agua de Alimentación

El sistema de agua de alimentación tiene la función de proveer el agua que requiere el domo del generador de vapor por medio de la válvula de control de agua de alimentación y de esta forma de tratar de mantener el nivel de agua en el domo a pesar de los cambios en la demanda de vapor requeridos por la turbina.

La bomba de agua de alimentación da al agua la presión requerida para vencer la presión del domo.

II.3 Circuitos de Control Convencional

Bajo este título se describen los sistemas de control típicos que se han utilizado hasta la fecha en el control regulatorio de las Centrales Termoeléctricas convencionales, o sea las basadas en el Ciclo Ranking, como la planta de Tula tomada como base de cálculo en el presente estudio.

II.3.1 Control de Combustión

Para un control de turbina en seguimiento, en donde la presión del vapor principal es la variable controlada, es decir, cuando el sistema se encuentra operando en su carga base, la regulación del combustible proporcionará la energía necesaria para la producción (flujo) de vapor a la presión requerida por la turbina.

En vista de que el combustible requiere aire para su combustión éste se suministra en la proporción que la reacción de combustión necesita para efectuarse de manera completa, lo cual se garantiza con un exceso de aire de aproximadamente el 5% con respecto la cantidad estequiométrica⁴, por lo tanto el sistema de control de combustión regula el aire de combustión de acuerdo con el combustible que se consume.

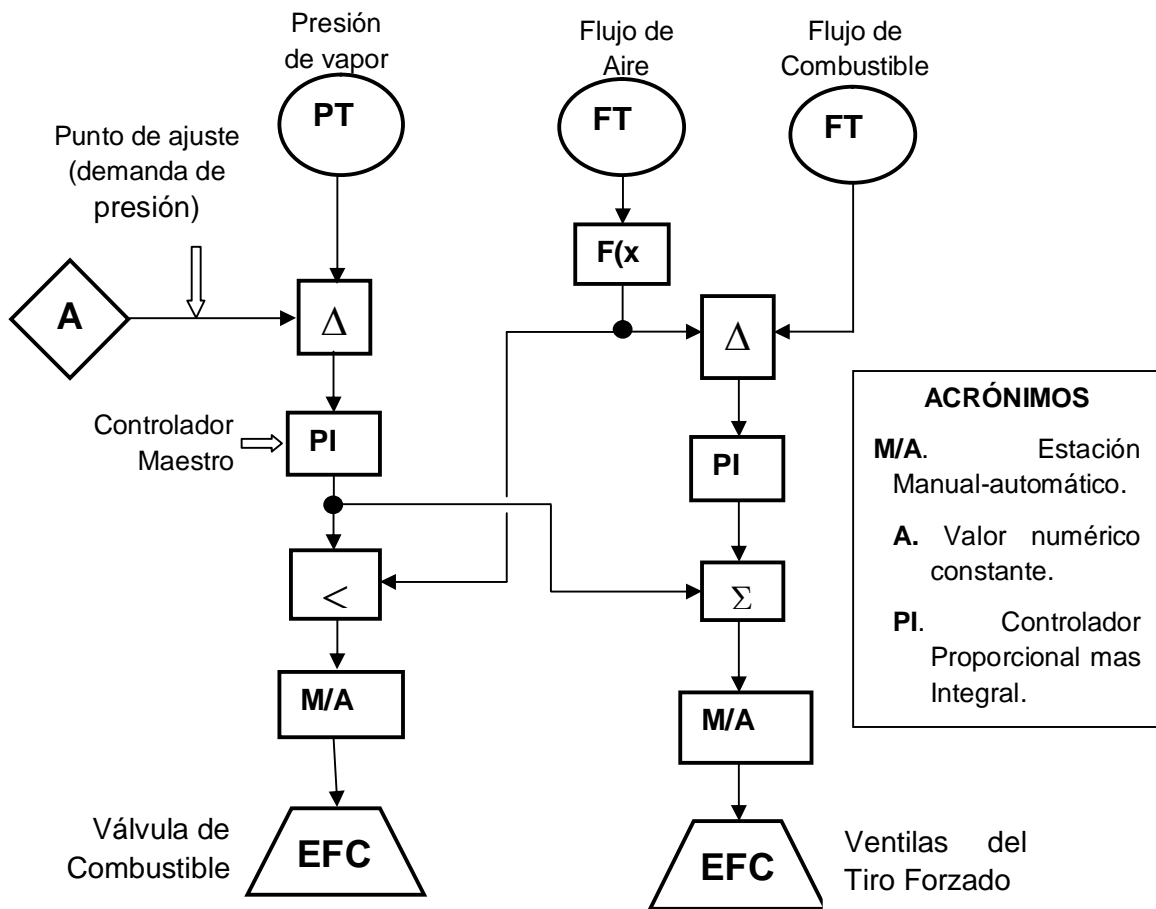


Figura II.3.1.1. Sistema de control de combustión de una unidad de generación eléctrica.

Debido a que la característica de flujo de la válvula de control de combustible generalmente es logarítmica, y a las no linealidades del proceso (medición del flujo de aire transmitida como diferencia de presiones la cual tiene una relación cuadrática con el flujo) además de que la relación de posición de las ventilas del tiro forzado con respecto al flujo de aire liberado es una función no-lineal. Por estas razones la relación aire-combustible se calibra

⁴ Estequiométrico(a). Se refiere a las cantidades requeridas de cada reactante para que la reacción se lleve a cabo al 100%

con pruebas de campo a manera de garantizar siempre una combustión completa con el mínimo de exceso de aire. La relación aire-combustible se efectúa caracterizando la señal de flujo de aire mediante la función $f(x)$ de la posición de la válvula de combustible.

La figura II.3.1.1 muestra el diagrama de bloques del control de combustión donde se ilustra la funcionalidad del control el cual fue extraído de la referencia CFE (1993).

El controlador maestro de presión, **P+I** (Proporcional más Integral) genera la señal de control para la válvula de combustible; esta señal que es limitada por la señal del flujo de aire de combustión caracterizado, más una desviación que no debe sobrepasar el flujo de combustible.

Un controlador PI genera la señal de posición de las ventilas del tiro forzado, pero esta señal tiene como señal anticipatoria al flujo de combustible representado por la señal de salida del controlador maestro de presión, así cualquier cambio en el flujo de combustible, como consecuencia del movimiento en la señal del controlador maestro, tendrá efecto inmediato en el flujo de aire.

II.3.2 Control de Agua de Alimentación

El control de nivel del domo, programado en esta tesis, se ha simplificado con el objeto de que solo sirva para los propósitos de prueba del modelo del proceso, sin embargo tiene los elementos principales del control real que opera en el esquema de control llamado de tres elementos.

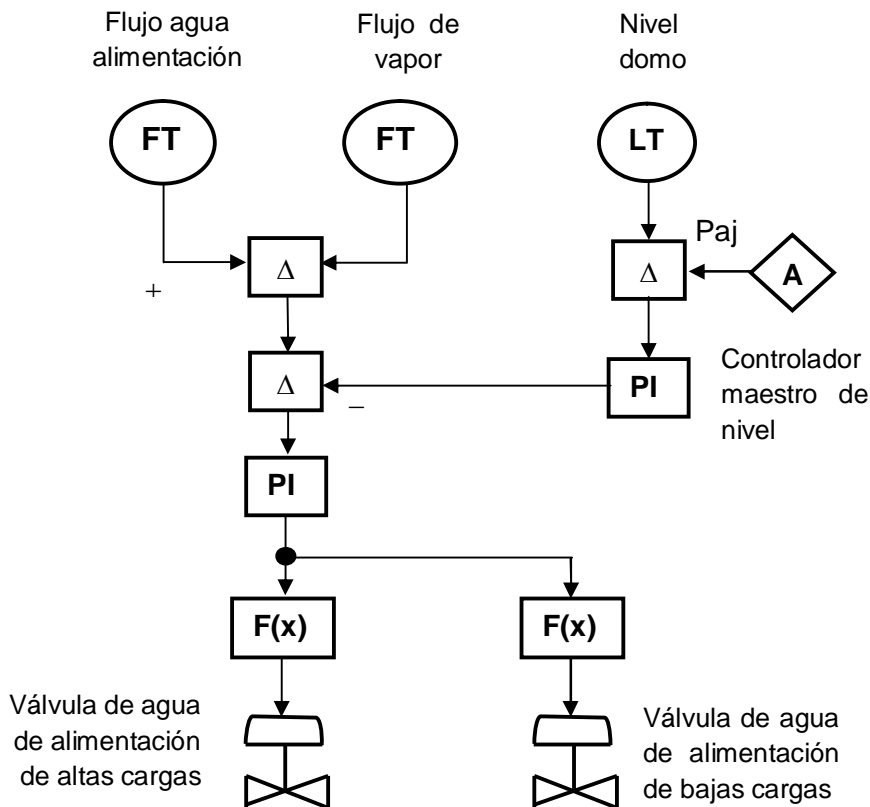


Figura II.3.2.1. Sistema de control de agua de alimentación de una unidad de generación eléctrica

El control de nivel del domo es mejor conocido como %control de agua de alimentación+. Al nombre de agua de alimentación con frecuencia se le agrega el calificativo %de tres elementos+, lo cual se debe a que el esquema de control considera a las variables de los flujos de vapor y agua de alimentación, y el nivel del domo, ver figura II.3.2.1.

El esquema de control utilizado es un esquema convencional, referencia CFE (1978), el cual aplica un balance de materia con los flujos de agua de alimentación y de vapor, restando el primero del segundo, esta diferencia, la cual debe mantenerse cerca de cero, es después compensada con la señal de salida del controlador maestro de nivel del domo. Así, el controlador secundario reaccionará por la diferencia de flujos de agua de alimentación y vapor, y también por desviaciones en el punto de ajuste del controlador maestro de nivel. El controlador maestro opera con los modos de proporcional más integral (controlador **PI**), por tanto, cualquier diferencia entre el punto de ajuste del nivel del domo y el nivel real del agua en el mismo hará que esta compensación, por efecto de la acción integral del controlador maestro, cambie continuamente buscando que el nivel del domo esté en el valor de su punto de ajuste.

La manipulación del flujo de agua de alimentación se realiza mediante dos válvulas, una para operar cuando la generación de electricidad sea menos al 17%, válvula de bajas cargas, y otra cuando la generación está por arriba de este valor del 17%, con la válvula de altas cargas. En las curvas de caracterización, tomadas de información proporcionada por la planta, de estas válvulas, tienen en las abscisas la señal de control que reciben del sistema de control de agua de alimentación, y en la ordenada se tiene la posición de la válvula, estas curvas se ilustran en le figura II.3.2.2.

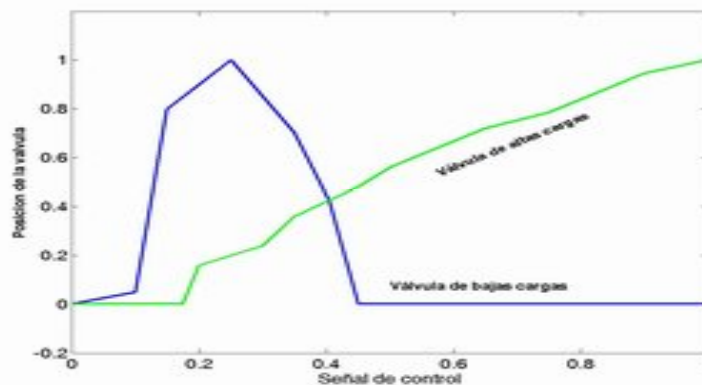


Figura II.3.2.2. Caracterización de las vaivulas de agua de aiiimentacion de altas y bajas cargas.

Otra diferencia con el equipo real es la bomba de agua de alimentación, la cual en la realidad tiene un variador de velocidad tipo hidrodinámico el cual hace que la bomba actúe como elemento final de control regulando el flujo, sin embargo sólo puede hacerlo cuando la señal de control sea del 25% o mayor, por lo tanto, a bajas cargas el control de nivel es únicamente a través de las válvulas de bajas y altas cargas.

En nuestro caso se ha obviado a la bomba como parte del control de agua de alimentación ya que no es propósito de este estudio analizar el comportamiento del control de agua de alimentación.

II.3.3 Control de Nivel del Deareador

El agua del pozo caliente llega al deareador impulsada por las bombas de condensado y la hacen pasar por los calentadores de baja presión.

El flujo de agua de condensados se controla, para regular el nivel del tanque de almacenamiento del deareador (llamado también tanque de oscilaciones) a través de dos válvulas de control, las cuales operan con la misma señal de control pero en rango dividido. Para niveles de operación de bajos flujos, como durante el arranque en control de velocidad de la turbina y a bajas generaciones de carga, la válvula de menor tamaño actuará en el rango inferior de la señal de control; en tanto que en condiciones de alta demanda de flujo de agua ésta válvula quedará abierta, mientras la válvula de mayor tamaño actuará para suministrar la demanda de agua que se requiere para asegurar un nivel mínimo en el tanque de almacenamiento del deareador.

II.3.4 Control del Suministro de Gas Combustible

El suministro del gas combustible se realiza por PEMEX a través de una estación; la presión en la línea de suministro a las válvulas de control de combustión, se regula con un lazo de control de presión para proporcionar una presión de gas constante a la entrada de la válvula de control de combustión, que suministra el gas a quemadores.

Un mal funcionamiento de este sistema de control, ya sea por variaciones en la presión del suministro por PEMEX o porque el circuito de control no esté operando apropiadamente, tendrá consecuencias en el comportamiento dinámico del sistema de control de combustión.

REFERENCIAS DEL CAPÍTULO II

- CFE (1978), Comisión Federal de Electricidad, lógico 820, Sistema de Control de Agua de Alimentación, Planta Termoeléctrica de Mazatlán, Unidad 3, diagrama DL33351F, hoja 1/3.
- CFE (1991), Comisión Federal de Electricidad, Prontuario de Datos Técnicos de la Central termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, CAP-G01-91, 02-07-91.
- CFE_1 (1984), Procedimiento de Operación Particular del Sistema Aire-Gases U-1/2, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Generación Termoeléctrica Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Documento DO-031
- CFE_2 (1984), Procedimiento de Operación Particular del Sistema Agua-Vapor U-1/2, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Generación Termoeléctrica Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Documento DO-028
- CFE (1991), Comisión Federal de Electricidad, Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos, Diagramas del Sistema de Control analógico Unidad No. 2, Departamento de instrumentación y control.

III MODELO DEL PROCESO

Como entrada se establecen el alcance y las limitaciones generales para el desarrollo del modelo del proceso considerando la Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos (CTFPR) de Tula Hidalgo.

El planteamiento del modelado se hace de forma secuencial empezando por el sistema de combustión, el hogar de la caldera, el proceso de generación de vapor y siguiendo la trayectoria del vapor se sigue por los sobrecalentadores y después la trayectoria de los gases de combustión hasta salir del generador de vapor cerrando el ciclo con la introducción de aire al hogar de la caldera.

Adicionalmente, el modelado incluye los equipos externos al generador de vapor como las turbinas y los sistemas de condensados y de agua de alimentación.

III.1 Alcances y Limitaciones

El modelo del proceso planteado se puede dividir en dos partes, en la primera se realiza el análisis de la generación de vapor en las paredes de agua, mediante un análisis de parámetros distribuidos teniendo como variables independientes el tiempo y la posición; en la segunda parte se establece el análisis con el criterio de parámetros concentrados de los restantes equipos del generador de vapor y equipos externos, turbinas, bombas, tuberías, etc.

El alcance y limitaciones generales fijadas para el planteamiento del modelo son las siguientes:

1. El modelo será capaz de simular a partir del estado de carga base⁵ ya que el proceso de arranque de la unidad no está dentro del alcance de esta tesis; entonces, a partir del punto de operación en carga base se introducirán perturbaciones suficientemente fuertes para probar el comportamiento del proceso y su control.
2. Se programaron los circuitos de control convencional actualmente en operación en la planta con el propósito de cerrar los lazos de control y proceso y de esta manera evaluar el comportamiento dinámico del proceso y control; adicionalmente se probaron modificaciones en las estrategias de control con base en algunas ecuaciones del proceso con el propósito de demostrar la utilidad de los modelos desarrollados en este trabajo de tesis.
3. Todas las válvulas de control, debido a la falta de información, se consideran de característica de flujo lineal en ausencia de información; a pesar del error que se pueda incurrir por esta simplificación, se considera que los resultados son útiles para los propósitos del presente estudio.
4. Se toma como base de cálculo la información disponible de la Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos de Tula Hgo.

⁵ Es potencia eléctrica generada al 100% de su capacidad.

5. En el desarrollo de los modelos se considera que:

- En vista de que el punto central del estudio es el fenómeno de expansión-compresión y de evaporización-condensación en los subientes, aquí es donde se aplica el criterio de parámetros distribuidos; o sea, este criterio se aplica al proceso de transferencia de calor a las paredes de agua y en el de generación de la mezcla agua-vapor en las paredes de agua del generador. Las restantes partes del análisis se aplica el punto de vista de parámetros concentrados, con lo cual se puede tener una solución más expedita con poca pérdida de su validez para el propósito principal mencionado en el inciso I.1.
- En vista de la existencia de flujo turbulento de la mezcla de vapor y el agua en los subientes se consideran ambas fases en equilibrio termodinámico.
- Las paredes de agua y el domo se consideran a la misma presión, esto en vista de que la diferencia de presiones entre el fondo y el domo es de solo aproximadamente 39,000 Pa (0.753 kg/cm²). Esta consideración facilita el análisis sin que prácticamente se pierda precisión en el comportamiento del modelo.
- Las propiedades termodinámicas del vapor y líquido saturados se calculan todas con una función univoca de la presión del vapor, adecuándolas a polinomios de segundo orden de manera que el error de desviación máximo no rebase el 5% de su valor en tablas, lo cual se considera como aceptable en los estudios de simulación de procesos.
- La densidad del agua fuera del domo y subientes se considera constante ya que comparativamente con la del vapor prácticamente no cambia en las condiciones de las paredes de agua y del domo.
- El gas combustible y los gases de combustión se consideran con comportamiento de gases ideales, lo que para propósitos de simulación es aceptable.

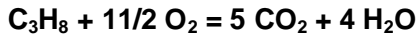
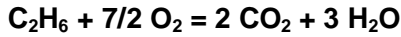
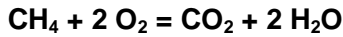
Otras simplificaciones específicas se plantean en el desarrollo del modelo de cada caso.

III.2 Sistema de Combustión

Temperatura de los Gases de Combustión

En la Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos (**CTFPR**) se utiliza el gas natural como combustible en el arranque y el combustóleo en la etapa de generación, sin embargo en este trabajo de tesis se ha utilizado al gas natural debido a la disponibilidad de información de la composición la cual es reportada por esta planta como sigue: metano (**88.034%**), etano(**10.17%**), propano (**0.29%**) y en menor proporción al **2%** el total de los gases restantes, por tanto considerando despreciables los calores de reacción por la posible formación de derivados del nitrógeno (**NO_x**).

Las reacciones de los tres componentes principales del gas combustible: metano CH₄, etano C₂H₆ y propano C₃H₈, los cuales reaccionan con el oxígeno (O₂) para formar bióxido de carbono (CO₂) y agua, como se establece en las siguientes expresiones balanceadas:



De acuerdo con estas reacciones la combustión total del gas combustible requerirá una cantidad precisa de oxígeno y por tanto este reactivo limita (reactivo limitante) el flujo de gas máximo a reaccionar. Es decir, si se introduce más combustible que el que puede reaccionar con el oxígeno del aire, entonces la cantidad de combustible que no reaccionó saldrá por la chimenea.

El flujo de gas combustible se introduce mediante la válvula de combustible, considerando una válvula de característica lineal, planteando un análisis a partir del balance de energía de Bernoulli, se llega a la siguiente expresión:

$$G_c = Y_c C_{f,c} \sqrt{\frac{P_{ce}^2 - P_{gh}^2}{T_{ce}}} \quad \text{III.2.1}$$

Planteando un análisis energético dinámico del proceso de combustión, nos proporciona una ecuación diferencial cuya variable de estado es la temperatura de la flama T_{fh} (ver ecuación III.2.2), con lo cual se facilita la solución del modelo.

Las energías térmicas de entrada al volumen de reacción (ver figura III.2.1) es la energía producida por reacción de combustión y la que trae el aire que entra a la cámara de combustión, en tanto que la energía térmica de salida del volumen de reacción es la de los gases de combustión, la diferencia entre la entrada y salida será la energía acumulada, o sea:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Rapidez de acumulación} \\ \text{de energía térmica en el} \\ \text{volumen ocupado por la} \\ \text{reacción de combustión} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Energía térmica de} \\ \text{los gases generada} \\ \text{por la combustión} \\ G_c(a+Ex_{air})J \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Energía térmica} \\ \text{del aire que entra} \\ \text{al hogar} \\ G_{air}Cp_{fair}(T_{eair}-T_0) \end{array} \right] \neq \left[\begin{array}{l} \text{Energía térmica de los} \\ \text{gases de combustión} \\ \text{después de la reacción} \\ G_{gf}Cp_{gc}(T_{fh}-T_0) \end{array} \right]$$

$$Cp_{gf} M_{acgh} \frac{dT_{fh}}{dt}$$

La ecuación resultante de este balance es:

$$\frac{dT_{fh}}{dt} = \frac{G_c(a+Ex_{air})J + G_{air}Cp_{eair}(T_{eair}-T_0) - Cp_{gf}G_{gc}(T_{fh}-T_0)}{Cp_{gf}M_{acgh}} \quad \text{III.2.2}$$

Donde **a** es la relación másica de combustible en su cantidad estequiométrica con respecto a la masa de combustible real que fluye y **Ex_{air}** es el exceso de aire (normalmente se fija en 5%), en términos de flujo tenemos:

$$a = \frac{G_{ceq}}{G_c}$$

III.2.3

Donde G_{ceq} es el flujo de combustible requerido por la reacción en el balance estequiométrico.

Cuando a es igual o mayor a 1 significa que el aire es suficiente y garantiza una reacción completa del combustible que fluye realmente, por el contrario si a es menor que 1 el aire es insuficiente para el combustible introducido, o sea que el flujo de combustible G_c está en exceso y el valor de a da la proporción real que reacciona con el aire, disminuyendo en esa proporción la eficiencia de la reacción, y por tanto reduciendo en esa misma cantidad la generación de energía térmica producida por la reacción. Si a es mayor que 1 entonces el 100% de eficiencia de la reacción está garantizada, en estas circunstancias a debe limitarse a 1 porque la reacción no puede sobrepasar el 100% de eficiencia.

El flujo de combustible estequiométrico, G_{ceq} , se calcula como sigue:

$$G_{ceq} = G_{O_2} q_{c/O_2}$$

III.2.4

Donde q_{c/O_2} es la relación de masa de combustible que reacciona con la masa de oxígeno estequiométrico.

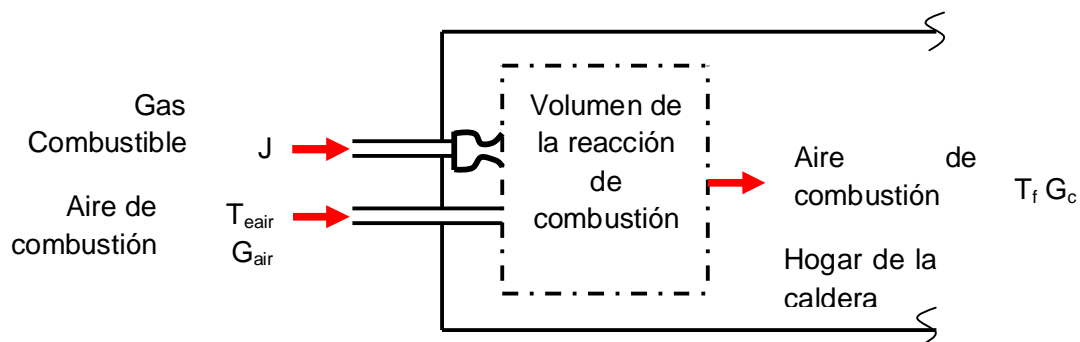


Figura III.2.1. Volumen de la reacción de combustión.

Finalmente, el flujo real de oxígeno se calcula como sigue:

$$G_{O_2} = G_{air} b$$

III.2.5

Aquí b es la proporción másica de oxígeno en el aire.

III.3 Generación de Vapor

III.3.1 Paredes de Agua

Lado Gases

Transferencia de Calor por Radiación.

El problema de transferencia de calor de los gases a las paredes de agua o subientes se complica en vista de que dicha transferencia se lleva a cabo en tres formas: radiación de la flama, radiación de los gases y por convección. La transferencia de calor por radiación, en las

paredes de agua, es dominante con respecto a la convección como se puede ver en la expresión dada por Kern (1965), donde se obtiene que la proporción de calor por convección está entre el 12 y 15% con respecto del calor total transferido.

La radiación de calor de un cuerpo negro está regida por la ley de Lambert [Bird, et al (1960)] en donde se relaciona el flujo de calor emitido por unidad de área, por unidad de tiempo y por unidad de ángulo sólido⁶, q , el ángulo de incidencia θ y la temperatura del cuerpo T , lo cual se representa por la siguiente ecuación.

$$q = \frac{\sigma T^4}{\pi} \cos\theta \quad \text{III.3.1.1}$$

Considerando dos cuerpos, uno emisor y otro receptor, con vista plena uno del otro y áreas A_1 y A_2 , la ley de Lambert se puede representar como sigue [Bird, et al (1960)]:

$$Q = A_1 F_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4) = A_2 F_{21} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad \text{III.3.1.2}$$

Donde A_1 y A_2 generalmente se eligen para que sean las áreas totales de los cuerpos A_1 y A_2 , F_{12} y F_{21} son los factores de forma de los cuerpos y están en función del ángulo de incidencia.

La ley de Lambert se ha aplicado principalmente a la radiación esférica y en el caso del hogar de la caldera que nos ocupa, de paredes de agua, es razonable considerar paredes planas formadas por los subientes como un cilindro equidistante del centro de la flama, entonces el ángulo de incidencia de la radiación de la flama sobre las cuatro paredes de agua sería el mismo para todos los puntos que estén a la misma altura de los subientes (ver la figura III.3.1.1), además considerando que la temperatura del receptor, tubos subientes, es uniforme (isotérmico) en el área de estudio, se puede plantear la siguiente expresión:

$$\Delta Q = \sigma \cos\theta (T_f^4 - T_{pw}^4) \Delta A_2$$

o bien introduciendo equivalencias de acuerdo con la figura III.2.1 y simplificando nos queda:

$$\Delta Q = \frac{k}{\sqrt{r_h^2 + Z^2}} (T_f^4 - T_{pw}^4) \Delta Z \quad \text{III.3.1.3}$$

Donde :

$$k = 2r_h^2 \pi \tau \quad \text{III.3.1.4}$$

Radiación de Gases.

Los gases de combustión están formados principalmente por nitrógeno (N_2), bióxido de carbono (CO_2) y agua (H_2O) en forma de vapor. De estudios en hornos se ha demostrado que los gases como el bióxido de carbono y el vapor de agua, absorben, y por la ley de Kirchoff emiten,

⁶ **Ángulo sólido.** Se define como el área esférica dividida por el cuadrado del radio (un hemisferio es un ángulo sólido de 2π)

cantidades significativas de radiación, en tanto que en gases de moléculas simétricas, como el nitrógeno, esta absorción y emisión no es significativa [Obert-Young (1962)].

La radiación total de una masa de gas que contiene CO_2 y H_2O dependerá de la temperatura del gas y del número de moléculas presente para lo cual se puede considerar la presión parcial del gas.

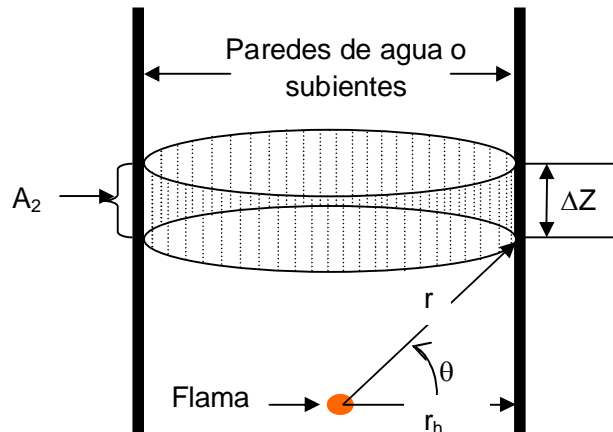


Figura III.3.1.1. Aplicación de la ley de Lambert a la radiación de flama a las paredes de agua consideradas en forma cilíndrica.

Para el cálculo del flujo térmico del CO_2 (q_c) y del H_2O (q_w) en referencia [Kern (1965)] se encuentran siguientes expresiones:

$$\left. \begin{aligned} q_{\text{CO}_2} &= 0.173 \varepsilon_{\text{CO}_2} \left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 \\ q_{\text{H}_2\text{O}} &= 0.173 \varepsilon_{\text{H}_2\text{O}} \left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 \end{aligned} \right\} \quad \text{III.3.1.5}$$

Donde q_{CO_2} es el flujo de calor por radiación del CO_2 en $\text{BTU}/(\text{Hr pie}^2)$. El número 0.173 en $\text{BTU}/(\text{Hr} \times \text{pie}^2 \times \text{R}^4)$ es la constante de Boltzman representada por con el exponente de 10^{-8} . En unidades del sistema internacional el valor de τ es:

$$\tau = 0.9732542782 \frac{W}{m^2 K}$$

Este valor sustituirá a la constante 0.173 de las ecuaciones III.3.1.5. El valor de 100 dividiendo a la temperatura absoluta T_{gh} en grados Ranking representa al valor de 10^{-8} de la constante de Boltzman. Los términos $\varepsilon_{\text{CO}_2}$ y $\varepsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ son la emisividad del CO_2 y del H_2O respectivamente. La misma referencia [Kern (1965)] proporciona gráficas para su cálculo como función no lineal del

producto de la presión parcial y de la trayectoria radiante ($P L$). Por lo tanto, la suma de las ecuaciones III.1.5 nos da:

$$\Delta Q_{CO_2H_2O} = \tau (\epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O}) \left[\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] A_{Ltc} \Delta Z \quad \text{III.3.1.6}$$

Donde ΔQ representa el calor transferido en el área de cada tramo de tubos, ΔZ , del área por unidad de longitud de A_{Ltc} .

Considerando al hogar del generador de vapor como cilíndrico, la distancia L pudiera razonablemente considerarse como constante y considerando que la relación aire combustible es aproximadamente constante y que la presión (total) del hogar de la caldera también tiene poca variación de su valor de operación normal, entonces se realizó un cálculo con los datos de las gráficas de las figuras 19-12 y 19-13 de [Kern (1965)] para el bióxido de carbono, y de $P \times L = 4.00 \text{ Atm pie}$ para el vapor de agua obteniéndose un cálculo de emisividad con pocas variaciones, tomándose:

$$\epsilon_{CO_2} = 0.1245$$

$$\epsilon_{H_2O} = 0.263$$

En vista de que conforme ascienden los gases de combustión se van enfriando, aún cuando se considere que el agua dentro de las paredes de agua se mantiene aproximadamente a temperatura de saturación, la diferencia de temperaturas entre los gases y la mezcla agua-vapor, como fuerza impulsora de la transferencia de calor, va disminuyendo.

En estas condiciones la energía térmica transferida por unidad de área, no es constante sino que se distribuye conforme asciende a lo largo de los tubos, por lo tanto la transferencia de calor se debe analizar desde el punto de vista de parámetros distribuidos, en lugar del criterio tradicional de parámetros concentrados que simplifica el planteamiento del problema y su solución. Al considerar temperatura uniforme a lo largo de los tubos resulta un sistema de ecuaciones diferenciales ordinarias en donde el tiempo es la única variable independiente.

El planteamiento de parámetros distribuidos en transferencia de calor en intercambiadores de calor, ha sido presentado desde hace tiempo como se demuestra en [Cohen-Johnson (1956) y Mozley (1956)]; en estos estudios se plantea este criterio aplicado a las paredes de agua con las características particulares del caso.

Balance de Energía en el Hogar del Generador

En el análisis anterior se puede simplificar el cálculo de la transferencia de calor de los gases de combustión a los subientes, tomando únicamente la transferencia de calor por radiación y despreciando el cálculo de transferencia de calor por convección. El balance dinámico considerando que la radiación de los gases es principalmente debida al vapor de agua y del bióxido de carbono Kern (1965) se puede plantear como sigue de acuerdo a la figura Fig. III.1.3.2:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Flujo de calor de} \\ \text{gases que entran} \\ \text{al volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de calor de} \\ \text{gases que salen} \\ \text{del volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de calor transferido} \\ \text{por radiación de flama y} \\ \text{gases por las paredes} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Rapidez de acumulación} \\ \text{de energía térmica en los} \\ \text{gases del volumen de} \end{array} \right] \quad 3.1.7$$

En términos de incrementos se plantea como sigue:

$$T_{gh} C_{p,gh} G_g|_Z - T_{gh} C_{p,gh} G_g|_{Z+\Delta Z} - \left[\left(\frac{T_{fh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] \frac{r_h B_h \Delta Z}{\sqrt{r_h^2 + Z^2}} - \left[\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] B_h (\epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O}) \Delta Z = \frac{T_{gh} C_{p,gh} M_{ac}|_{t+\Delta t} - T_{gh} C_{p,gh} M_{ac}|_t}{\Delta t} \quad III.3.1.8$$

Donde la constante de Boltzman B_h involucra al área de transferencia de calor. Como la masa acumulada de gases en el hogar es:

$$M_{ac} = A_{Th} \Delta Z \rho_{gh} \quad III.3.1.9$$

Entonces

$$-C_{p,g} \Delta(G_{g,c} T_{gh}) - \left[\left(\frac{T_{fh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] \frac{r_h B_h}{\sqrt{r_h^2 + Z^2}} \Delta Z - \left[\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] B_h (\epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O}) \Delta Z = \left[\frac{A_{Th} C_{p,g} \Delta(\rho_{gh} T_{gh}) \Delta Z}{\Delta t} \right] \quad III.3.1.10$$

Tomando incrementos diferenciales y considerando que el flujo de gases G_g no varía con la posición en las paredes de agua Z , o sea $\partial G_g / \partial Z = 0$, considerando que los términos de radiación de la flama y de los gases solo difieren en el término de emisividad, la ecuación anterior la podemos arreglar y tomando incricientos diferenciales, nos queda:

$$-C_{p,g} G_g \frac{\partial T_{gh}}{\partial Z} - \left[\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] B_h (\epsilon_{CO_2} + \epsilon_{H_2O}) - \left[\left(\frac{T_{fh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] \frac{r_h B_h}{\sqrt{r_h^2 + Z^2}} = A_{Th} C_{p,gh} \left[\rho_g \frac{\partial T_{gh}}{\partial t} + T_{gh} \frac{\partial \rho_g}{\partial t} \right] \quad III.3.1.11$$

Transferencia de calor por la Pared en los tubos

Aunque la capacidad calorífica del metal es baja comparada con la del agua, dada la cantidad de metal del total de tubos de las paredes de agua, habrá un almacenamiento de energía térmica en los tubos que es necesario considerar en la dinámica del proceso de transferencia de calor.

El planteamiento de la transferencia de calor a través de la pared de los tubos involucra a la radiación de la flama y gases, y a la resistencia a la transferencia de calor, determinada por el coeficiente de transferencia de calor a través de la película de fluido que se forma al interior de los tubos, por lo tanto, y no considerando el proceso de conducción a través del metal entre tramo y tramo, de acuerdo con la figura III.3.1.3 tendremos:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Flujo de energía térmica} \\ \text{transferida por radiación} \\ \text{de flama y gases en el} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right] \dot{E} - \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de energía térmica} \\ \text{transferida por la pared del} \\ \text{tubo a través de la película} \\ \text{de agua en el vol de control} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Rapidez de acumulación} \\ \text{de energía térmica en la} \\ \text{pared de los tubos en el} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right] \quad III.3.1.12$$

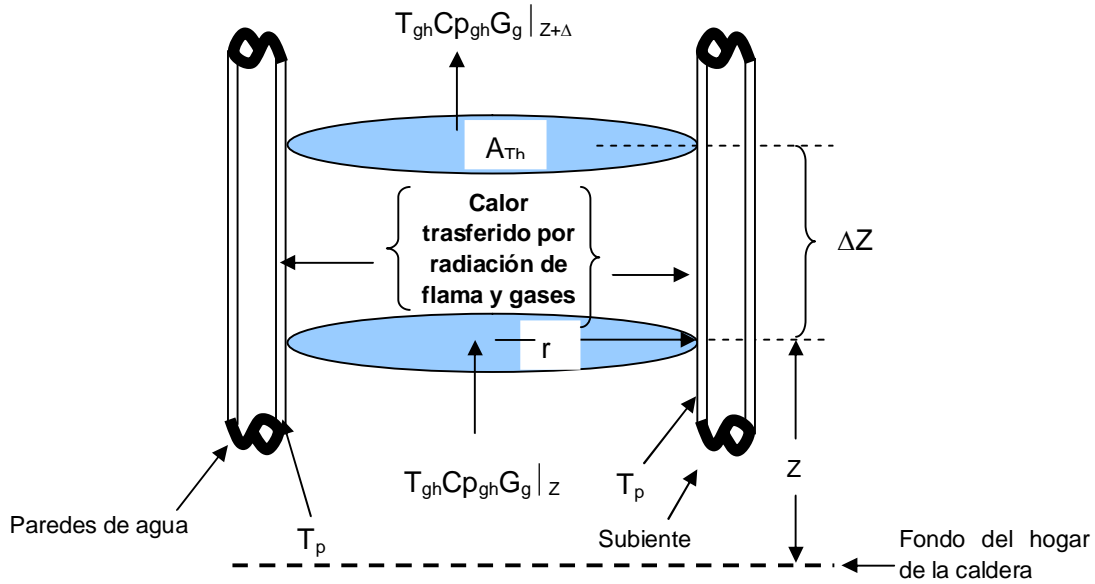


Figura III.3.1.2. Análisis dinámico en el lado gases de combustión en el hogar de la caldera.

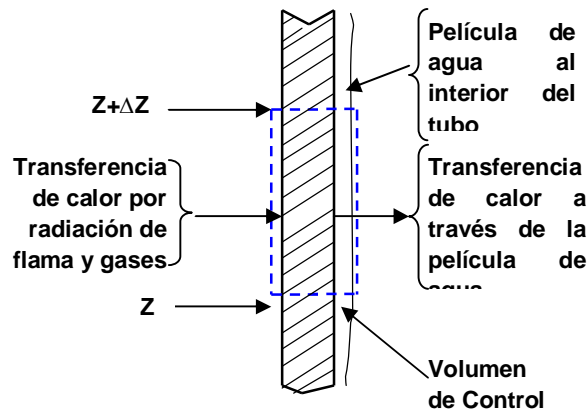


Figura III.3.1.3. Balance de energía térmica a través de la pared de los tubos de la pared de agua del generador de vapor

En términos de incrementos en el volumen de control nos da:

$$\left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] \frac{r_h B_{pw} \Delta Z}{\sqrt{r_h^2 + Z^2}} + \left[\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] B_{pw} (\epsilon_{CO_2} + \epsilon_{CO}) \Delta Z \Big|_{Vol_{Ctrl}} - h_{pw} A_{Ltc} (T_{pw} - T_L) \Delta Z \Big|_{Vol_{Ctrl}} = \frac{Cp_{pw} M_{pw} \Delta(T_{pw}) \Big|_{Vol_{Ctrl}}}{\Delta t} \quad \text{III.3.1.13}$$

La masa de la pared del tubo, M_{pw} , para el volumen de control, se calcula como sigue:

$$M_{pw} = \rho_p A_{an} L \Delta Z \quad \text{III.3.1.14}$$

Sustituyendo la ecuación (III.3.1.14.) en (III.3.1.13), y como la capacidad calorífica y la densidad del metal de los tubos se pueden considerar constantes, para un tramo Z determinado tenemos:

$$\frac{\partial T_{pw}}{\partial t} = \frac{\left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] \frac{r_h B_h}{\sqrt{r_h^2 + Z^2}} + \left[\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] B_h (\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}) - h_{pw} A_{Lic} (T_{pw} - T_L)}{A_{anL} n_i C p_{pw} \rho_p} \quad \text{III.3.1.15}$$

Lado Agua-Vapor

Por el interior de los tubos de las paredes de agua se puede considerar que no hay distribución de temperatura de la mezcla agua-vapor a lo largo de los tubos, lo cual es razonable, debido a que la diferencia de presión entre los puntos extremos de los tubos es mínima para los propósitos de simulación que se persiguen, por lo tanto el modelo no pierde validez. Esta consideración significa que el agua y el vapor se encuentran en todo momento en equilibrio en el punto de saturación, en estas condiciones el vapor y el agua tendrán la misma temperatura en correspondencia con la presión del vapor en el domo.

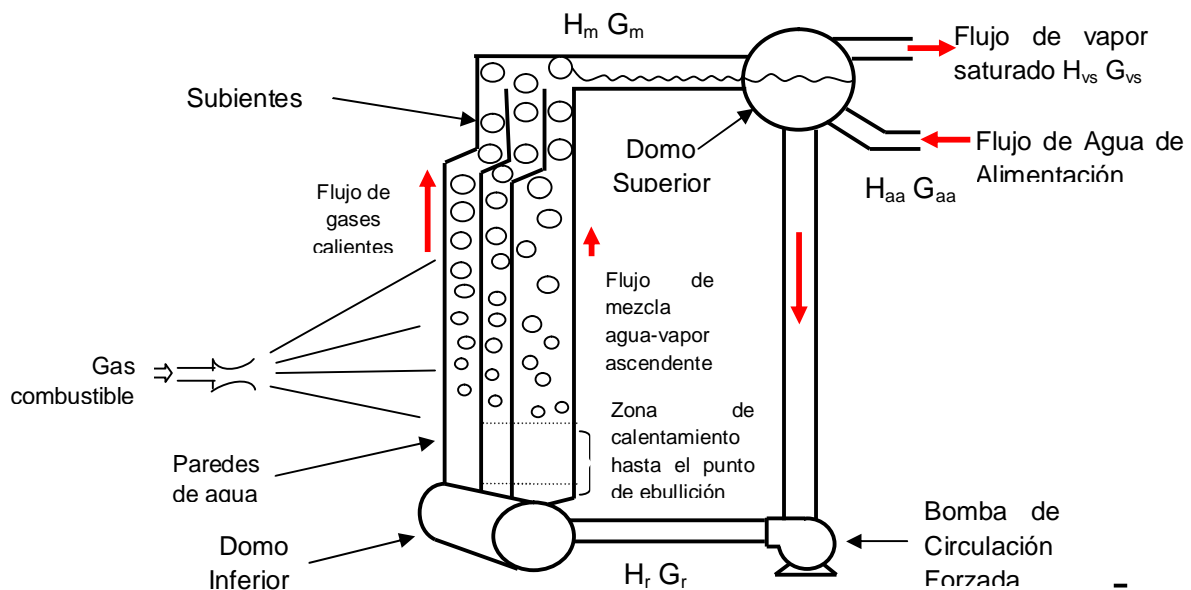


Figura III.3.1.4. Transferencia de calor y burbujeo en los subientes de un generador de vapor

A pesar de que la temperatura de la mezcla agua-vapor sea razonablemente constante, la energía térmica, transferida hacia adentro de los tubos de las paredes de agua, es absorbida por el agua que entra y que al avanzar hacia el domo alcanza su punto de saturación para después convertirse en una mezcla agua-vapor manifestándose un aumento continuo de la entalpía de esta mezcla H_m , hasta que sale de la zona de calentamiento en el hogar de la caldera para dirigirse al domo superior a través de los subientes (ver figura III.3.1.4). De acuerdo con la figura III.3.1.5 se plantea el siguiente balance en un tramo de pared de agua:

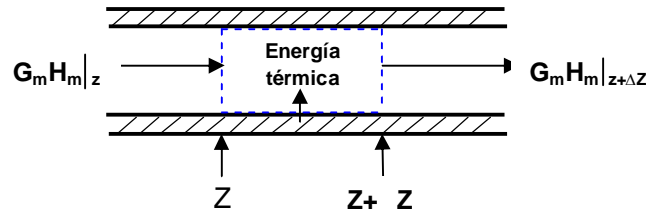


Figura III.3.1.5. Balance Térmico en la mezcla agua-vapor en el volumen de control

$$\left(\begin{array}{l} \text{Flujo de calor} \\ \text{transferido por las} \\ \text{paredes de los tubos} \\ \text{en el volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de calor de} \\ \text{la mezcla agua-} \\ \text{vapor que sale del} \\ \text{volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right) \dot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de calor de} \\ \text{la mezcla agua-} \\ \text{vapor que sale} \\ \text{del volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Rapidez de acumul} \\ \text{de energía térmica} \\ \text{de la mezcla agua-} \\ \text{vapor en el} \\ \text{volumen de control} \end{array} \right) \quad \text{III.3.1.16}$$

Por lo tanto:

$$h_p A_{tc} (T_p - T_L) \Delta Z \Big|_{\text{Vol Ctrol}} + G_m H_m|_Z - G_m H_m|_{Z+\Delta Z} = \frac{\Delta(M_m H_m)}{\Delta t} \Big|_{\text{vol Ctrol}} \quad \text{III.3.1.17}$$

La masa de la mezcla agua-vapor en el volumen de control está dada por:

$$M_m = A_{Tt} \Delta Z n_t \rho_m \quad \text{III.3.1.18}$$

Con lo cual:

$$h_{pw} A_{tc} (T_p - T_L) \Delta Z - \Delta(G_m H_m) = A_{Tt} n_t \Delta Z \Delta(\rho_m H_m) \quad \text{III.3.1.19}$$

aplicando incrementos diferenciales y arreglando:

$$h_{pw} A_{tc} (T_{pw} - T_L) - G_m \frac{\partial H_m}{\partial Z} - H_m \frac{\partial G_m}{\partial Z} = A_{Tt} n_t \left[\rho_m \frac{\partial H_m}{\partial t} + H_m \frac{\partial \rho_m}{\partial t} \right] \quad \text{III.3.1.20}$$

El cálculo del coeficiente total de transferencia de calor de la mezcla, h_{mLv} , en virtud de la complejidad que representa la formación de burbujas, llamado ebullición nucleada (nucleate boiling) no existe una sola expresión, ver por ejemplo [McCabe-Smith (1956)], y en la referencia Perry, et al (1963), da la siguiente expresión la cual se utiliza en el desarrollo del presente trabajo:

$$\frac{h_w}{C_p G'} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.6} \left(\frac{\rho_L \sigma}{P_{vs}^2 g_c} \frac{g}{g_c} \right)^{0.425} = \frac{\Phi}{(D_o G' / \mu)^{0.3}} \quad \text{III.3.1.21}$$

$$G' = \left(\frac{W}{A} \frac{\rho_L}{\rho_v} \right)$$

Donde Φ es un factor de correlación numérica que varía con la naturaleza del material de la superficie, los valores recomendados son de 1×10^{-3} para cobre y acero 5.9×10^{-4} para acero inoxidable y cromo o níquel.

Para los propósitos de simulación del presente trabajo, la ecuación anterior se puede simplificar considerando constantes al C_p , k , g , g_c , Φ y σ ; agrupando los términos constantes, queda como sigue:

$$h_{pw} = K_{pw} \left(\frac{G_m}{\rho_v} \right)^{0.7} P_{vs}^{0.85} \quad \text{III.3.1.22}$$

donde

$$K_n = \frac{\Phi C_p \rho_L^{0.275}}{\text{Pr}^{0.6} A^{0.7}} \left(\frac{\mu}{D_o} \right)^{0.3} \left[\frac{g}{g_c} \frac{1}{\sigma} \right]^{-0.425} \quad \text{III.3.1.23}$$

Sin embargo cuando el agua entra a las paredes de agua, ésta normalmente tiene una temperatura inferior al punto de ebullición en aproximadamente 54 °K, por lo que en esta zona, es decir, hasta antes de que llegue a la zona de ebullición nucleada, la ecuación III.3.1.22 no aplica. Considerando que el flujo de agua es turbulento y constante debido a la acción de la bomba de recirculación, y tomando las mismas consideraciones del párrafo anterior, h_p es constante, y se puede calcular aplicando la siguiente expresión [Perry et al (1963)]:

$$h_{pw} = 0.23 \frac{k}{D} \left(\frac{D v_l \rho_l}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu_l}{k} \right)^{0.4} \quad \text{III.3.1.24}$$

Haciendo las mismas consideraciones que se hicieron en la simplificación de la ecuación III.3.1.22 la expresión anterior se reduce a:

$$h_{pw} = K_r G_r^{0.8} \quad \text{III.3.1.25}$$

Donde el flujo másico de agua entrando a los subientes, G_r , resultó al sustituir la velocidad v_l por la expresión equivalente de velocidad. La constante K_r se obtiene al agrupar todas las constantes y las variables consideradas como constantes.

Fracción de Vapor en los tubos de las Paredes de Agua

La cantidad de vapor producido es consecuencia de la transferencia de calor de los gases de combustión a las paredes de agua, y éstas a su vez transfieren dicha energía térmica al agua dentro de los tubos de las paredes de agua. Conforme asciende la mezcla agua-vapor la relación de vapor en la mezcla agua-vapor va aumentando hasta que sale de la zona de calentamiento con una relación final X_v . En estas condiciones, la fracción de vapor X_v va aumentando, desde cero cuando aún no se produce vapor, y conforme asciende en los tubos de las paredes de agua esta relación cambia de acuerdo con la siguiente expresión aplicada en régimen permanente:

$$X_v = \frac{H_m - H_L}{H_v - H_L} \quad \text{III.3.1.26}$$

La cual resulta del hecho de que el contenido energético de la mezcla agua-vapor $G_m H_m$ debe ser igual a la suma de los contenidos energéticos del vapor $G_v H_v$ y del agua $G_L H_L$, en todo momento, además de que:

$$G_m = G_v + G_L \quad \text{III.3.1.27}$$

Otras expresiones de utilidad para la solución del sistema de ecuaciones en derivadas parciales son las derivadas de la ecuación III.3.1.26 con respecto a Z y con respecto a t , para poder combinar con la ecuación III.3.1.20; además en vista de la consideración de presión constante a lo largo de los tubos de las paredes de agua, las entalpías del vapor, H_{vs} , y del agua saturada, H_L , no varían con respecto a Z , con lo cual:

$$\frac{\partial H_m}{\partial Z} = (H_{vs} - H_L) \frac{\partial X_v}{\partial Z}$$

Ya que las entalpías H_{vs} y H_L , si varían con respecto al tiempo, la derivada correspondiente a H_m será:

$$\frac{\partial H_m}{\partial t} = \frac{\partial H_L}{\partial t} (1 - X_v) + X_v \frac{\partial H_v}{\partial t} + (H_{vs} - H_L) \frac{\partial X_v}{\partial t} \quad \text{III.3.1.28}$$

Fenómenos de Expansión-Compresión y Ebullición-Condensación en las Paredes de Agua

La ecuación III.3.1.26 nos da el cálculo de la entalpía de la mezcla agua-vapor en las paredes de agua X_v ; al inicio del primer tramo de calentamiento, $Z = 0$, la entalpía de la mezcla H_m es igual a la entalpía del agua saturada, o sea igual a H_L con lo cual, de acuerdo con dicha expresión, $X_v = 0$, y su valor máximo es de 1 lo cual sucede cuando toda el agua se ha convertido en vapor, o sea que $H_m = H_v$.

Aún cuando la energía térmica transferida a la mezcla agua-vapor permanezca en el mismo valor, un cambio en la presión de saturación también traería el cambio en X_v debido a que las entalpías del vapor y líquido saturados son dependientes de la presión del vapor.

Sin embargo, el proceso de calentamiento no es el único productor de vapor, ya que cualquier cambio en la variable de estado presión de vapor, adicionalmente tendrá un efecto de evaporización-condensación en el agua y vapor saturados que fluyen por los tubos de las paredes de agua.

Suposiciones para el análisis del proceso de ebullición

Además de las consideraciones generales planteadas en el párrafo III.1, se tienen las siguientes para las paredes de agua:

- a) Se considera un mezclado perfecto del agua y vapor debido a que los tubos de las paredes de agua se diseñan para que la velocidad del fluido dentro de dichos tubos garantice el flujo turbulento.

- b) No hay distribución radial de la temperatura del agua y el vapor, esta consideración también es consecuencia del mezclado perfecto debido al flujo turbulento como se explica en el inciso a.
- c) El deslizamiento entre las fases de agua y vapor con frecuencia es considerado despreciable en la práctica, como se puede ver en las referencias Maffezzoni, C. (1992), Flynn, M. E., and O'Malley, M. J. (1999) y Habibiyan et al (2004,), es decir, el agua y el vapor fluyen a la misma velocidad. Esta consideración simplifica los planteamientos de los balances de materia y energía dentro de las paredes de agua. De no ser así, se requeriría de información, que no es fácilmente disponible con relación a los parámetros del deslizamiento entre las fases que no son fácilmente disponibles.
- d) Las bombas de circulación forzada proveen un flujo constante a la entrada de las paredes de agua, lo cual resulta de que estas bombas operan a velocidad constante, toda vez que los cambios de presión en el domo afectan por igual a la entrada y a la salida de la bomba, de allí que por lo que no repercuta en cambios del flujo a través de la bomba.

Efectos de expansión, compresión, ebullición y condensación

Los términos de expansión-compresión (en inglés *swell-shrink*), y el de ebullición-compresión utilizados en la literatura, parecen no tener una clara diferenciación entre ellos, por lo que frecuentemente se utilizan de manera indistinta. Para los propósitos del desarrollo de planteamiento del modelo de estos fenómenos en el presente trabajo de tesis, haremos una clara distinción entre cada uno de ellos.

Expansión-compresión. Para un cierto flujo de energía térmica trasferida a la mezcla agua-vapor en las paredes de agua, habrá una cierta relación volumétrica y másica, entre el vapor y agua; pero si se incrementa el flujo de calor transferido a la misma mezcla, esto ocasionará un incremento en la ebullición, lo cual corresponderá a otra relación volumétrica y másica mayor que la previa al incremento del flujo de calor; en este caso decimos que ha ocurrido una expansión en la mezcla agua-vapor, lo que se manifiesta por un mayor burbujeo y como consecuencia un desplazamiento extra de agua hacia el domo debido al incremento momentáneo en el número de burbujas. Por el contrario si tiene lugar una disminución del flujo de calor, entonces habrá una disminución de la ebullición, lo que representa también una disminución de la proporción de vapor en la mezcla, por tanto este menor burbujeo ocasionará cierto desplazamiento de agua del domo a los subientes, y en este caso decimos que se ha presentado una compresión.

Ebullición-condensación. Si el flujo de calor transferido a la mezcla agua-vapor permanece constante pero ocurre, por ejemplo, una despresurización; entonces, a una presión menor habrá un cambio en el punto de equilibrio de las propiedades termodinámicas del agua y vapor saturados, de manera que el nuevo valor de la entalpía del agua en equilibrio, será menor que el del valor previo (a la presión mayor). En estas condiciones, el agua, al momento del cambio, tendrá un exceso de energía térmica, el cual se liberará mediante la evaporización masiva de una parte del agua, la necesaria para que se alcance el valor de la entalpía correspondiente al nuevo valor de la presión; de esta manera decimos que ha ocurrido el proceso de ebullición

instantánea. Al mismo tiempo, el proceso de despresurización produce condensación del vapor debido al proceso de expansión que sufre el vapor con la disminución de presión. Este fenómeno se puede comprobar en el diagrama de Mölliere cuando pasamos de una línea de mayor presión a otra de menor presión, ver Figura III.3.1.5, en trayectoria isoentrópica, en la zona húmeda de este diagrama.

Como consecuencia de estos fenómenos, cuando, por ejemplo, ocurre un aumento en la demanda de vapor a la turbina ocasionará una disminución de la presión del domo, y esto a su vez producirá ebullición instantánea, con lo cual habrá un desplazamiento de agua de las paredes de agua al domo (ver Figura III.3.1.6). Por otro lado, un cierre parcial de la válvula de vapor provoca un aumento de la presión y por tanto habrá una condensación de vapor (implosión de burbujas), lo que conduce a un desplazamiento de agua del domo a los subientes.

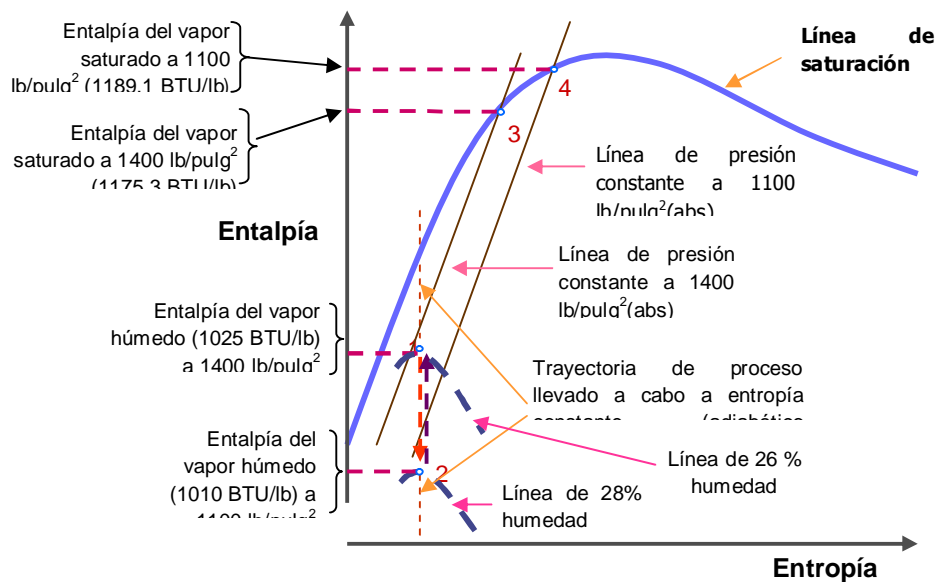


Figura III.3.1.5. Cambio de presión en el diagrama de Mölliere

El fenómeno de evaporización-condensación instantánea produce un desplazamiento de agua de las paredes de agua hacia el domo (cuando la presión baja), o del domo a las paredes de agua (cuando la presión aumenta) y para su evaluación se requiere la realización de balances de masa en las fases vapor y agua dentro de las paredes de agua.

Considerando el volumen de control, el balance de materia vapor es como sigue:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación} \\ \text{de vapor en} \\ \text{el volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de} \\ \text{vapor que} \\ \text{entra al} \\ \text{volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de} \\ \text{vapor que} \\ \text{sale del} \\ \text{volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de vapor} \\ \text{generado por} \\ \text{calentamiento} \\ \text{en el vol de} \\ \text{control} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de vapor} \\ \text{producido por} \\ \text{evaporización} \\ \text{instantánea en} \\ \text{el vol de control} \end{array} \right] \cdot \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de} \\ \text{vapor} \\ \text{condensado} \\ \text{por} \\ \text{enfriamiento} \end{array} \right]$$

III.3.1.29

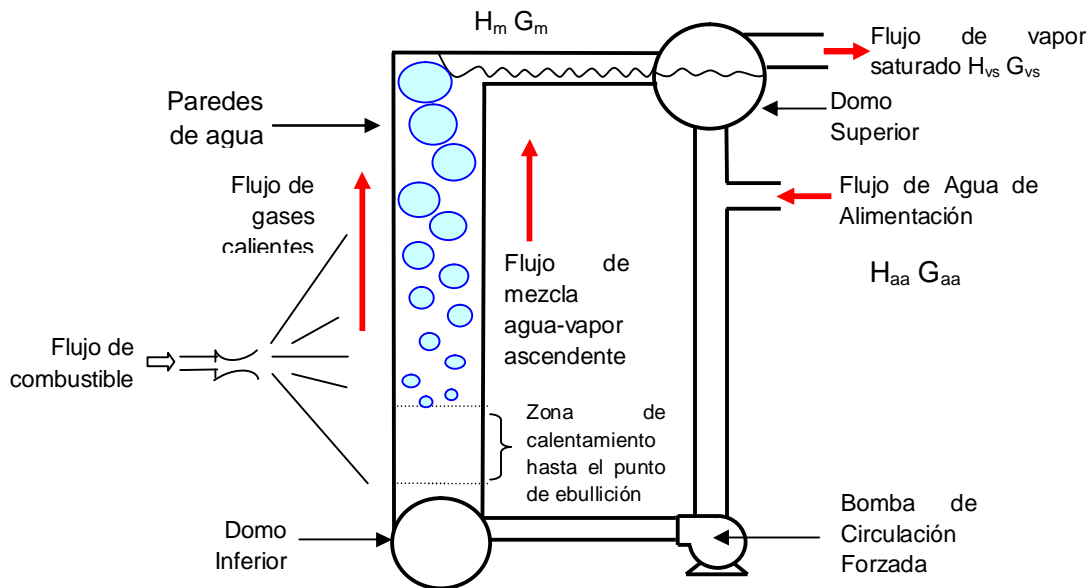


Figura III.3.1.6. Transferencia de calor y burbujeo en los subientes de un generador de vapor

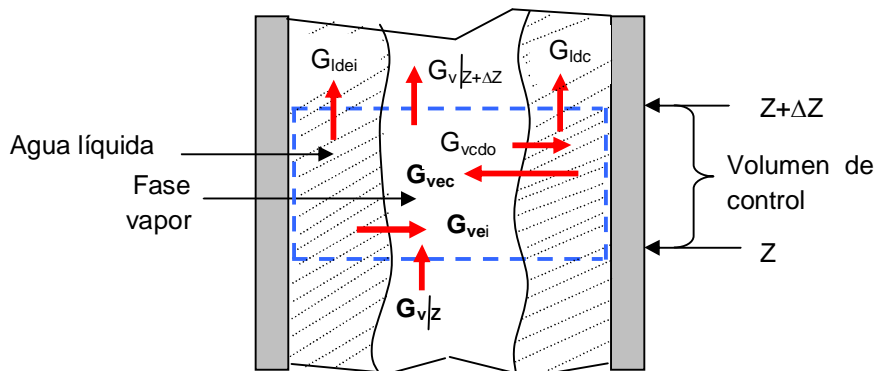


Figura III.3.1.7. Volumen de Control para el balance de materia del vapor.

Balance de Materia líquida (agua) en las Paredes de Agua.

Para el volumen de control tendremos:

$$\begin{aligned}
 & \left[\text{Rapidez de acumulación de agua en el volumen de control} \right] = \left[\text{Flujo de agua que entra al volumen de control} \right] - \left[\text{Flujo de agua que sale del volumen de control} \right] - \left[\text{Flujo de agua evaporada por calentamiento en el volumen de control} \right] - \left[\text{Flujo de agua por vapor de evaporización instantánea en el vol. de control} \right] - \left[\text{Flujo de agua desplazada por evaporización por calentamiento en vol. de control} \right] \\
 & \left[\text{Flujo de agua desplazada por burbujas de la evaporización instantánea} \right] + \left[\text{Flujo de agua condensada por expansión del vapor en el volumen de control} \right] + \left[\text{Flujo de agua que entra al volumen de control por colapso de} \right]
 \end{aligned}
 \tag{III.3.1.30}$$

Sumando las ecuaciones III.3.1.29 y III.3.1.30, la rapidez de acumulación del vapor más la del agua es igual a la rapidez de acumulación de la mezcla agua-vapor; igualmente la suma de los flujos de agua y vapor que entran y salen del volumen de control es igual a la mezcla agua-vapor que entra y sale del volumen de control.

Sin embargo el flujo de vapor generado por calentamiento (de signo +) es igual al flujo de agua evaporada por calentamiento (de signo -), al ser de signo contrario se nulifican, igual sucede con el flujo de vapor producido por evaporización instantánea y el flujo de agua convertido por evaporización instantánea, son iguales y de signo contrario.

En estas condiciones el balance global de materia en las paredes de agua, queda como sigue considerando la mezcla agua-vapor.

$$\left(\begin{array}{l} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación} \\ \text{de mezcla} \\ \text{agua-vapor} \\ \text{en volumen} \\ \text{de control} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de la} \\ \text{mezcla} \\ \text{agua-vapor} \\ \text{que entra al} \\ \text{volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right) \dot{E} - \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de la} \\ \text{mezcla} \\ \text{agua-vapor} \\ \text{que sale del} \\ \text{volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right) \dot{E} - \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de agua} \\ \text{desplazada} \\ \text{por el vapor} \\ \text{producido por} \\ \text{calentamiento} \\ \text{en vol. de ctrl} \end{array} \right) \dot{E} + \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de agua} \\ \text{desplazada por} \\ \text{vapor de} \\ \text{evaporización por} \\ \text{calentamiento en} \\ \text{vol. de control} \end{array} \right) \dot{E} + \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de agua} \\ \text{que entra al} \\ \text{volumen de} \\ \text{control por} \\ \text{colapso de} \\ \text{burbujas} \end{array} \right) \dot{E}$$

O bien en forma de incrementos:

$$\left. \frac{\Delta M_{mac}}{\Delta t} \right|_{Vol_Ctrl} = G_m|_Z - G_m|_{Z+\Delta Z} - G_{ldc}|_{Vol_Ctrl} - G_{ldei}|_{Vol_Ctrl} + G_{vcdo}|_{Vol_Ctrl}$$

Además para el volumen de control:

$$\left. \frac{\Delta M_{mac}}{\Delta t} \right|_{Vol_Ctrl} = -\Delta G_m - \Delta G_{ldc} - \Delta G_{ldei} + \Delta G_{vcdo} \quad \text{III.3.1.32}$$

La masa de agua desplazada por calentamiento, M_{ldc} , en el volumen de control, se puede expresar como el producto de la densidad del agua en los subientes, ρ_L , por el volumen de vapor producido por calentamiento, V_{vc} :

$$M_{ldc} = \rho_L V_{vc} \quad \text{III.3.1.33}$$

Pero V_{vc} depende de su propia masa y densidad del vapor, como sigue:

$$V_{vc} = \frac{M_{vc}}{\rho_v}$$

Sustituyendo nos queda

$$M_{ldc} = \frac{\rho_L}{\rho_v} M_{vc}$$

Derivando esta ecuación considerando a la densidad del agua, ρ_L constante y simplificando términos, nos queda:

$$\frac{\partial M_{ldc}}{\partial t} = \frac{\rho_L}{\rho_v} \frac{\partial M_{vc}}{\partial t} - \rho_L \frac{M_{vc}}{\rho_v^2} \frac{\partial \rho_v}{\partial t}$$

Puesto que la variación de la masa con respecto al tiempo, $\frac{\partial M_{ldc}}{\partial t}$, es el flujo G_{ldc} , esta expresión nos queda.

$$G_{ldc} = \frac{\rho_L}{\rho_v} G_{vc} - \rho_L \frac{M_{vc}}{\rho_v^2} \frac{\partial \rho_v}{\partial t} \quad \text{III.3.1.34}$$

De igual manera el flujo del agua desplazada por la evaporización instantánea G_{ldei} se puede expresar como:

$$G_{ldei} = \frac{\partial M_{ldei}}{\partial t}$$

Y la masa del líquido desplazado por evaporización instantánea, M_{ldei} , es igual a la masa de agua contenida en el mismo volumen del vapor que desplaza al agua, V_{vei} :

$$M_{ldei} = \rho_L V_{vei}$$

En tanto que el volumen de vapor producido por la evaporización instantánea, V_{vei} depende de la masa y densidad del vapor de evaporización instantánea, como sigue:

$$V_{vei} = \frac{M_{vei}}{\rho_v}$$

Donde M_{vei} es la masa de vapor por evaporización instantánea.

Sustituyendo la igualdad de V_{vei} en la ecuación previa, se obtiene:

$$M_{ldei} = \frac{\rho_L}{\rho_v} M_{vei}$$

Considerando a ρ_L constante durante el evento de cambio de presión, lo cual es razonablemente cierto, y derivando la ecuación anterior con respecto al tiempo, obtenemos:

$$\frac{\partial M_{ldei}}{\partial t} = \rho_L \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{M_{vei}}{\rho_v} \right) = \rho_L \left(\frac{\rho_v \frac{\partial M_{vei}}{\partial t} - M_{vei} \frac{\partial \rho_v}{\partial t}}{\rho_v^2} \right)$$

Arreglando términos:

$$\frac{\partial M_{ldei}}{\partial t} = \frac{\rho_L}{\rho_v} \frac{\partial M_{vei}}{\partial t} - \rho_L \frac{M_{vei}}{\rho_v^2} \frac{\partial \rho_v}{\partial t}$$

Arreglando esta ecuación se puede poner como:

$$G_{ldei} = \frac{\rho_L}{\rho_v} G_{vei} - \rho_L \frac{M_{vei}}{\rho_v^2} \frac{\partial \rho_v}{\partial t} \quad \text{III.3.1.35.}$$

Sustituyendo III.3.1.34 y III.3.1.35 en III.3.1.32, para incrementos diferenciales en el volumen de control, nos queda:

$$\frac{\partial M_{mac}}{\partial t} = \partial G_m - \frac{\rho_L}{\rho_v} (G_{vc} + G_{vei}) + \frac{1}{\rho_v^2} \frac{\partial \rho_v}{\partial t} (M_{vc} + M_{vei}) + G_{vcdo} \quad \text{III.3.1.36}$$

Un balance de materia considerando únicamente a la fase vapor en las paredes de agua, nos da:

$$\frac{\partial M_{vac}}{\partial t} = G_{vc} + G_{vei} - G_{vcdo} \quad \text{III.3.1.37.}$$

Además:

$$M_{vac} = M_{vc} + M_{vei} - M_{vcdo} \quad \text{III.3.1.38}$$

Despejando $G_{vc} + G_{vei}$ de la ecuación (III.3.1.37) y $M_{vc} + M_{vei}$ de la ecuación (III.3.1.38) y sustituyendo ambas después en III.3.1.36 nos queda:

$$\frac{\partial M_{ac}}{\partial t} = G_m - \frac{\rho_L}{\rho_v} \frac{\partial M_{vac}}{\partial t} + G_{vcdo} \left(1 - \frac{\rho_L}{\rho_v} \right) + \frac{1}{\rho_v^2} \frac{\partial \rho_v}{\partial t} (M_{vac} + M_{cdo}) \quad \text{III.3.1.39}$$

Puesto que la masa acumulada, M_{ac} , es igual a la densidad de la mezcla, ρ_m , por el volumen de control, $A_{Tt} n_t Z$, el término del lado derecho de la ecuación anterior nos da:

$$\frac{\partial M_{ac}}{\partial t} = A_{Tt} n_t Z \frac{\partial \rho_m}{\partial t} \quad \text{III.3.1.40}$$

Además de que la masa del vapor acumulado en el volumen de control es:

$$M_{vac} = Z A_{Tt} n_t \rho_m X_v$$

Derivando esta expresión nos da

$$\frac{\partial M_{vac}}{\partial t} = \partial Z A_{Tt} n_t \left(X_v \frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \rho_m \frac{\partial X_v}{\partial t} \right) \quad \text{III.3.1.41}$$

Otra expresión que nos ayuda a simplificar términos es la relación:

$$\mathbf{G}_m = \mathbf{G}_r + \mathbf{G}_{vei} - \mathbf{G}_{vcdo} \quad \text{III.3.1.42}$$

Y puesto que el flujo de recirculación forzada, G_r , dado por la bomba respectiva, se considera constante, la derivada de esta expresión da:

$$\frac{\partial \mathbf{G}_m}{\partial Z} = \frac{\partial \mathbf{G}_{vei}}{\partial Z} - \frac{\partial \mathbf{G}_{vcdo}}{\partial Z} \quad \text{III.3.1.43}$$

Sustituyendo III.3.1.40, a III.3.1.43 en III.3.1.39 y considerando que la rapidez de cambio de la masa de vapor condensado con respecto a Z , o sea $\frac{\partial M_{vcdo}}{\partial Z}$, es despreciable, además de que las densidades del agua y vapor en las paredes de agua son constantes; simplificando términos nos queda:

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} \left(1 + \frac{\rho_L}{\rho_v} X_v \right) + \frac{\rho_m \rho_L}{\rho_v} \frac{\partial X_v}{\partial t} = \frac{1}{A_T n_t} \left[\frac{\partial \mathbf{G}_{vei}}{\partial Z} - \frac{\rho_L}{\rho_v} \frac{\partial \mathbf{G}_{vcdo}}{\partial Z} \right] + \frac{X_v \rho_m \rho_L}{\rho_v^2} \frac{\partial \rho_v}{\partial t} \quad \text{III.3.1.44}$$

Como es de esperarse existe una relación donde ρ_m , es función de ρ_v , ρ_L y X_v dada por la siguiente expresión:

$$\rho_m = \frac{\rho_v \rho_L}{\rho_v + X_v (\rho_L - \rho_v)} \quad \text{III.3.1.45}$$

Esta expresión considera las densidades del vapor ρ_v , y líquido ρ_L , saturados, o sea en condiciones de ebullición del agua por calentamiento, por lo que no incluye la densidad de la mezcla en situaciones de ebullición por despresurización, sin embargo es una expresión útil para la distribución inicial (condiciones iniciales) en la solución del sistema de ecuaciones diferenciales parciales

Derivando esta última expresión obtenemos otra relación útil en la solución del sistema de ecuaciones diferenciales parciales.

$$\frac{d\rho_m}{dt} = \frac{[\rho_v + X_v (\rho_L - \rho_v)] \rho_L \frac{d\rho_v}{dt} - \rho_v \rho_L \left[(1 - X_v) \frac{d\rho_v}{dt} + (\rho_L - \rho_v) \frac{dX_v}{dt} \right]}{[\rho_v + X_v (\rho_L - \rho_v)]^2} \quad \text{III.3.1.46}$$

III.3.2 Evaporización y Condensación Instantáneas

Balance de energía para la evaporización instantánea del líquido

El problema del burbujeo no solamente complica la representación matemática del fenómeno de transferencia de calor, también repercute, conforme aumenta la proporción de vapor, en un desplazamiento mayor de agua hacia el domo debido a un aumento considerable en la formación de burbujas, lo cual es ocasionado por una disminución drástica de la presión en el domo. En el caso contrario de un aumento repentino de la presión, se produce un colapso de

una parte de las burbujas existentes, lo que a su vez repercute en un desplazamiento de agua del domo a las paredes de agua.

En ambos casos, de ascenso o descenso de la presión de vapor en el domo, se produce un cambio en el punto de equilibrio de las entalpías de saturación tanto del líquido como del vapor.

Recordando que se ha considerado que la presión del vapor es la misma a lo largo de los tubos de las paredes de agua, el planteamiento del balance de energía aplicado durante la evaporización instantánea entre dos instantes de tiempo a una masa de agua saturada en el volumen de control en las paredes de agua, por efecto de la disminución de la presión del vapor, es como sigue:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Entalpía de la} \\ \text{masa de agua} \\ \text{saturada en el} \\ \text{instante } t \\ \text{previo al cambio} \end{array} \right) \dot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Entalpía de la masa} \\ \text{de agua en el} \\ \text{momento } t+\Delta t \\ \text{que ha ocurrido el} \\ \text{cambio de presión} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Energía consumida por la} \\ \text{evaporización de la masa de} \\ \text{agua por efecto de la} \\ \text{disminución de la presión en} \\ \text{el volumen de control} \end{array} \right) \quad \text{III.3.2.1}$$

Poniendo esta ecuación en término de incrementos:

$$M_L H_L|_t - M_L H_L|_{t+\Delta t} = G_{vei} (H_V - H_L) \Delta t \Big|_{\text{Ctrl}}^{\text{Vol}} \quad \text{III.3.2.2}$$

Expresando la ecuación anterior en términos de incremento:

$$-\Delta(M_L H_L) = G_{vei} (H_V - H_L) \Delta t \Big|_{\text{Ctrl}}^{\text{Vol}} \quad \text{III.3.2.3}$$

Como la masa del agua en el volumen de control se obtiene como:

$$\begin{aligned} M_L &= M_m (1 - X_v) \\ M_L \Big|_{\text{Ctrl}}^{\text{Vol}} &= \Delta Z A_T n_t \rho_m (1 - X_v) \end{aligned} \quad \text{III.3.2.4}$$

Sustituyendo la ecuación III.3.2.4 en la III.3.2.3 nos queda:

$$\frac{1}{A_T n_t} \frac{\Delta G_{vei}}{\Delta Z} = \frac{-\rho_m (1 - X_v) \frac{\Delta H_L}{\Delta t} - H_L \frac{\Delta[\rho_m (1 - X_v)]}{\Delta t}}{H_v - H_L} \quad \text{III.3.2.5}$$

Cuando Δt y ΔZ tienden a cero:

$$\frac{1}{A_T n_t} \frac{\partial G_{vei}}{\partial Z} = \frac{\rho_m H_L \frac{\partial X_v}{\partial t} - \rho_m (1 - X_v) \frac{\partial H_L}{\partial t} - H_L (1 - X_v) \frac{\partial \rho_m}{\partial t}}{H_v - H_L} \quad \text{III.3.2.6}$$

Donde H_L y H_v al ser funciones unívocas de la presión del vapor saturado del domo se evalúan como sigue:

$$H_{vs} = C_{11} + C_{12}P_{vs} + C_{13}P_{vs}^2$$

$$H_L = C_{41} + C_{42}P_{vs} + C_{43}P_{vs}^2$$

En donde los valores de la entalpía del vapor saturado, H_{vs} , y la entalpía del líquido saturado, H_L , se consideran sólo dependientes de la presión de vapor del domo sin variación a lo largo de los tubos de las paredes de agua, o sea con respecto de Z , así se consideran fijos para cada cálculo del estado de las variables de los subientes. La relación de los incrementos de la entalpía del líquido, en la solución digital, se tomará como la diferencia entre dos cálculos en el intervalo de tiempo (paso de integración)

La expresión III.3.2.6 nos da la rapidez de cambio del flujo de evaporización instantánea, con respecto de Z , requerida en la ecuación III.3.1.44.

Balance de Energía para la Condensación Instantánea del Vapor

De acuerdo con el diagrama de Mölliere, ver figura III.3.1.5, una disminución de la presión causará una disminución en la entalpía del vapor saturado, lo cual significa que se produce condensación de una parte del vapor de tal magnitud que se alcance nuevamente el equilibrio del vapor a la nueva presión más baja. El planteamiento del balance de energía aplicado durante la condensación instantánea entre dos instantes de tiempo, en una masa de agua saturada en el volumen de control en las paredes de agua, por efecto de la disminución de la presión del vapor, es como sigue:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Entalpía de la} \\ \text{masa de vapor} \\ \text{saturado en el} \\ \text{instante } t \\ \text{previo al cambio} \end{array} \right) \ddot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Entalpía de la masa} \\ \text{de vapor en el} \\ \text{momento } t \\ \text{que ha ocurrido el} \\ \text{cambio de presión} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Energía consumida por la} \\ \text{condensación de la masa de} \\ \text{vapor por efecto de la} \\ \text{disminución de la presión en} \\ \text{el volumen de control} \end{array} \right) \quad \text{III.3.2.7}$$

Lo cual se representa como sigue::

$$M_{vs} H_{vs}|_t - M_{vs} H_{vs}|_{t+\Delta t} = G_{vcdo} (H_V - H_L) \Delta t \Big|_{\text{Ctrl}}^{\text{Vol}} \quad \text{III.3.2.8}$$

Expresando la ecuación anterior en términos de incremento:

$$-\Delta(M_{vs} H_{vs}) = G_{vcdo} (H_V - H_L) \Delta t \Big|_{\text{Ctrl}}^{\text{Vol}} \quad \text{III.3.2.9}$$

Como la masa de vapor en el volumen de control se obtiene como:

$$M_{vs} = M_m X_v \quad \text{III.3.2.10}$$

$$M_{vs} \Big|_{\text{Ctrl}}^{\text{Vol}} = \Delta Z A_{Tt} n_t \rho_m X_v$$

Sustituyendo la ecuación III.3.2.10 en la III.3.2.9 nos queda:

$$\frac{1}{A_{Tt} n_t} \frac{\Delta G_{vcdo}}{\Delta Z} = \frac{-\rho_m X_v \frac{\Delta H_L}{\Delta t} - H_L \frac{\Delta[\rho_m X_v]}{\Delta t}}{H_v - H_L} \quad \text{III.3.2.11}$$

Cuando Δt y ΔZ tienden a cero:

$$\frac{1}{A_{Tt} n_t} \frac{\partial G_{vcdo}}{\partial Z} = \frac{-\rho_m H_{vs} \frac{\partial X_v}{\partial t} - \rho_m X_v \frac{\partial H_{vs}}{\partial t} - H_{vs} X_v \frac{\partial \rho_m}{\partial t}}{H_{vs} - H_L} \quad \text{III.3.2.12}$$

La expresión III.3.2.12 nos da la rapidez de cambio del flujo de evaporización instantánea, con respecto de Z , requerida en la ecuación III.3.1.44.

III.3.3 Domo del Generador de Vapor

De acuerdo con la Figura III.3.3.1, el balance dinámico de materia líquida que entra y sale del domo parte de la siguiente expresión:

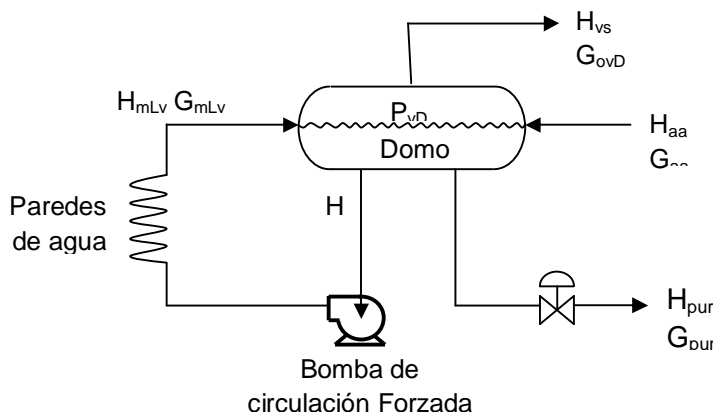


Figura III.3.3.1. Balance de materia y energía en el domo.

$$\left[\begin{array}{l} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación de} \\ \text{agua en el domo} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de agua} \\ \text{de las paredes} \\ \text{de agua} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de agua} \\ \text{de} \\ \text{alimentación} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de agua que} \\ \text{sale del domo (agua} \\ \text{de recirculación)} \end{array} \right] \quad \text{III.3.3.1}$$

El término de la rapidez de acumulación de agua en el domo se toma de la referencia Delgadillo (1981) para un domo cilíndrico horizontal con tapas torisféricas, con lo cual resulta la siguiente expresión:

$$\frac{dM_{LD}}{dt} = \rho_L \left(2L_D \sqrt{D_D N_D - N_D^2} + C_1 N_D (D_D - N_D) \right) \frac{dN_D}{dt} \quad \text{III.3.3.2}$$

Por tanto la expresión matemática correspondiente al balance de la ecuación III.4.1 es:

$$\frac{dN_D}{dt} = \frac{G_m(1 - X_v)_r + G_{aa} - G_r}{\rho_L(2L_D\sqrt{D_D N_D - N_D^2} + C_1 N_D(D_D - N_D))} \quad \text{III.3.3.3}$$

Donde el flujo de agua de recirculación G_r es constante, en tanto que el flujo de agua de alimentación G_{aa} se obtienen con las expresiones siguientes, en las que no se está considerando que exista proceso de evaporización o condensación por cambio de presión del domo, esto incluye la evaporización y condensación instantáneas las cuales ya están incluidas en el flujo de la mezcla agua-vapor (G_m). La Figura III.3.3.2 muestra el arreglo real, referencia CFE (1984), de las entradas del flujo G_m , del agua de alimentación, y las salidas de agua de recirculación G_r por el bajante, y del vapor.

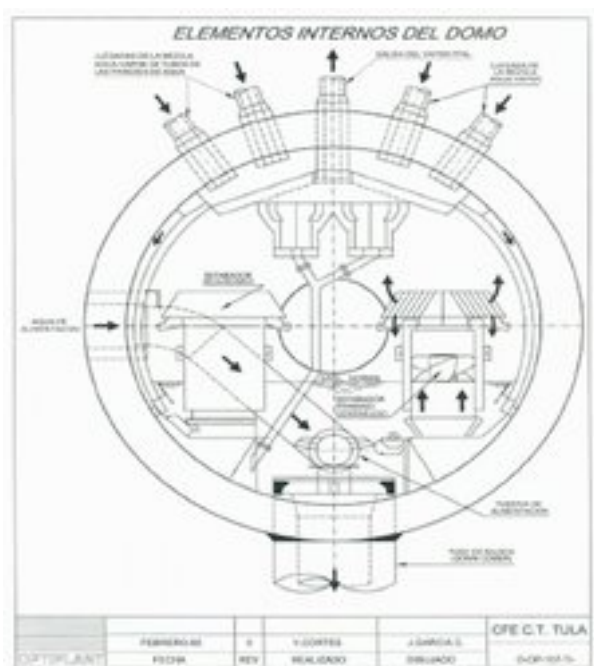


Figura III.3.3.2. Arreglo de entradas y salidas en el domo.

El flujo de agua de alimentación se controla a través de dos válvulas de control, la de bajas cargas y la de altas cargas cuyos flujos se denotan G_{aa1} y G_{aa2} respectivamente, los cuales se calculan como sigue:

$$\left. \begin{aligned} G_{aa1} &= Xa_{aa1} C_{f_{aa1}} \sqrt{P_{oBaa} - P_{eaaz}} \\ G_{aa2} &= Xa_{aa2} C_{f_{aa2}} \sqrt{P_{oBaa} - P_{eaaz}} \end{aligned} \right\} \quad \text{III.3.3.4}$$

Balance de Energía de la Fase Vapor en el Domo.

Para el planteamiento del balance energético del vapor en el domo se considera que el vapor siempre está en estado de saturación y por tanto un aumento en la presión del vapor no implica

sobrecalentamiento ni la reducción de dicha presión conlleva a la condensación de parte de este vapor como, en ambos casos se observa en un diagrama de Molliere con procesos desarrollados a entropía constante. En estas condiciones el balance de energía térmica en el domo, se desarrolla como sigue:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación} \\ \text{de energía interna} \\ \text{en el domo} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Flujo de energía} \\ \text{transportada por la} \\ \text{mezcla agua - vapor} \\ \text{en las paredes de agua} \end{array} \right] - \left[\begin{array}{c} \text{Flujo de energía} \\ \text{transportado por el} \\ \text{vapor que sale del} \\ \text{domo} \end{array} \right]$$

$$\frac{d(E_{vacD}M_{vacD})}{dt} = G_{mLv} X_{vs} H_{vs} - G_{voD} H_{vs} \quad \text{III.3.3.5}$$

En donde la entalpía del vapor saturado H_{vs} y la energía interna E_{vs} se pueden poner como función de la presión a partir de los valores publicados en tablas de vapor de la siguiente forma:

$$H_{vs} = C_{11} + C_{12} P_{vs} + C_{13} P_{vs}^2$$

$$S_{vs} = C_{21} + C_{22} P_{vs} + C_{23} P_{vs}^2$$

Con estas expresiones de H_{vs} y S_{vs} La energía interna del vapor acumulado E_{vac} se puede calcular en función de la presión ya que:

$$E_{vac} = H_{vs} \dot{E} P_{vs} S_{vs} \quad \text{III.3.3.6}$$

Balance de Materia en la Fase Vapor en el Domo

Con el propósito de obtener una expresión simple para el cálculo de la presión del domo se plantea un balance de materia gaseosa (vapor) con lo cual se tiene:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación} \\ \text{de vapor en} \\ \text{el domo} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{Flujo de vapor que} \\ \text{entra al domo} \\ \text{transportado por la} \\ \text{mezcla agua-vapor} \end{array} \right] \dot{E} \left[\begin{array}{c} \text{Flujo de vapor que} \\ \text{sale del domo hacia} \\ \text{el sobrecalentador} \\ \text{de baja} \end{array} \right]$$

La suma de estos dos flujos da el flujo de agua de alimentación que entra al domo, G_{aa} .

La presión a la entrada del economizador, P_{eaaz} , se puede obtener resolviendo las ecuaciones III.3.3.4 con otra expresión de flujo de agua de alimentación a través del economizador como sigue:

$$G_{aa} = C_{faaz} \sqrt{P_{eaaz} - P_{vs}} \quad \text{III.3.3.7}$$

Por tanto

$$\frac{d(M_{vacD})}{dt} = G_{mLv} X_{vs} - G_{voD} \quad \text{III.3.3.8}$$

La masa acumulada de vapor en el domo se calcula como el volumen del domo sobre el volumen específico del vapor saturado (V_{vD}/S_{vs}), esto suponiendo que en todo momento el vapor en el domo se encuentra en equilibrio de saturación. Además, el volumen específico del vapor saturado, en el intervalo de interés, se puede ajustar a una función polinomial de la presión del domo a partir de los valores publicados en tablas de vapor, o sea:

$$S_{vs} = C_{21} + C_{22} P_{vs} + C_{23} P_{vs}^2$$

Manipulando las ecuaciones III.3.3.5, III.3.3.6 y III.3.3.8, puesto que el volumen de vapor es constante, se obtiene:

$$\frac{dP_{vs}}{dt} = \frac{S_{vs}^2 \frac{dM_{vacD}}{dt}}{V_{ac} (C_{Svs2} + 2C_{Svs3} P_{vs})} \quad \text{III.3.3.9}$$

Donde:

$$C_{Svs2} = C_{12} - C_{21}$$

$$C_{Svs3} = 2(C_{13} - C_{22})$$

III.4 Sobrecalentadores y Recalentador

La trayectoria de vapor y gases en el generador de vapor de la unidad 1 de la CTFPR, de Tula Hidalgo tomada como base de cálculo, se representa en la figura III.4.1, con base en la cual se presentan los siguientes planteamientos:

III.4.1 Sobrecalentador de Baja Temperatura

Lado gases

El análisis dinámico en el lado de los gases de combustión para el sobrecalentador de baja temperatura, despreciando los cambios en la energía cinética y potencial de los gases en su paso por el sobrecalentador, es el siguiente:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Rapidez de acumulación} \\ \text{de energía interna de} \\ \text{gases de combustión en} \\ \text{el sobrecalentador de} \\ \text{baja} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de energía térmica} \\ \text{cedida por los gases de} \\ \text{combustión a los tubos} \\ \text{del sobrecalentador de} \\ \text{baja} \end{array} \right] \dot{=} \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de energía} \\ \text{térmica transferida a} \\ \text{través de los tubos} \\ \text{del sobrecalentador} \\ \text{de baja} \end{array} \right] \quad \text{III.4.1.1}$$

Considerando que los gases de combustión tienen comportamiento de gases ideales, entonces la energía interna y el cambio de entalpía se pueden representar [ver Balzhizer, et al (1972)] como sigue:

$$dE = C_v dT \text{ y } dH = C_p dT$$

Y puesto que:

$$E = H - \frac{P}{\rho}$$

Además de considerar que es despreciable el cambio de la masa acumulada de los gases de combustión en el volumen que ocupan los gases en el sobrecalentador, y como el proceso de acumulación de energía de los gases de combustión es un proceso mas que a volumen constante puede considerarse a presión constante, con lo cual la expresión matemática correspondiente al planteamiento de III.4.1.1 es el siguiente:

$$\frac{dT_{ogb}}{dt} = \frac{G_{gc} C_{p_{gb}} (T_{oga} - T_{ogb}) - h_{gb} (T_{ogb} - T_{pb})}{M_{gac} C_{p_{gb}}} \quad \text{III.4.1.2}$$

Donde se ha considerado una masa de gases fija (constante), M_{gac} , en este sobrecalentador.

El cálculo del coeficiente de transferencia de calor del sobrecalentador, se obtiene con expresión semejante a la de la ecuación III.3.1.25, pero para la transferencia de calor en haz tubular [Kern (1965)] con lo cual se tiene:

$$h_{gb} = K_{gb} G_{gc}^{0.55} \quad \text{III.4.1.3}$$

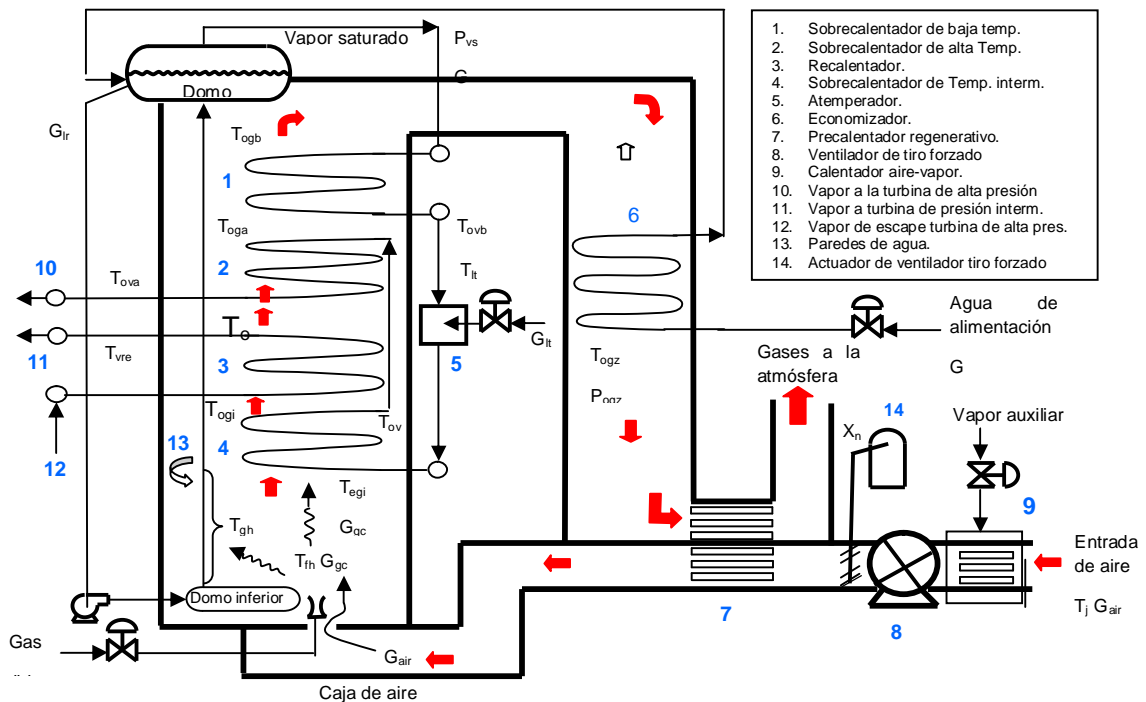


Figura III.4.1. Trayectoria gases de combustión-vapor-agua de alimentación

La capacidad calorífica de los gases de combustión $C_{p_{ga/b}}$ es función de la distribución de la temperatura de dichos gases, de la entrada a la salida de este sobrecalentador, para lo cual se propone evaluarla a la temperatura promedio, o sea:

$$T_{ga/b} = \frac{T_{oga} + T_{ogb}}{2} \quad \text{III.4.1.4}$$

Por lo que el $Cp_{ga/b}$ será evaluado a esta temperatura utilizando una aproximación de la ecuación correspondiente al gas nitrógeno [Obert-Young (1962)]; ya que los gases de combustión tienen aproximadamente el 72% de este gas, por tanto:

$$Cp_{gb} = C_{cpg1} + \frac{C_{cpg2}}{T_{ga/b}} + \frac{C_{cpg3}}{T_{ga/b}^2} \quad \text{III.4.1.5}$$

Lado vapor

El análisis dinámico en el lado vapor para el calentador de baja temperatura se plantea despreciando los cambios en las energías cinética y potencial de dichos gases en su paso por este sobrecalentador, con lo cual:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación de} \\ \text{energía interna en el} \\ \text{vapor de los tubos} \\ \text{del sobrecalentador} \\ \text{de baja} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de energía} \\ \text{térmica transferida a} \\ \text{través de la pared de} \\ \text{los tubos del} \\ \text{sobrecalentador de} \end{array} \right) \dot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de energía} \\ \text{térmica ganada} \\ \text{por el vapor del} \\ \text{sobrecalentador} \\ \text{de baja} \end{array} \right) \quad \text{III.4.1.6}$$

Considerando que el vapor, que va por los tubos del sobrecalentador, tiene comportamiento de gas ideal, por lo que aplica el mismo planteamiento de acumulación de energía interna y entalpía realizado al inicio del párrafo III.4.1 bajo el título "Lado Gases". Por tanto, se obtiene la ecuación diferencial para el cálculo de la temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador. Tomando en cuenta la acumulación de energía térmica en el metal de los tubos, se obtiene:

$$\frac{dT_{ovb}}{dt} = \frac{h_{vb}(T_{pb} - T_{vs}) - G_{ovD} Cp_{vb}(T_{ovb} - T_{vs})}{M_{vacb} Cv_{vb}} \quad \text{III.4.1.7}$$

Donde la capacidad calorífica del vapor, Cp_{vb} , se obtiene considerando comportamiento de gases ideales, como sigue:

$$Cv_{vb} = Cp_{vb} \dot{E} Rv \quad \text{III.4.1.8}$$

La capacidad calorífica del vapor $Cp_{vs/b}$ es función de la distribución de la temperatura del vapor de la entrada a la salida del mismo sobrecalentador, para lo cual se propone evaluarla a la temperatura promedio, o sea:

$$T_{vs/b} = \frac{T_{vs} + T_{ovb}}{2} \quad \text{III.4.1.9}$$

Por lo que la capacidad calorífica del vapor, Cp_v , del vapor será evaluado a esta temperatura utilizando la ecuación propuesta para el vapor en la referencia Obert-Young (1962):

$$Cp_{vb} = C_{vb1} - \frac{C_{vb2}}{\sqrt{T_{va/b}}} + \frac{C_{vb3}}{T_{va/b}} \quad \text{III.4.1.10}$$

El coeficiente de transferencia de calor, h_{vb} , se obtiene de aplicar la expresión para flujo turbulento como la ecuación III.3.1.25, o sea:

$$h_{vb} = K_{vb} G_{voD}^{0.8} \quad \text{III.4.1.11}$$

y la masa de vapor acumulada al interior de los tubos, M_{vacb} , considerando la ley de los gases ideales y que la presión en los tubos del sobrecalentador es igual a la del domo, nos da

$$M_{vacb} = \frac{P_{vD} V_{vb}}{R_v T_{ovb}} \quad \text{III.4.1.12}$$

Y la temperatura de la pared del tubo del sobrecalentador de baja temperatura se obtiene de un balance de la energía térmica que entra y sale de la pared, considerando la transferencia de calor por convección con sus respectivos coeficientes de transferencia de calor como sigue:

$$\frac{dT_{pb}}{dt} = \frac{h_{gb}(T_{ogb} - T_{pb}) - h_{vb}(T_{pb} - T_{ovb})}{Cp_p M_{pb}} \quad \text{III.4.1.13}$$

III.4.2 Atemperador

El vapor de salida del sobrecalentador de baja temperatura se atempera esparciendo agua de alimentación, directamente en el vapor, ver figura III.4.1, de manera que se asegure que entra a la turbina en las condiciones apropiadas. El agua se toma de una derivación de la línea principal.

Para el planteamiento del balance de energía en este paso se considera que:

- El flujo de vapor tiene un retraso de tiempo despreciable comparado con otras partes del proceso.
- El proceso de atemperación (mezclado de vapor y agua) se considera que es suficientemente rápido para no provocar efecto de retardo de mezclado en la temperatura y presión.

Por lo tanto se plantea un análisis de estado estable para obtener la entalpía del vapor que sale de esta etapa del proceso, de donde resulta la siguiente ecuación.

$$T_{evi} = \frac{G_{ovD} Cp_{vb} (T_{ovb} - T_0) + G_{lt} H_L}{Cp_{vb} (G_{ovD} + G_{lt})} + T_0 \quad \text{III.4.2.1}$$

Para el cálculo del flujo de agua de atemperación, a través de la válvula correspondiente, se tiene la siguiente expresión:

$$G_{lt} = Y_{at} C_{fat} \sqrt{P_{elt} - P_{vs}} \quad \text{III.4.2.2}$$

III.4.3 Sobrecalentador de Temperatura Intermedia

Lado Gases

La trayectoria que siguen los gases calientes que se generan al quemar el combustible en el hogar de la caldera, de acuerdo con la figura III.4.1, entran al hogar de la caldera y después ingresan a los bancos de tubos del los sobrecalentadores; el primero de ellos es sobrecalentador de temperatura intermedia.

El párrafo III.3.1, bajo el título de %transferencia de Calor por Radiación-, se considera que en el hogar de la caldera, la transferencia de calor por radiación es dominante (ver párrafo III.2) y conforme ascienden los gases calientes se van enfriando de tal manera que su potencial de influencia en la transferencia de calor va disminuyendo a la vez que la transferencia por convección se hace más significativa. Para el caso del sobrecalentador de temperatura intermedia en este trabajo se simplifica considerando despreciable la transferencia de calor por convección y por lo tanto sólo existe la transferencia por radiación.

Tomando en cuenta lo anterior y suponiendo las mismas consideraciones hechas en el planteamiento del sobrecalentador de baja temperatura se obtiene.

$$\frac{dT_{ogi}}{dt} = \frac{B_{gi} \left(\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pi}}{100} \right)^4 \right) - C_{p_{gi}} (T_{gh} - T_{ogi})}{C_{p_{gi}} M_{gaci}} \quad \text{III.4.3.1}$$

Donde la capacidad calorífica del vapor, $C_{p_{gi}}$, y la masa acumulada al interior de los tubos, M_{gaci} , se calculan tomando las mismas consideraciones del sobrecalentador de baja (ecuación III.4.1.12)

Lado Vapor.

El análisis dinámico en el lado vapor para el calentador de temperatura intermedia se plantea de manera semejante al sobrecalentador de baja:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Rapidez de acumulación} \\ \text{de energía interna en el} \\ \text{vapor de los tubos del} \\ \text{sobrecalentador de} \\ \text{temperatura intermedia} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de energía térmica} \\ \text{transferida por la pared de los} \\ \text{tubos del sobrecalentado de} \\ \text{temperatura intermedia al} \\ \text{vapor} \end{array} \right) \cdot \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de energía} \\ \text{térmica por el vapor} \\ \text{en el sobrecalentador} \\ \text{de temperatura} \\ \text{intermedia} \end{array} \right) \quad \text{III.4.3.2}$$

Haciendo las mismas consideraciones que para el caso del sobrecalentador de baja donde el vapor tiene la misma presión del domo, y el vapor sobrecalentado tiene comportamiento de gas ideal y demás suposiciones se obtiene:

$$\frac{dT_{ovi}}{dt} = \frac{G_{gc} C_{p_{gi}} (T_{egi} - T_{ogi}) - G_{ovD} C_{p_{vi}} (T_{ovi} - T_{evi})}{M_{vacv} C_{v_{vi}}} \quad \text{III.4.3.3}$$

Donde las capacidades caloríficas del gas y vapor, $C_{p_{gi}}$ y $C_{p_{vi}}$, y la masa acumulada al interior de los tubos, M_{acv} , se calculan tomando las mismas consideraciones del sobrecalentador de baja temperatura (ecuaciones III.4.1.5 y III.4.1.8 a la III.4.10)

La temperatura de la pared del tubo del sobrecalentador de temperatura intermedia se obtiene promediando las temperaturas de entrada y salida de los gases de combustión con las temperaturas de entrada y salida del vapor, o sea.

$$T_{pi} = \frac{T_{gh} + T_{ogi} + T_{ivi} + T_{ovi}}{4} \quad \text{III.4.3.4}$$

III.4.4 Recalentador

Lado Gases

En forma semejante y con las mismas consideraciones que para el sobrecalentador de temperatura intermedia, pero además considerando la transferencia de calor por convección, se obtiene:

$$\frac{dT_{ogre}}{dt} = \frac{G_{gc} C_{p_{gre}} (T_{ogi} - T_{ogre}) - h_{gre} (T_{ogre} - T_{pre})}{C_{p_{gre}} M_{gacre}} \quad \text{III.4.4.1}$$

Donde la capacidad calorífica del os gsesr, $C_{p_{gre}}$ y el coeficiente de transferencia de calor lado vapor, h_{gre} , se calculan aplicando las mismas consideraciones del sobrecalentador de baja temperatura (ecuaciones III.4.1.3 y III.4.1.5); en tanto que la masa acumulada al interior de los tubos, M_{gacre} se considera constante..

Lado Vapor

En forma semejante a los análisis de los equipos anteriores, el balance de energía del lado vapor del sobrecalentador de alta temperatura, obtenemos:

$$\frac{dT_{ovre}}{dt} = \frac{h_{vre} (T_{pre} - T_{ovre}) - G_{vre} C_{p_{vre}} (T_{ovre} - T_{ovTA})}{M_{vacre} C_{v_{vre}}} \quad \text{III.4.4.2}$$

Donde las capacidades caloríficas del vapor, $C_{p_{vre}}$, la masa acumulada al interior de los tubos, M_{vacre} , y el coeficiente de transferencia de calor lado vapor, h_{vre} , se calculan tomando las mismas consideraciones del sobrecalentador de baja (ecuaciones III.4.1.8, a III.4.1.12).

La temperatura del vapor de salida de la turbina de alta T_{ovTA} , se calculan con la ecuación III.9.13 en la sección III.9 de la turbina de alta presión.

La temperatura de la pared del tubo del recalentador se obtiene de un balance de la energía térmica que entra y sale de la pared.

$$\frac{dT_{pre}}{dt} = \frac{h_{gre}(T_{ogre} - T_{pre}) - h_{vb}(T_{pre} - T_{ovre})}{Cp_p M_{pre}} \quad \text{III.4.4.3}$$

Donde la capacidad calorífica del metal de los tubos Cp_p se considera constante.

III.4.5 Sobrecalentador de Alta Temperatura

Lado Gases

En forma semejante y con las mismas consideraciones que para el sobrecalentador de temperatura intermedia, el balance dinámico del sobrecalentador de alta temperatura, lado gases, nos da:

$$\frac{dT_{oga}}{dt} = \frac{G_{mg} Cp_{ga} (T_{ogre} - T_{oga}) - h_{ga} (T_{oga} - T_{pa})}{Cp_{ga} M_{gaca}} \quad \text{III.4.5.1}$$

Donde la capacidad calorífica del vapor, Cp_{ga} , la masa acumulada al interior de los tubos, M_{ga} , y el coeficiente de transferencia de calor lado vapor, h_{ga} , se calculan tomando las mismas consideraciones del sobrecalentador de baja (ecuaciones III.4.1.3 a III.4.1.5)

Lado Vapor

En forma semejante a los análisis de los equipos anteriores, el balance de energía del lado vapor del sobrecalentador de alta, obtenemos:

$$\frac{dT_{ova}}{dt} = \frac{h_{va} (T_{pa} - T_{ova}) - G_{ovD} Cp_{va} (T_{ova} - T_{ovi})}{M_{vaca} Cv_{va}} \quad \text{III.4.5.2}$$

Donde las capacidades caloríficas del vapor a presión y volumen constantes, Cp_{va} y Cv_{va} respectivamente, la masa acumulada al interior de los tubos, M_{vaca} , y el coeficiente de transferencia de calor lado vapor, h_{va} , se calculan tomando las mismas consideraciones del sobrecalentador de baja (ecuaciones III.4.1.8 a III.4.1.12)

La temperatura de la pared del tubo del sobrecalentador de temperatura intermedia T_{pa} , se obtiene de un balance de la energía térmica que entra y sale de la pared, como sigue:

$$\frac{dT_{pa}}{dt} = \frac{h_{ga} (T_{oga} - T_{pa}) - h_{va} (T_{pa} - T_{ova})}{Cp_p M_{pa}} \quad \text{III.4.5.3}$$

III.5 Economizador

Lado Gases

En esta sección se considera que únicamente tiene lugar transferencia de calor por convección. El balance dinámico de la energía térmica que ceden los gases de combustión, y la que pasa a través de la pared de los tubos del economizador resulta en la siguiente expresión:

$$\frac{dT_{ogz}}{dt} = \frac{G_{gc} C_{p_{gz}} (T_{ogb} - T_{ogz}) - h_{gz} (T_{ogz} - T_{pz})}{C_{p_{gz}} M_{gacz}} \quad \text{III.5.1}$$

Donde, al igual que en el caso de los sobrecalentadores, la capacidad calorífica de los gases, $C_{p_{gz}}$, la masa de gases acumulada en el exterior de los tubos, M_{gacz} , y el coeficiente de transferencia de calor lado vapor, h_{gz} , se calculan tomando las mismas consideraciones del sobrecalentador de baja (ecuaciones III.4.1.3 a III.4.1.5).

Lado Agua de Alimentación

El agua de alimentación, proveniente de los calentadores de alta presión, entra al economizador a la temperatura T_{oaad} , dicha agua se calienta con los gases que salen del sobrecalentador de baja, ver figura III.4.1. El balance de energía de esta transferencia nos da la expresión diferencial para el cálculo de la temperatura de salida del agua de alimentación del economizador, T_{oaaz} , con la que entra al domo.

El planteamiento dinámico de balance de energía por dentro de los tubos que llevan al agua de alimentación al domo es como sigue:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación de} \\ \text{energía interna de} \\ \text{agua de alimentación} \\ \text{en el economizador} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de energía} \\ \text{térmica transferida} \\ \text{por la pared del} \\ \text{economizador al agua} \\ \text{de alimentación} \end{array} \right) \dot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de energía} \\ \text{térmica ganado} \\ \text{por el agua de} \\ \text{alimentación en el} \\ \text{economizador} \end{array} \right) \quad \text{III.5.2}$$

Planteando las expresiones correspondientes, nos queda:

$$\frac{dT_{oaaz}}{dt} = \frac{h_{aaz} (T_{pz} - T_{oaaz}) - G_{aa} C_{p_l} (T_{oaaz} - T_{oaad})}{C_{p_l} M_{acz}} \quad \text{III.5.3}$$

Donde la capacidad calorífica del agua C_{p_l} se considera constante y el coeficiente de transferencia de calor lado agua de alimentación, h_{aaz} , se calcula en forma similar como en la ecuación III.4.1.11.

La temperatura de la pared del tubo del economizador el cual se obtiene de un balance de la energía térmica que entra y sale de la pared como sigue:

$$\frac{dT_{pz}}{dt} = \frac{h_{gz} (T_{ogz} - T_{pz}) - h_{aaz} (T_{pz} - T_{oaaz})}{C_{p_p} M_{pz}} \quad \text{III.5.4}$$

III.6 Ventilador de Tiro Forzado

Flujo de Aire

La trayectoria del flujo de aire de la atmósfera al hogar de la caldera se puede plantear en dos ecuaciones, una del flujo a través del ventilador de tiro forzado y otra con la caída de presión en tuberías y accesorios.

La gráfica de flujo de aire contra la carga del ventilador, se puede aproximar con una parábola con foco en el origen, como se propone en la siguiente expresión:

$$G_{air} = \frac{\sqrt{P_{of} - C_{TF1} Y_f}}{C_{TF2}} \quad \text{III.6.1}$$

Donde se ha considerado velocidad fija y constante en el ventilador del tiro forzado.

En tanto que el flujo de aire a través del precalentador de aire y otros obstáculos hasta llegar al hogar de la caldera, al tratarse de gases se aplica una expresión resultante de un balance simplificado de energía (llamado ecuación de Bernoulli) como sigue.

$$G_{air} = C_{f_{air}} \sqrt{P_{of}^2 - P_{gh}^2} \quad \text{III.6.2}$$

En esta última expresión se tomó temperatura constante en el aire la cual está incluida dentro del coeficiente de flujo.

En las ecuaciones III.6.1 y III.6.2 consideran la presión de salida del ventilador del tiro forzado, P_{of} , ésta se puede obtener al igualar ambas ecuaciones y resolver para P_{of} , para calcularla y después evaluar el flujo de aire con cualquiera de dichas ecuaciones. El resultado de las sustituciones es una ecuación de segundo orden en P_{of} como sigue:

$$C_{f_{air}}^2 P_{of}^2 + \frac{1}{C_{TF2}^2} P_{of} - C_{f_{air}}^2 P_{gh}^2 + C_{TF1} Y_f = 0 \quad \text{III.6.3}$$

Presión en el Hogar de la Caldera

A través de un balance de materia del gas (aire) que entra y sale (gases de combustión) del hogar de la caldera nos da que:

$$\frac{d\rho_{gc}}{dt} = \frac{G_{air} - G_{gc}}{V_{gh}} \quad \text{III.6.4}$$

Considerando que los gases de combustión tienen comportamiento ideal, entonces aplicando la ley de los gases ideales podemos obtener la presión en el hogar de la caldera:

$$P_{gh} = \rho_{gc} R_{gh} T_{fh} \quad \text{III.6.5}$$

Con el objeto de tener a la presión del hogar de la caldera como variable de estado se puede derivar la ecuación III.7.5, y combinando la expresión resultante con la misma ecuación III.7.5 se obtiene:

$$\frac{dP_{gh}}{dt} = R_{gh} T_{fh} \frac{d\rho_{gc}}{dt} + \frac{P_{gh}}{T_{fh}} \frac{dT_{fh}}{dt} \quad \text{III.6.6}$$

III.7 Precalentador de Aire Regenerativo

Balance Térmico en la Pared

Puesto que el precalentador de aire es regenerativo, de acuerdo con la referencia CFE (1984), es un elemento giratorio, compuesto de compartimentos, llamados canastas, que contienen láminas corrugadas. El cilindro giratorio, al girar, alternativamente pasa por el aire y por los gases de escape, de manera que las láminas corrugadas absorben calor cuando pasan por los gases de escape y al entrar en contacto con el aire le transfieren el calor absorbido, calentando así al aire que después entra al hogar de la caldera. Entonces a este equipo lo podemos considerar como una masa metálica que toma energía térmica de los gases calientes, acumulada en las partes metálicas, y transfiere esta energía al aire entrante. La acumulación de energía térmica en los gases y en el aire y gases de escape se considera despreciable. La figura III.7.1 ilustra una representación útil para el planteamiento de las ecuaciones representativas:

El planteamiento dinámico de la energía que entra y sale de la pared de la parte metálica (láminas corrugadas) del precalentador regenerativo queda como sigue:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación de} \\ \text{energía térmica en el} \\ \text{metal (láminas) del} \\ \text{precalentador de aire} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de calor transferido} \\ \text{a las paredes metálicas} \\ \text{del precalentador de aire} \\ \text{por los gases de} \\ \text{combustión} \end{array} \right) \dot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Flujo de calor} \\ \text{transferido al aire por} \\ \text{las partes metálicas} \\ \text{del precalentador de} \\ \text{aire} \end{array} \right) \quad \text{III.7.1}$$

La expresión matemática de este planteamiento es:

$$\frac{dT_{pF}}{dt} = \frac{h_{gF} \left(\frac{T_{ogz} + T_{ogF}}{2} - T_{pF} \right) - h_{airF} \left(T_{pF} - \frac{T_{oairn} + T_{oairF}}{2} \right)}{Cp_p M_{pF}} \quad \text{III.7.2}$$

Donde los coeficientes de transferencia de calor h_{gF} y h_{airF} se obtienen con una ecuación semejante a la ecuación III.4.3, en función de los flujos G_{gc} y G_{air} respectivamente.

Puesto que se ha considerado despreciable la acumulación de energía térmica en el aire y en los gases de combustión, dentro del precalentador regenerativo, se puede plantear dos balances de estado estable para la energía térmica que ceden los gases de combustión a la parte metálica del precalentador, y la energía que recibe el aire, cedida por la parte metálica del mismo precalentador, o sea, el calor cedido por los gases de combustión a la parte metálica del precalentador, con lo cual se obtiene:

$$: \quad G_{gc} C_{p_{gF}} (T_{ogZ} - T_{ogF}) = h_{gF} \left(\frac{T_{ogZ} + T_{ogF}}{2} - T_{pF} \right)$$

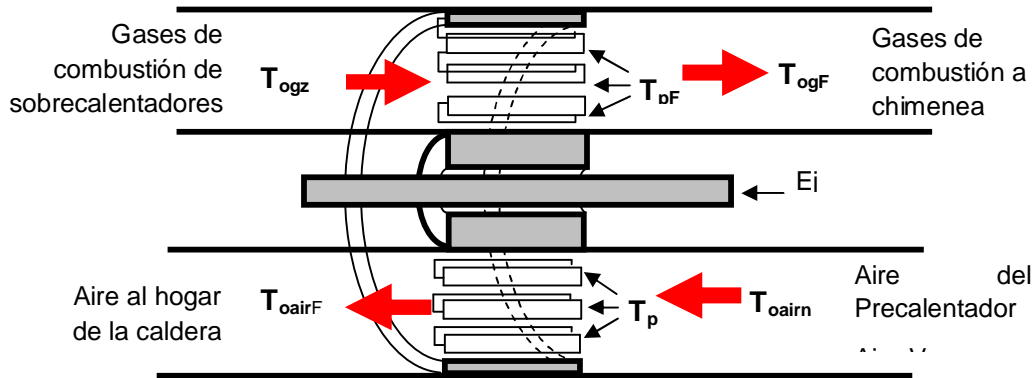


Figura III.7.1. Balance de Energía en el precalentador de aire.

Despejando la temperatura salida de los gases del precalentador regenerativo, nos da:

$$T_{ogF} = \frac{h_{gF} \left(T_{pF} - \frac{T_{ogZ}}{2} \right) + G_{gc} C_{p_{gF}} T_{ogZ}}{\frac{h_{gF}}{2} + G_{gc} C_{p_{gF}}} \quad \text{III.7.3}$$

La capacidad calorífica de los gases de combustión $C_{p_{gF}}$ es función, como en los casos anteriores, de la temperatura promedio de la de los gases de salida del economizador, T_{ogZ} , y de salida del precalentador de aire, T_{ogF} . El valor de h_{gF} se obtiene similarmente a los casos anteriores, con la ecuación III.4.1.3, con el flujo de los gases de combustión, G_{gc} .

Calor absorbido por el aire de la parte metálica del precalentador regenerativo

$$G_{air} C_{p_{airF}} (T_{oairF} - T_{oairn}) = h_{airF} \left(T_{pF} - \frac{T_{oairn} + T_{oairF}}{2} \right)$$

Despejando la temperatura salida de los gases del precalentador regenerativo, nos da:

$$T_{oairF} = \frac{h_{airF} \left(T_{pF} - \frac{T_{oairn}}{2} \right) + G_{air} C_{p_{airF}} T_{oairn}}{\frac{h_{airF}}{2} + G_{air} C_{p_{airF}}} \quad \text{III.7.4}$$

Donde la capacidad calorífica del aire $C_{p_{airF}}$ es función de la temperatura promedio de salida del aire del calentador aire-vapor, T_{oairn} , y la de salida del aire del calentador aire-vapor T_{oairF} , en tanto que h_{airF} se obtiene como una función del flujo de aire aplicando la misma ecuación III.4.1.3.

III.8 Calentador Aire-Vapor

Balance de Energía Térmica

Para el planteamiento del balance térmico del calentador aire-vapor (ver figura III.9.1), puesto que es un equipo que únicamente nos es útil para completar la trayectoria aire-gases de combustión, y no hay interés en el estudio de su dinámica, entonces únicamente se plantearán las expresiones mínimas en estado estable, sólo para cumplir con la necesidad de considerar la transferencia de calor que se lleva a cabo en este equipo; por tanto se hacen las siguientes consideraciones:

- El flujo de vapor auxiliar, dentro del precalentador aire-vapor, se considera que se acomoda de forma prácticamente instantánea a las necesidades de suministro de calor, por lo que no hay necesidad de calcular este flujo.
- El condensado de vapor no influye en el proceso de transferencia de calor, ni se acumula, es decir éste se expulsa sin problema.
- La transferencia de calor por la pared de los tubos es proporcional a la diferencia de temperaturas promedio en los extremos del calentador, es decir se considera el coeficiente de transferencia de calor constante.
- El sistema se comporta con dinámica rápida y por tanto sin retraso de tiempo.

Con todo esto el balance de energía térmica en el calentador de aire-vapor da la siguiente expresión.

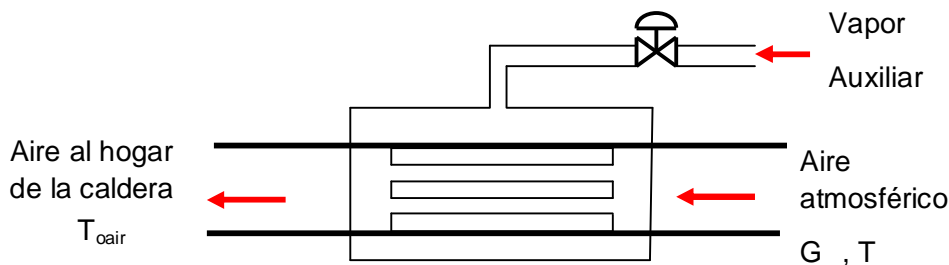


Figura III.8.1. Balance de Energía en el calentador de aire-vapor

$$T_{oair} = \frac{U_{vaux} (2T_{vaux} - T_J) + G_{air} Cp_{air} T_J}{U_{vaux} + Cp_{air} G_{air}} \quad \text{III.8.1}$$

Donde la diferencia de temperaturas promedio de la entrada y salida del calentador se calcula como $(2T_{vaux} - T_{oair} - T_J)/2$, y el 2 del divisor está incluido en el coeficiente de transferencia U_{vaux} .

Con estas últimas expresiones se cierra el ciclo de ecuaciones del generador de vapor.

III.9 Turbina de Alta Presión

Flujos y Presiones del Domo a la Turbina Alta Presión.

De acuerdo con la figura III.9.1, la caída de presión del domo a la salida de sobrecalentadores, se obtiene aplicando un balance de energía (ecuación de Bernoulli) aplicado a gases, con lo cual el flujo de vapor que sale del domo G_{ovD} , se puede obtener considerando la caída de presión a través de la tubería de todo el sistema de sobrecalentadores como sigue:

$$G_{ovD} = C_{fvDa} \sqrt{\frac{P_{vs}^2 - P_{ova}^2}{T_{vs_a}}} \quad \text{III.9.1}$$

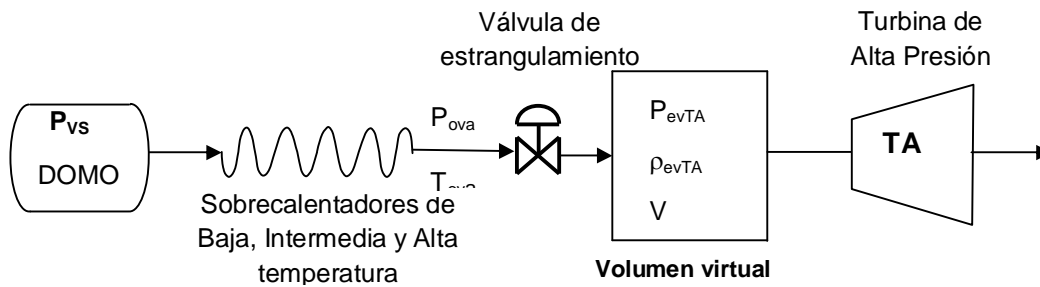


Figura III.9.1. Caída de presión del domo a la turbina de alta presión.

Donde T_{vs_a} se obtiene como el promedio de las temperaturas del vapor saturado del domo y de salida del sobrecalentador de alta, o sea.

$$T_{vs_a} = \frac{T_{vs} + T_{ova}}{2} \quad \text{III.9.2}$$

Como el flujo que sale de los sobrecalentadores G_{ovD} es el mismo que el que pasa por la válvula de control de estrangulamiento del vapor, por tanto:

$$G_{ovD} = Y_{ves} C_{fves} \sqrt{\frac{P_{ova}^2 - P_{evTA}^2}{T_{ova}}} \quad \text{III.9.3}$$

La evaluación de la presión intermedia P_{ova} se lleva a cabo resolviendo simultáneamente III.9.1 y III.10.3 del flujo de vapor del domo y a través de la válvula de estrangulamiento, quedando la siguiente expresión:

$$P_{ova} = \left[\frac{C_{fvDa}^2 P_{vs}^2 + Y_{ves}^2 C_{fves}^2 P_{evTA}^2}{Y_{ves}^2 C_{fves}^2 + C_{fvDa}^2} \right]^{1/2} \quad \text{III.9.4}$$

Presión de entrada a la turbina de alta presión

Para el cálculo de esta presión se ha considerado que el retraso de tiempo relacionado con el volumen virtual de vapor en el tren de sobrecalentadores, ocurre en un volumen igual al de los tubos de este tren más el volumen del vapor en el domo y tubería de interconexión que está

entre la válvula de estrangulamiento de vapor de la turbina de alta y la entrada a dicha turbina, como se muestra en la figura III.9.1. Un balance de materia simplificado en este volumen se puede plantear como un retraso de primer orden, como sigue:

$$\frac{dP_{evTA}}{dt} = \frac{G_{ovD} - G_{ovTA}}{\tau_{D-a}} \quad \text{III.9.5}$$

Donde τ_{TA} es la constante de tiempo del proceso.

El flujo de vapor a través de la turbina de alta se considera supersónico, por lo que aplica la siguiente expresión

$$G_{ovTA} = C_{f_{vTA}} \frac{P_{evTA}}{T_{evTA}^{0.5}} \quad \text{III.9.6}$$

Donde la temperatura del vapor de entrada a la turbina de alta, T_{evTA} , se calcula considerando una expansión isentrópica del vapor de la salida del sobrecalentador de alta a la entrada a la turbina de alta presión, como sigue:

$$T_{evTA} = T_{ova} \left(\frac{P_{evTA}}{P_{ovTA}} \right)^{\Phi_{ves}} \quad \text{III.9.7}$$

Densidad del Vapor a la Entrada de la Turbina de Alta Presión (ρ_{evTA}).

Al entrar el vapor sobrecalentado en el volumen virtual sufre una expansión cuya densidad la podemos calcular con la ecuación de los gases ideales.

$$\rho_{evTA} = \frac{P_{evTA}}{R_v T_{evTA}} \quad \text{III.9.8}$$

Densidad del vapor a la salida de la Turbina de alta presión (ρ_{ovTA}).

Considerando una expansión adiabática reversible se puede aplicar la expresión para la expansión isentrópica:

$$\rho_{ovTA} = \rho_{evTA} \left(\frac{P_{ovTA}}{P_{evTA}} \right)^{\Phi_{TA}} \quad \text{III.9.9}$$

Flujos y Presiones de la Turbina de Alta al Condensador Principal.

El flujo de vapor a través del recalentador G_{ovre} el cual considera la caída de presión a través de la válvula interceptora, se obtiene con la expresión simplificada de la ecuación de Bernoulli para gases, como sigue:

$$G_{ovre} = C_{f_{vre}} \sqrt{\frac{P_{ovTA}^2 - P_{evTI}^2}{T_{ovre}}} \quad \text{III.9.10}$$

Considerando que una parte del flujo que sale de la turbina de alta se desvía principalmente hacia el calentador 7, el flujo hacia este calentador se propone simplificar su cálculo considerándolo como proporcional al flujo de vapor por la turbina de alta, o sea:

$$G_{cal7} = K_{cal7} G_{vTA} \quad \text{III.9.11}$$

De acuerdo con la figura III.10.2 tenemos que:

$$G_{ovta} = G_{vre} + G_{vcal7}$$

Por lo que sustituyendo las ecuaciones III.9.6, III.9.10 y III.9.11 en esta última expresión obtenemos la presión del vapor de salida de la turbina de alta, P_{ovTA}

$$P_{ovTA} = \left(\frac{T_{ovre}}{C_{fvre}^2} \left[\frac{C_{fvTA} P_{evTA}}{T_{evTA}^{0.5}} - G_{vcal7} \right]^2 + P_{evTI}^2 \right)^{1/2} \quad \text{III.9.12}$$

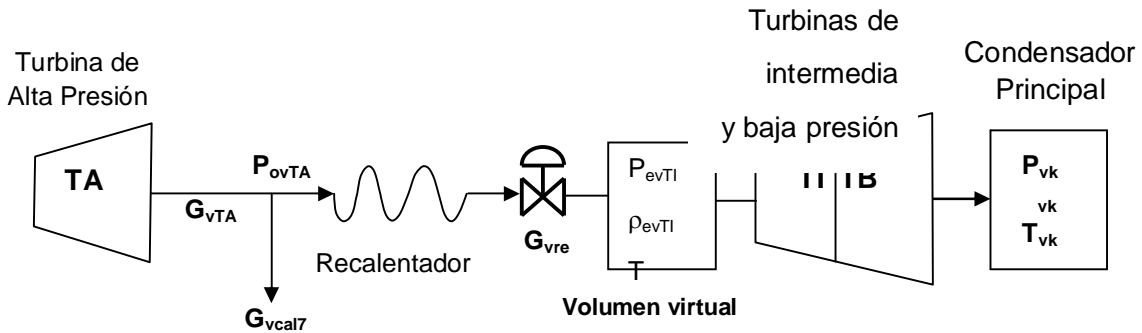


Figura III.9.2.. Caída de presión de la turbina de alta presión a la de baja presión.

Temperatura del vapor a la salida de la turbina de alta, T_{ovTA} .

Considerando una expansión isentrópica del vapor que sale de la turbina de alta, se puede aplicar la expresión siguiente:

$$T_{ovTA} = T_{evTA} \left(\frac{P_{ovTA}}{P_{evTA}} \right)^{\Phi_{TA1}} \quad \text{III.9.13}$$

III.10 Turbinas Intermedia y Baja Presión

Flujo de vapor a través de la turbina de presión intermedia

El flujo de vapor a través de las turbinas de presión intermedia y baja, se considera que es el mismo, y que fluye en condiciones supersónicas, por tanto simplificando las extracciones de vapor aplica la siguiente expresión

$$G_{vTI_TB} = C_{f_{TI_TB}} \frac{P_{evTI}}{T_{ovre}^{0.5}} \quad \text{III.10.1}$$

Presión de entrada a la turbina de presión intermedia

Para el cálculo de esta presión se ha considerado que el retraso de tiempo por el volumen de vapor en el recalentador ocurre en un volumen igual al del recalentador y tuberías de interconexión entre de las turbinas de presión intermedia y la de alta, como se muestra en la figura III.10.2. Un balance de materia simplificado en este volumen es:

$$\frac{dP_{evTI}}{dt} = \frac{G_{vre} - G_{vTI-TB}}{\tau_{re-TB}} \quad \text{III.10.2}$$

Densidad del vapor a la entrada de la Turbina de Presión Intermedia (ρ_{evTI})

De acuerdo con la figura III.10.1, el vapor que sale de la válvula interceptora sufre una expansión, para después entrar a la turbina de presión intermedia. Esta expansión la podemos aproximar con la ecuación de los gases ideales.

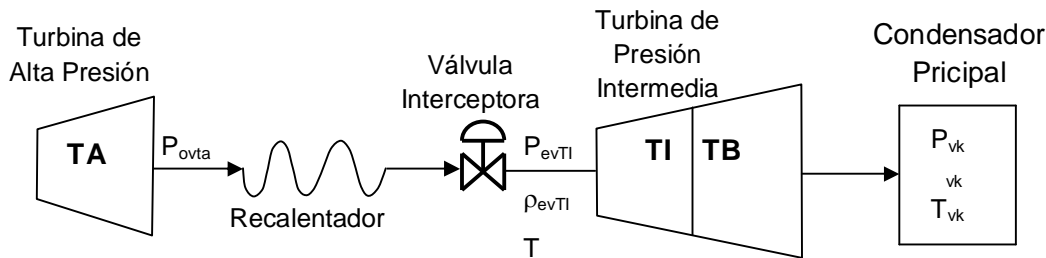


Figura III.10.1. Caída de presión de la turbina de alta presión a la de baja presión.

$$\rho_{evTI} = \frac{P_{evTI}}{R_{vTI} T_{ovre}} \quad \text{III.10.3}$$

Donde T_{ovre} se ha calculado en los balances del recalentador.

III.11 Generación y Velocidad de giro de las Turbinas

Balances de Energía en las Turbinas de Baja, Media y Alta Presión

Puesto que las turbinas de baja, media y alta presión están montadas sobre el mismo eje, el cual se hace rodar por efecto de la expansión del vapor en cada una de estas turbinas, se hace necesario el planteamiento de un análisis dinámico único para las tres turbinas el cual resulta en la ecuación diferencial para la determinación de la velocidad angular del eje.

El balance energético general considerando que la TA, TI y TB están montadas sobre el mismo eje nos da:

$$\left. \frac{dE_K}{dt} \right|_{Vol:Ctrl} = G_{vTA} \Delta H_{vTA} + G_{vTA} \Delta H_{TI-TB} - W_f - E_{MW} \quad \text{III.11.1}$$

Considerando el proceso de expansión adiabático y reversible, un balance de energía que entra y sale de la turbina de alta, nos permite calcular la diferencia de entalpías de entrada y salida de dicha turbina, ver referencia Balzhizer, et al: (1972), lo cual resulta en:

$$\left(\begin{array}{l} \text{Rapidez de} \\ \text{acumulación} \\ \text{de energía} \\ \text{cinética} \\ \text{rotativa del eje} \\ \text{de las turbinas} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Diferencia de} \\ \text{entalpías del vapor} \\ \text{sobrecautado de} \\ \text{la entrada y salida} \\ \text{de la turbina de} \\ \text{alta} \end{array} \right) \dot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Diferencia de entalpías} \\ \text{del vapor recalentado a} \\ \text{la entrada de la turbina} \\ \text{intermedia y del vapor} \\ \text{de escape de la turbina} \\ \text{de baja} \end{array} \right) \dot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Trabajo} \\ \text{de fricción} \\ \text{del eje de} \\ \text{las tres} \\ \text{turbinas} \end{array} \right) \dot{E} \left(\begin{array}{l} \text{Energía} \\ \text{eléctrica} \\ \text{generada} \end{array} \right)$$

$$G_{vTA} \Delta H_{vTA} = \frac{G_{vTA} P_{evTA}}{\rho_{evTA}} \left[1 - \left(\frac{P_{ovTA}}{P_{evTA}} \right)^{\phi_{TA2}} \right] \eta_{TA-p} \quad \text{III.11.2}$$

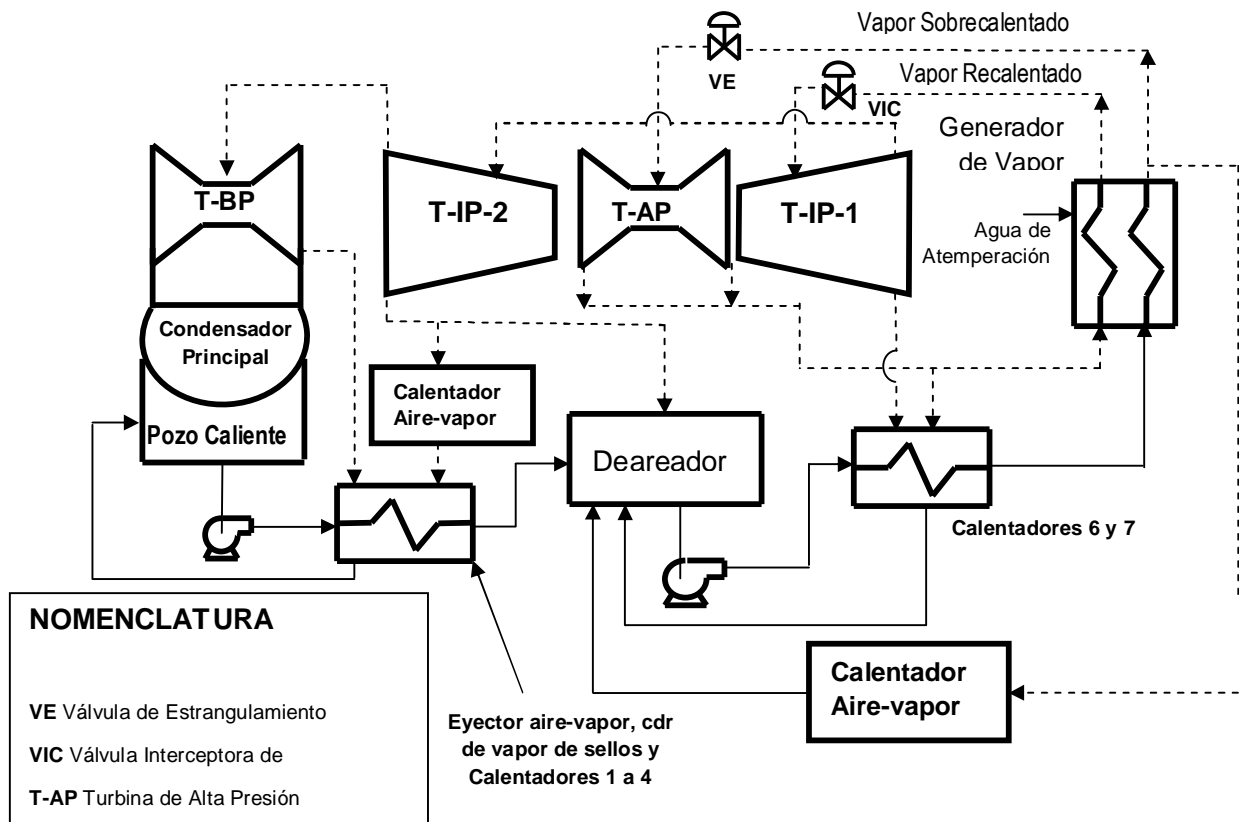


Figura III.11.1. Trayectoria del Vapor por Turbinas y Agua de Alimentación.

Donde η_{TA-p} es una constante relacionada con la eficiencia, la relación de C_p/C_v , e incluye la constante de adecuación de unidades como sigue:

$$\eta_{TA-p} = \frac{1000 \eta_{TA} K_{TA}}{K_{TA} - 1}$$

Además de que el exponente ϕ_{TA2} se calcula como:

$$\varphi_{TA2} = \frac{K - 1}{K} \quad \text{Siendo } K = Cp/Cv.$$

Considerando como un solo proceso el paso de vapor por las turbinas de presión intermedia y de baja presión a las que entra el vapor recalentado y sale vapor húmedo que finalmente es condensado en el condensador principal. El balance de energía de la expansión isentrópica, nos da:

$$G_{vTI_TB} \Delta H_{vTI_TB} = \frac{G_{vTI_TB} P_{evTI}}{\rho_{evTI}} \left[1 - \left(\frac{P_{vk}}{P_{evTI}} \right)^{\gamma_{TI_TB}} \right] \eta_{TI_TB_p} \quad \text{III.11.3}$$

Donde la constante $\eta_{TI_TB_p}$ tiene las mismas observaciones de η_{TA_p} , explicada en párrafo anterior.

Trabajo de Ficción

El trabajo de fricción se considera como proporcional a la velocidad angular, por tanto

$$W_f = K_f \omega_{gen} \quad \text{III.11.4}$$

Carga Generada

El cálculo de la energía eléctrica producida por el generador se ha simplificado con la siguiente expresión que está en función del voltaje en terminales, **Vol**, y del ángulo de desfase entre los campos del estator y del rotor, δ :

$$E_{MW} = Vol \times K_{MW} \text{sen} \delta \quad \text{III.11.5}$$

En vista de que el propósito del presente trabajo no es el estudio de transitorios de la dinámica de las variables eléctricas, se propone una fórmula que realiza el trabajo y que cumple con los requerimientos de la respuesta del proceso, referencia Delgadillo y Hernandez (2002).

$$Vol = K_{VT1} + \frac{d\delta}{dt} (K_{VT2} + K_{VT3} D) \quad \text{III.11.6}$$

Donde **D** es el valor absoluto de la primera derivada de δ , o sea:

$$D = \left| \frac{d\delta}{dt} \right|$$

El ángulo de desfase de los campos, δ , es función de la frecuencia de la red, ω_0 , y de la velocidad angular de las turbinas, ω_t , como sigue:

$$\frac{d\delta}{dt} = 2\pi (\omega_t - \omega_0) \quad \text{III.11.7}$$

Ya que no es de nuestro interés el estudio de la dinámica de la red nacional, ω_0 se toma como constante (60HZ)

Velocidad Angular del Eje de Turbinas

Sustituyendo en la ecuación III.12.1 las expresiones de los diferentes tipos de energía que influyen en el giro de la misma, evaluados en las expresiones III.12.2 a la III.12.5, se obtiene:

$$\frac{d\omega_{gen}}{dt} = \frac{1}{2\pi I} \left[\frac{G_{vTA} \Delta H_{vTA} + G_{vTI_TB} \Delta H_{vTI_TB}}{10^6} - E_{MW} - W_{ft} \right] \quad \text{III.11.8}$$

Donde el término de la rapidez de acumulación de energía cinética es el producto de la derivada de la velocidad angular por la inercia y por 2 .

III.12 Sistema de Condensados

Flujos y Presiones de los Sistemas de Condensados y Agua de Alimentación

En el planteamiento de las ecuaciones representativas de este análisis se hicieron las siguientes consideraciones:

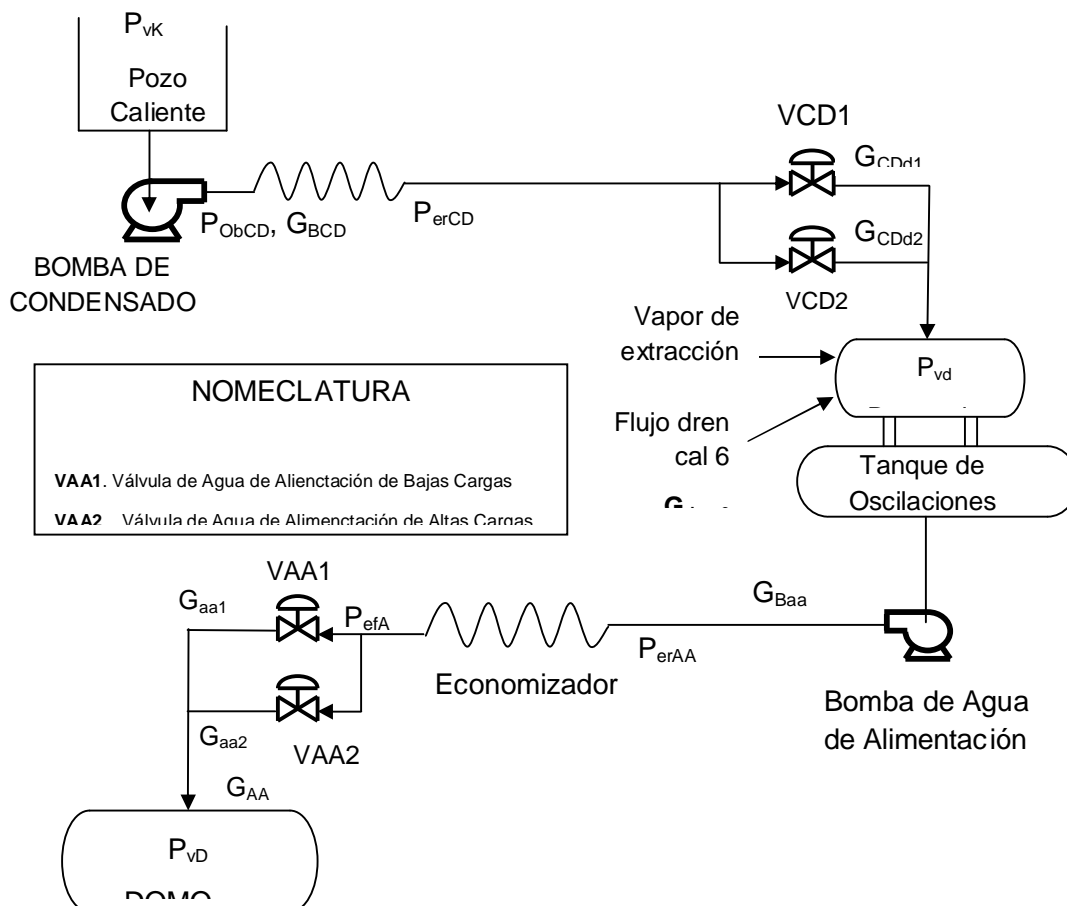


Figura III.12.1. Balance de Flujos y Presiones del Sistema de Condensados y Agua de Alimentación.

1. Puesto que no se pretende hacer estudio del transitorio ocasionado por la pérdida de una bomba, se considerará una sola bomba de condensados y otra para el agua de alimentación con capacidad del 100% en ambos casos.
2. La presión en la succión de la bomba de condensados se considera constante ya que ésta depende de la presión del vapor en el condensador principal, la cual es prácticamente constante, y de la columna de agua que soporta la succión de esta bomba y que depende del nivel del pozo caliente cuyas variaciones mínimas permiten considerarla constante.
3. No se representan los transitorios de presión durante el arranque de ambas bombas debido a que están fuera del alcance establecido para esta tesis, por tanto se consideran en operación al 100% de su carga y a velocidad constante.
4. Puesto que el deareador no es objeto de estudio de esta tesis y solo interesa como tanque de almacenamiento de agua para la bomba de agua de alimentación, por tanto la presión de este equipo se considera constante.
5. Todas las válvulas de control se consideran de característica lineal por las razones dadas en el punto 2 del inciso III.1 de Alcances y Limitaciones+.

Flujo de Condensados

Considerando que la curva característica (carga contra flujo liberado) de esta bomba se aproxima con una curva parabólica, con foco sobre el eje de las abscisas, se puede plantear la ecuación de esta curva, para una bomba centrífuga que gira a velocidad constante, como sigue:

$$G_{Bcdo} = C_{f_{Bcdo}} \sqrt{P_{fcBcdo} - P_{oBcdo}} \quad \text{III.12.1}$$

De acuerdo con la figura III.12.1, el flujo a través de ambas válvulas de condensado es el mismo del flujo de la bomba de condensados ($G_{cdo} = G_{Bcdo}$). Las válvulas de control están localizadas en la línea de entrada al deareador, al estar en paralelo se obtiene la siguiente expresión.

$$G_{cdo} = (Y_{cdo1} C_{f_{cdo1}} + Y_{cdo2} C_{f_{cdo2}}) \sqrt{P_{opcdo} - P_{vd}} \quad \text{III.12.2}$$

El cálculo del flujo de condensados, G_{Bcdo} , requiere de la solución simultánea de estas dos últimas expresiones, lo cual resulta en una ecuación para el cálculo de la presión de salida de la bomba de condensados P_{oBcdo} , como sigue:

$$P_{oBcdo} = \frac{P_{vd} + P_{fcBcdo} A^2}{1 + A^2} \quad \text{III.12.3}$$

Donde

$$A = \frac{C_{f_{Bcdo}}}{Y_{cdo1} C_{f_{cdo1}} + Y_{cdo2} C_{f_{cdo2}}}$$

III.13 Sistema de Agua de Alimentación

De acuerdo con la figura III.12.1, el agua de alimentación que entra al domo de la caldera pasa por un recorrido saliendo del desareador, pasa por la bomba de agua de alimentación, por el economizador y por las válvulas de control de agua de alimentación. El cálculo del flujo por cada uno de estos equipos es como sigue:

Bomba de Agua de Alimentación

Considerando un comportamiento parabólico de la curva de carga-flujo de la bomba de agua de alimentación, además de que para los propósitos del presente trabajo, se considera que la bomba gira a velocidad angular constante, por tanto se plantea la siguiente ecuación semejante a la aplicada para la bomba de condensados:

$$G_{Baa} = C_{f_{Baa}} \sqrt{P_{fc_{Baa}} - P_{o_{Baa}}} \quad \text{III.13.1}$$

Economizador

En tanto que el flujo de agua a través del economizador G_{aaec} , se puede calcular de forma simplificada:

$$G_{aaec} = C_{f_{ec}} \sqrt{P_{o_{Baa}} - P_{e_{Vaa}}} \quad \text{III.13.2}$$

Válvulas de Agua de Alimentación

Estando estas válvulas operando en paralelo, ver figura III.12.1, aplica una ecuación semejante a las de las válvulas de condensado, o sea:

$$G_{aa} = (Y_{aa1} C_{f_{aa1}} + Y_{aa2} C_{f_{aa2}}) \sqrt{P_{e_{Vaa}} - P_{vs}} \quad \text{III.13.3}$$

Puesto que los flujos de la bomba de agua de alimentación y del agua de alimentación por las válvulas son iguales ($G_{Baa} = G_{aa}$), la solución simultánea de las ecuaciones III.13.1 a III.13.3, nos permite calcular las presiones de entrada a las válvulas de agua de alimentación $P_{e_{Vaa}}$, y de salida de la bomba de agua de alimentación $P_{o_{Baa}}$, resultando las siguientes expresiones

$$P_{e_{Vaa}} = \frac{C_{aaec1} P_{f_{caa}} + A P_{vs}}{1 + A + C_{aaec2}} \quad \text{III.13.4}$$

$$P_{o_{Baa}} = C_{aaec1} P_{f_{caa}} + C_{aaec2} P_{e_{Vaa}} \quad \text{III.13.5}$$

Donde:

$$C_{aaec1} = \left(\frac{Cf_{Baa}}{Cf_{Baa} + Cf_{ec}} \right)^2$$

$$A = \left(\frac{Y_{aa1} Cf_{aa1} + Y_{aa2} Cf_{aa2}}{Cf_{ec}} \right)^2$$

$$C_{aaec2} = \left(\frac{Cf_{ec}}{Cf_{Baa} + Cf_{ec}} \right)^2$$

Una vez conocidas las presiones P_{evaa} y P_{oBaa} , y puesto que la presión de vapor del domo P_{vs} es variable de estado, con cualquiera de las expresiones de la III.13.1 o de la III.13.3, se puede calcular el flujo de agua de alimentación, G_{aa} .

III.14 Deareador

Balance de Materia en el Deareador

Siendo el deareador un condensador de contacto directo donde el flujo de vapor de extracción de la turbina de presión intermedia, etapa 2, se condensa al entrar en contacto con el agua de condensados proveniente de las válvulas de control de condensados, e igual suerte corre el vapor del posible flasheo del drenaje de los calentadores 6 y 7, como toda la materia entrante se convierte en líquido, todos estos flujos cooperan para el almacenamiento de líquidos en el tanque de oscilaciones del desareador. El balance de materia nos da:

$$\left[\begin{array}{l} \text{Rapidez de acumulación} \\ \text{de agua en el tanque de} \\ \text{almacenamiento del} \\ \text{deareador} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de condensados} \\ \text{a través de las} \\ \text{válvulas de} \\ \text{condensado} \end{array} \right] \dot{E} \left[\begin{array}{l} \text{Flujo de salida del tanque} \\ \text{de almacenamiento de} \\ \text{deareador a la bomba de} \\ \text{agua de alimentación} \end{array} \right] \quad \text{III.14.1}$$

Al igual que en domo (inciso III.3.3) el deareador es un tanque cilíndrico acostado con tapas toriesféricas y por tanto la expresión para el cálculo del nivel es semejante.

$$\frac{dN_d}{dt} = \frac{G_{cdo} - G_{Baa}}{\rho_{Ld} \left(2L_d \sqrt{D_d N_d - N_d^2} + C_{ld} N_d (D_d - N_d) \right)} \quad \text{III.14.2}$$

Por no considerar de interés para los principales objetivos del presente trabajo de tesis, han quedado fuera del planteamiento del modelo del deareador todo lo concerniente a la variación de la presión en este equipo y por tanto quedan fuera también los flujos de vapor de extracción y de drenado de agua del calentador 6 y el fenómeno de condensación de estos vapores, ver figura III.12.1.

III.15 Estrategias de Control

La estrategia de control incluida en las pruebas de simulación realizadas, se hizo en dos partes, primero se prueba al modelo del proceso con las estrategias del control convencional que actualmente están operando en planta, y después se plantea correcciones a los lazos convencionales aplicando señales de prealimentación las cuales se basan en la introducción de señales que consideran el efecto de la evaporización y condensación instantáneas.

III.15.1 Sistema de Control de Agua de Alimentación

Control Convencional

Los lazos de control convencional se programaron en el medio ambiente de Simulink de Matlab, de acuerdo con los diagramas de las figuras II.3.1.1 y II.3.2.1 y a su descripción funcional descrita en los incisos II.3.1 y II.3.2.

III.15.2 Lazos de Control Modificados

El nivel del domo se ve seriamente afectados por los fenómenos de evaporización y condensación instantáneos ya que los fenómenos de evaporización y condensación instantáneos ocasionan el desplazamiento de agua de las paredes de agua al domo, y viceversa, del domo a las paredes de agua.

El fenómeno de combustión también se ve influenciado por la evaporización y condensación instantáneos, ya que afectan el comportamiento de la presión del vapor que es la variable controlada en el control de combustión; por lo tanto es razonable pensar en aprovechar algunos de los desarrollos matemáticos planteados en esta tesis para estos fenómenos e incorporarlos en los lazos del control actual de nivel del domo y del sistema de combustión, esto con el propósito de que la problemática generada por los fenómenos mencionados, tenga un tratamiento apropiado.

Las figuras III.15.1.2.1 y III.15.1.2.2 muestran los esquemas del control propuesto, basados en los esquemas de control convencionales cuya operación se explica en los incisos II.3.1, para el control de combustión, y II.3.2 para el de agua de alimentación, con la única novedad de haberles incorporado como señales de prealimentación los flujos de evaporización y condensación instantáneas, las cuales se suman a la señal de demanda de posición del salida del controlador maestro (ver los bloques sombreados de las figuras mencionadas).

Expresiones del flujo de evaporización y condensación instantáneas para control

El desarrollo de las expresiones para el cálculo de G_{vei} , y G_{vcd} se detalla en los siguientes párrafos.

El flujo de evaporización instantánea G_{vei} está dado por la ecuación III.3.2.6, expresión que se pretende transformar para que represente un flujo promedio de G_{vei} en lugar de dividirlo en tramos, para lo cual partimos de dicha ecuación, lo cual nos partimos de las siguientes:

Consideraciones

- Las expresiones para las señales de prealimentación se desarrollarán a partir de las ecuaciones III.3.2.6 del flujo de evaporización instantánea G_{vei} , y III.3.2.12 del flujo de condensación instantánea G_{vcdo} .
- Se tomará como un solo tramo toda la longitud de los tubos de las paredes de agua ($Z= 18.745m$).

Por lo tanto el flujo de evaporización instantánea nos da:

$$G_{vei} = \left(\frac{V_{Tpw}}{H_{vs} - H_L} \right) \left[\rho_m H_L \frac{\partial X_v}{\partial t} - \rho_m (1 - X_v) \frac{\partial H_L}{\partial t} - H_L (1 - X_v) \frac{\partial \rho_m}{\partial t} \right] \quad \text{III.15.2.1}$$

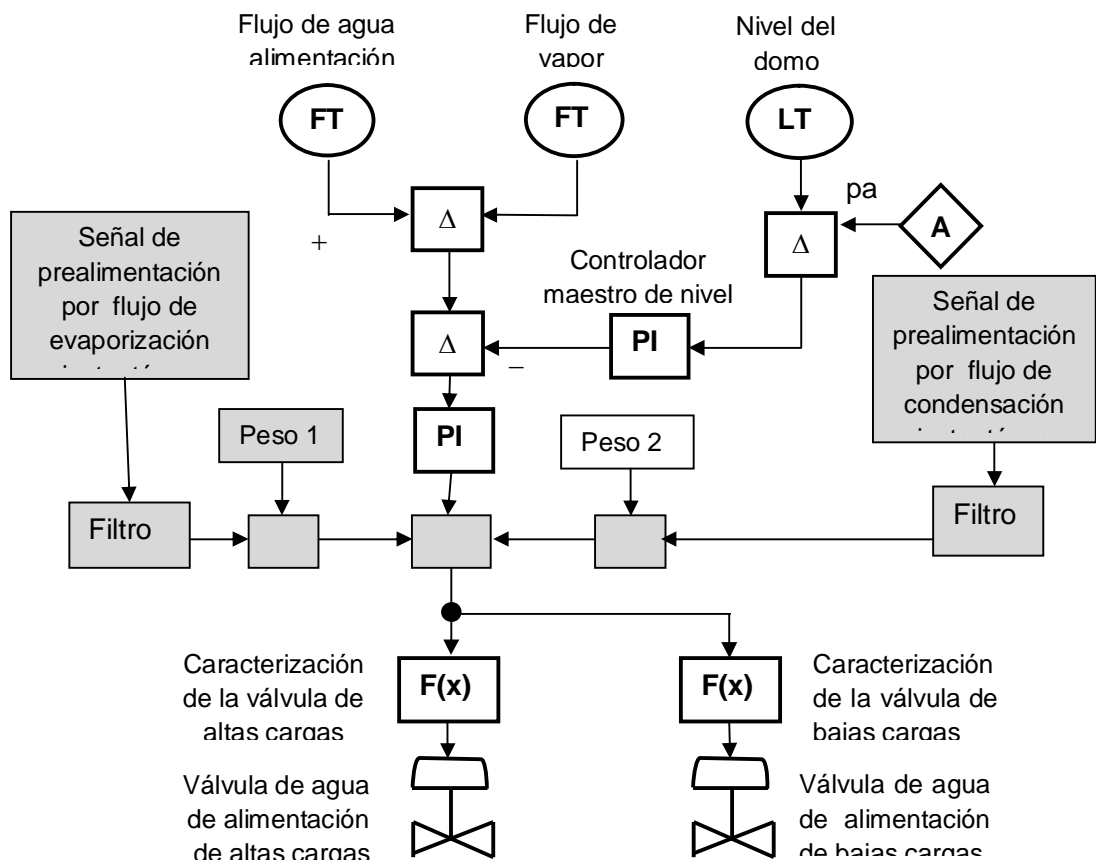


Fig. III.15.1.2.1. Esquema de control convencional de agua de alimentación con prealimentación de evaporización y condensación instantáneas.

En tanto que para el flujo de condensación instantánea se obtiene a partir de la ecuación III.16.1.2.1, con lo cual tenemos la expresión:

$$G_{vcdo} = \left(\frac{V_{Tpw}}{H_{vs} - H_L} \right) \left[-\rho_m H_{vs} \frac{\partial X_v}{\partial t} - \rho_m X_v \frac{\partial H_{vs}}{\partial t} - H_{vs} X_v \frac{\partial \rho_m}{\partial t} \right] \quad \text{III.15.2.2}$$

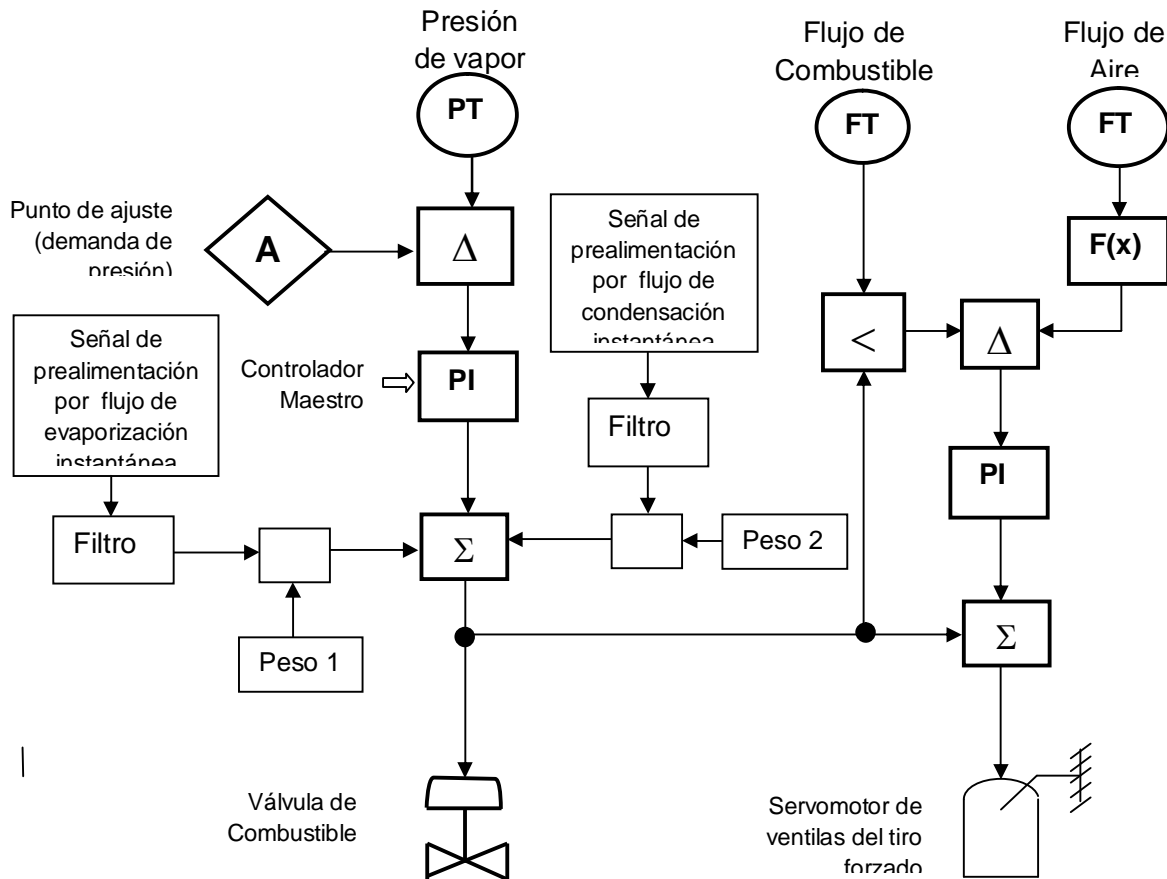


Figura III.15.1.2.2. Sistema de control de combustión de una unidad de generación eléctrica con prealimentación de evaporización y condensación instantáneas.

En ambas ecuaciones (III.15.2.1 y III.15.2.2) el volumen total de las paredes de agua es igual a $V_{Tpw} = A_{Tt} n_t Z$, y Z se toma como la longitud total de de los tubos de las paredes de agua (18.745 m). Por otro lado puesto que G_{vei} inicial, cuando $Z = 0$, es cero, entonces G_{vei} al final de los paredes de agua $G_{vei} = G_{vei_f}$.

Evaluación de los Flujos de Evaporización y Condensación Instantáneos para el Control

En las ecuaciones III.15.2.1 y III.15.2.2, H_L y H_{vs} se pueden obtener fácilmente a partir de expresiones de polinomios de segundo orden a partir de la presión del domo; en tanto que ρ_m se obtiene a partir de la ecuación III.3.1.45, la que a su vez depende de v_v , L y de X_v ; las

densidades son también función de la presión de vapor del domo. La fracción de vapor X_v se puede calcular como la relación entre el flujo de vapor y el flujo de la mezcla (G_v/G_m), donde G_m es la suma del flujo de G_v y G_L .

El flujo de vapor G_v si es medible no así el flujo de agua en la mezcla agua-vapor de las paredes de agua que arriba al domo G_L el cual puede calcularse partiendo del balance de materia en el domo (ecuación III.3.3.2).

$$\frac{dM_{LD}}{dt} = \rho_L \left(2L_D \sqrt{D_D N_D - N_D^2} + C_1 N_D (D_D - N_D) \right) \frac{dN_D}{dt}$$

En la ecuación III.3.1.45 del cálculo de ρ_m como sigue:

$$\rho_m = \frac{\rho_v \rho_L}{\rho_v + X_v (\rho_L - \rho_v)}$$

Flujo de Agua en la Mezcla Agua-Vapor G_L

Del balance de materia en el domo:

$$G_L = \frac{dM_{LD}}{dt} + G_r - G_{aa} \quad \text{III.15.2.3}$$

La derivada de la masa de agua en el domo se obtiene de la ecuación III.3.3.2.

La figura III.15.2.3 muestra la secuencia de cálculo de G_{vei} y G_{vcdo} .

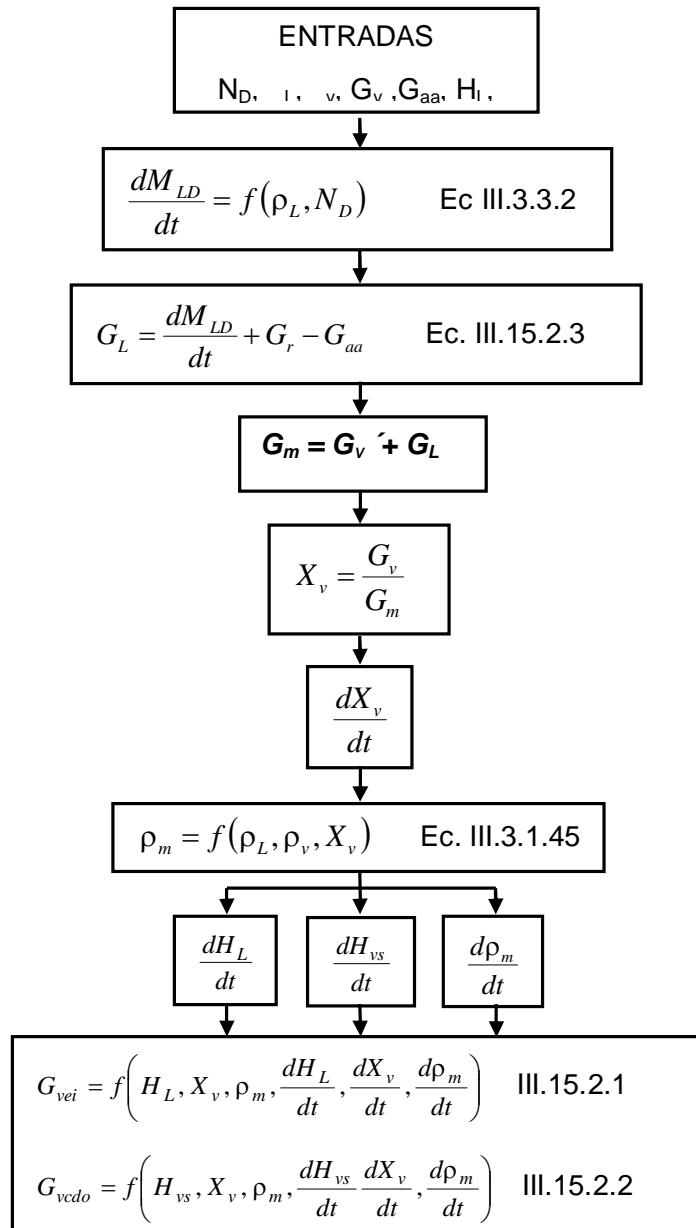


Figura III.15.2.3. Secuencia de cálculo del flujo de evaporización instantánea G_{vei} y flujo de condensación instantánea G_{vdo} , para propósitos de control

REFERENCIAS DEL CAPÍTULO III

- Balzhizer, R. E., M. R. Samuels and J. D. Eliassen: (1972), *Chemical Engineering Thermodynamics*, Prentice-Hall, Inc, Englewood Cliffs, New Jersey, pag.336-162 (ecuación 6.15) y pág. 174 (ecuaciones. 6-70 y 6-71)
- Bird, R. B. Stewart, W. E. and Lightfoot, E. N. (1960): *Transport Phenomena*, John Wiley & Sons, Inc., New York London Sidney, pag 439, ecuación 14.4-1.
- CFE (1984), Procedimiento de Operación Particular del Sistema Agua-Vapor U-1/2, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Generación Termoeléctrica Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Documento DO-028.
- CFE (1984), Procedimiento de Operación Particular del Sistema Aire-Gases U-1/2, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Generación Termoeléctrica Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Documento DO-031
- Cohen, William C. and Johnson, Ernest F. (1956), *Dynamic of Characteristic of Double Pipe Heat Exchangers*, Industrial and Engineering Chemistry, June, p. 1031.
- Delgadillo M. A. (1981), *Modelo y Simulación Analógica de Sistemas Principales de Plantas Termoeléctricas Fósiles*, Reporte Técnico del Proyecto 1597, Instituto de Investigaciones Eléctricas, México.
- Delgadillo M. A. and Hernandez, M. A. (2002), *Modeling and Dynamic Simulation of a Gas Turbine*, 45 th Annual ISA POWID, San Diego Cal.
- Flynn, M. E., and O'Malley, M. J. (1999), A Drum Boiler Model for Long Term Power System Dynamic Simulation. IEEE Transactions, Vol. 1, February 1999, pp. 209-217
- Habibiyan, H., Setayeshi, S. and Arab-Alibeik, H. (2004), A Fuzzy-Gain-Scheduled Neural Controller for Nuclear Steam Generator. Annals of Nuclear Energy, 31, 1765-1781.
- Kern, Donald Q (1965): *Procesos de Transferencia de Calor*, Compañía Editorial Continental S.A., México D. F., primera edición, páginas 171, 784, 788, 789 y 794.
- Maffezzoni, C. (1992), Modeling and Simulation of power plants. IFAC Symposium on Control of Power Plants and Power System, Munich, 15-23.
- McCabe W. L. And Smith J. C. (1956): *Unit Operations of Chemical Engineering*, Mc. Graw-Hill Company.
- Mozley, J. M. (1956): *Predicting Dynamics of Concentric Pipe Heat Exchangers*, Industrial and Engineering Chemistry, June, p. 1035
- Obert, E. F. and Young, R. L. (1962): *Elements of Thermodynamics and Heat Transfer*, Mc. Graw-Hill Company.
- Perry, Jhon H., Chilton, C. H., & Kirkpatrick, S. D. (1963) *Chemical Engineers Handbook*, McGraw Hill Book Company, Kogausha Company, Ltd, Tokyo, Fourth Edition, pag. 10-17.

Obert, E. F. & Young, R. L. (1962): *Elements of Thermodynamics and Heat Transfer*, Mc. Graw-Hill Company, pags. 417-418, 497.

IV SIMULACIÓN DEL MODELO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

La solución numérica comprende el cálculo de todos los coeficientes numéricos que tiene el sistema de ecuaciones algebraicas y diferenciales así como los valores de las condiciones iniciales necesarios para su solución. Dado que el planteamiento de las expresiones se hizo deduciéndolas a partir de los principios físicos, los coeficientes representan dimensiones físicas o propiedades de la materia o materiales utilizados.

Todos los datos fueron obtenidos de la Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos (CTFPR) que se tomó como base de cálculo para el presente trabajo. En seguida se presenta la metodología de cálculo de estos parámetros y condiciones iniciales de aquellas constantes, variables del proceso, o factores a los que se desconoce su valor. Una tabla resume en los valores obtenidos considerando como estado de inicio de la solución el llamado %carga base+o 100% de generación.

IV.1 Base de Cálculo

El sistema de ecuaciones algebraico-diferenciales, presentado aquí como %Modelo del Proceso+, para su solución requiere de la evaluación de todos sus coeficientes y valores de variables del proceso.

La unidad 1 de la **CTFPR**, ubicada en Tula Hidalgo, ha sido tomada como base de cálculo, donde la mayor parte de datos de diseño, diagramas de varios equipos mecánicos e información fue facilitada por el Departamento de Análisis de Resultados de dicha Central Termoeléctrica, todo ello reportado en las referencias CFE (1991), CFE (sin fecha), CFE_1 (1984), CFE_2 (1984), CFE (1985-1) y CFE (1985-2).

Otra Fuente de información son los manuales del Centro de Adiestramiento de Operadores de Ixtapantongo reportados en las referencias CFE-CAOI (1994_1), CFE-CAOI (1994_2) y CFE-CAOI (1994_3).

Los datos reportados en este capítulo se han distribuido en cuatro clases o tipos:

- (1) **Constantes de diseño y constantes universales.** Aquí se agrupan los datos tomados directamente de los diseños mecánico y termodinámico reportados, o datos tomados directamente de la planta. En esta definición están todos los datos que no cambian en ninguna circunstancia de simulación: son valores de datos de constantes universales (como el valor de pi, la gravedad de la tierra etc.) y datos de diseño como volúmenes de recipientes, dimensiones de tubos, relación estequiométrica de reactivos, etc.
- (2) **Condiciones iniciales de las variables del proceso.** Estos son los valores de las variables del proceso representadas con ecuaciones diferenciales y son requisito indispensable de integración para el inicio de la solución numérica, tomados, en lo posible, de valores reales actuales de operación. Aquí están los valores de inicio de las variables de estado, planteadas como ecuaciones diferenciales, y que al integrarse los subsecuentes valores de estas variables, se calculan en cada paso de integración, definiendo así el punto de operación (estado) en cada instante de tiempo.
- (3) **Parámetros.** Se refiere a los datos del proceso que se toman constantes para una corrida pero en otra pueden cambiar para observar el efecto que tienen en el comportamiento dinámico del sistema proceso-control. Los parámetros pueden cambiar

de corrida a corrida y que pueden servir para perturbar al proceso. Como ejemplos de parámetros están la presión y temperatura de la atmósfera del lugar, la presión y poder calorífico del suministro de gas combustible, la posición de algunas válvulas no ligadas a lazos de control como en nuestro caso la posición de la válvula de suministro de vapor a la turbina (válvula de estrangulamiento), etc.

- (4) **Variables del proceso.** Se consideran los valores de las variables tomados directamente de planta, o del diseño termodinámico, o calculadas para que se cumpla la solución simultánea de las ecuaciones.

Los valores del cálculo de parámetros, constantes y condiciones iniciales se presentan en el apéndice. Esta información tiene el propósito de iniciar la simulación en carga base (100% de generación).

Los datos que no es posible tenerlos por medición, como los coeficientes de transferencia de calor; o bien son difíciles de calcular, como la capacidad calorífica de los gases en diferentes puntos de la caldera o temperaturas, los flujos y presiones que no tienen manera de medirse, se evaluaron en lo posible de manera que se satisfagan todas las ecuaciones donde aparecen.

IV.2 Cálculo de Constantes, Parámetros y Condiciones Iniciales

Los datos faltantes no disponibles en la información de planta recopilada se obtuvieron mediante un proceso de cálculo a las ecuaciones del modelo planteadas en su condición de estado estable (es decir con las derivadas en el tiempo igualadas a cero) e introduciendo los datos de la información disponible; CFE (1991), CFE-CAOI (1994_1), CFE-CAOI (1994_2), y CFE (1985-1) al 100% de carga de la unidad. Estos datos son de los balances de materia y energía, y de diseño de los equipos. Los datos faltantes se consideran como incógnitas y se obtuvieron mediante la solución simultánea de las ecuaciones donde aparecen dichas variables.

El procedimiento de cálculo de constantes parámetros y condiciones iniciales descrito arriba se aplicó también al sistema de ecuaciones diferenciales parciales en donde además se requiere de proporcionar la distribución inicial de valores de las variables en cada uno de los 16 tramos en que se dividió la longitud de los tubos de las paredes de agua.

En estas condiciones, no fue posible la aplicación del proceso de identificación de parámetros debido, además de la razón expuesta en el párrafo anterior de distribución de datos en la distancia de los tubos de las paredes de agua, por la carencia de datos de corridas de planta necesarios para la aplicación de dicho procedimiento.

IV.3 Criterio de Solución

Para la solución del modelo del proceso se dividió el sistema de ecuaciones en dos partes. La primera es la que trata el conjunto de ecuaciones con derivadas parciales que constituyen el proceso de transferencia de calor hacia las paredes de agua, y el proceso de la generación de vapor, representadas por las ecuaciones: III.3.1.11, III.3.1.15, III.3.1.20, III.3.1.28, III.3.1.43, III.3.1.44, III.3.1.46, III.3.2.5 y III.3.2.12. El método solución aplicado es el de diferencias finitas [ver Chapra y Canale (1998)] para lo cual se consideraron los siguientes pasos:

1. Cada derivada parcial del sistema es sustituida por la correspondiente aproximación de diferencia finita; esto es, por el cociente del incremento de la variable dependiente sobre el incremento de la variable independiente..
2. Cuando la variable dependiente aparece explícitamente en cualquier ecuación, su valor corresponde al tiempo actual, de esta manera el paso hacia adelante de cada variable se despeja de la expresión de diferencia finita.
3. Las ecuaciones que comparten al mismo tiempo diferentes derivadas parciales, y al ponerse en su forma discreta constituyen un sistema algebraico lineal, por tanto los valores de las variables correspondientes se encuentran resolviendo simultáneamente dichas ecuaciones.
4. Cuando se tiene la derivada parcial en el tiempo de una variable dependiente, entonces esta variable dependiente requiere de una distribución espacial inicial.
5. Cuando únicamente se tiene la derivada parcial espacial de una variable dependiente, esta variable no requiere de distribución espacial inicial ya que dicha distribución se obtendrá por integración de la variable dependiente con respecto a la posición, utilizando para esto la condición frontera.

La figura IV.3.1 muestra la secuencia de solución aplicada al sistema de ecuaciones diferenciales parciales.

La solución de las ecuaciones en derivadas parciales está programada en la función `%Generación_Vapor+` que es una función tipo S de Matlab la cual corre con un paso de integración fijo de 0.01 seg. A su vez la función S está dentro del módulo `%Generador de Vapor+` que a su vez es uno de los 19 módulos que forman la solución total del proceso que está corriendo en la plataforma de Simulink de Matlab.

El restante de las ecuaciones, aparte del módulo de generación de vapor, forman la segunda parte de la solución, todas estas ecuaciones son diferenciales normales y algebraicas cuya programación en Simulink está realizada sobre la base de la programación de bloques disponible (**Simulink-Matlab 6.5**) y corre con un paso de integración variable definido automáticamente por la mencionada plataforma de simulación. La figura IV.3.2 muestra el panorama general de los módulos programados.

La corrida de simulación dura 2000 segundos y para perturbar el proceso y probar su estabilidad se programó un movimiento rápido y de magnitud considerable de la válvula de admisión de vapor a la turbina. La válvula de vapor no está ligada a ningún sistema de control por lo tanto puede moverse a discreción para probar la estabilidad del proceso y su control.

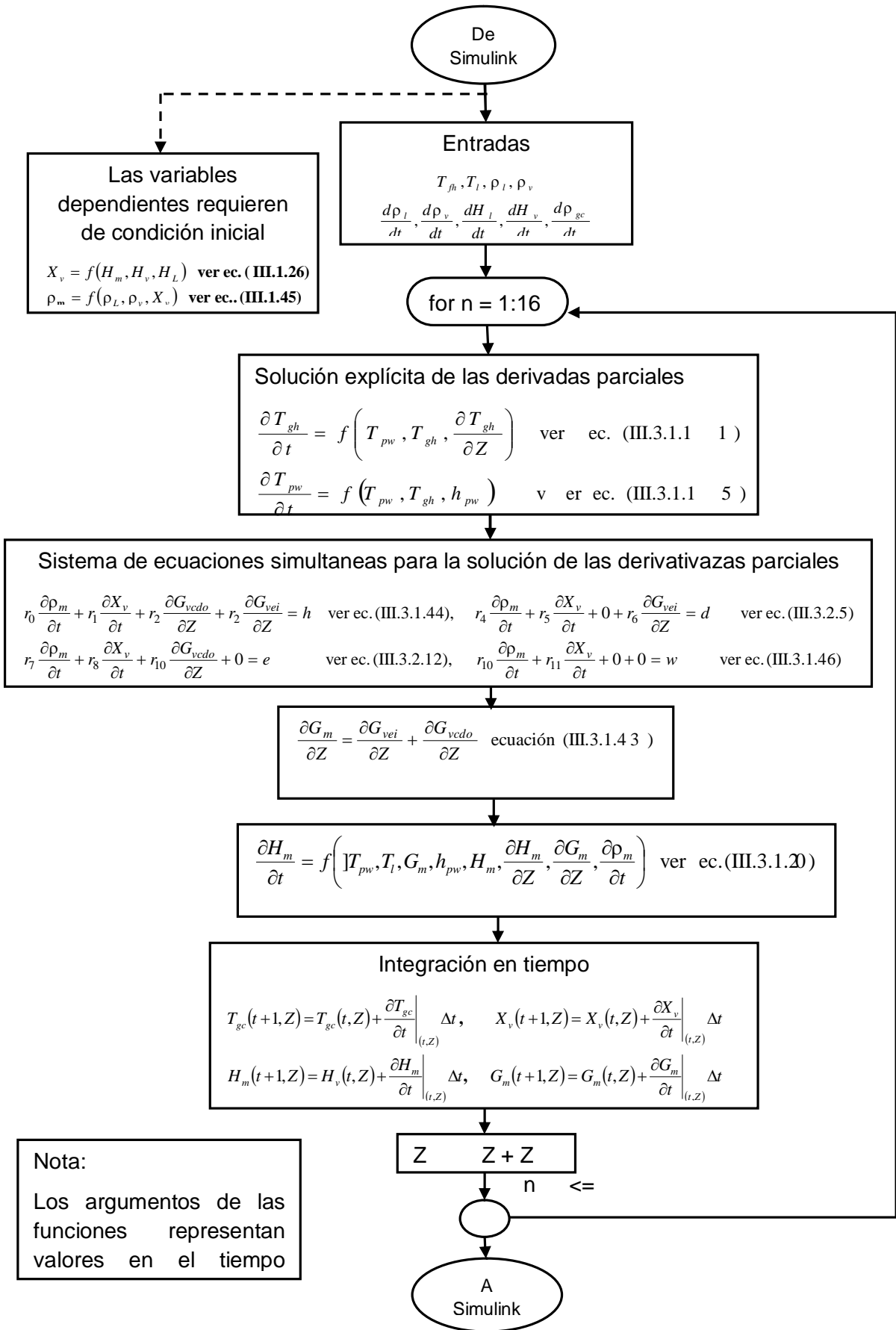


Figura IV.3.1. Secuencia de solución del módulo Generación_vapor

La perturbación se mueve con un generador de disturbio y retraso de primer orden, cuya constante de tiempo es de 6 segundos, esto es con el propósito de introducir una perturbación suficientemente fuerte sin que ocasione la desestabilización numérica de la solución numérica, además de considerar un cerrado de válvula con la rapidez que se considera ocurre aproximadamente en la realidad. La, entrada (posición de la válvula) que va del 80 % de su apertura original en estado estable y se cierra hasta una posición del 20%. Se deja un tiempo para que alcance la estabilidad y después se regresa a su posición original (80%), con el mismo retraso de tiempo. La función disturbio está programada en el módulo %Turbinas-Generador submódulo %Turbina de Alta+.

La figura IV.3.2 muestra los 19 módulos principales programados en la plataforma de Simulink de Matlab.

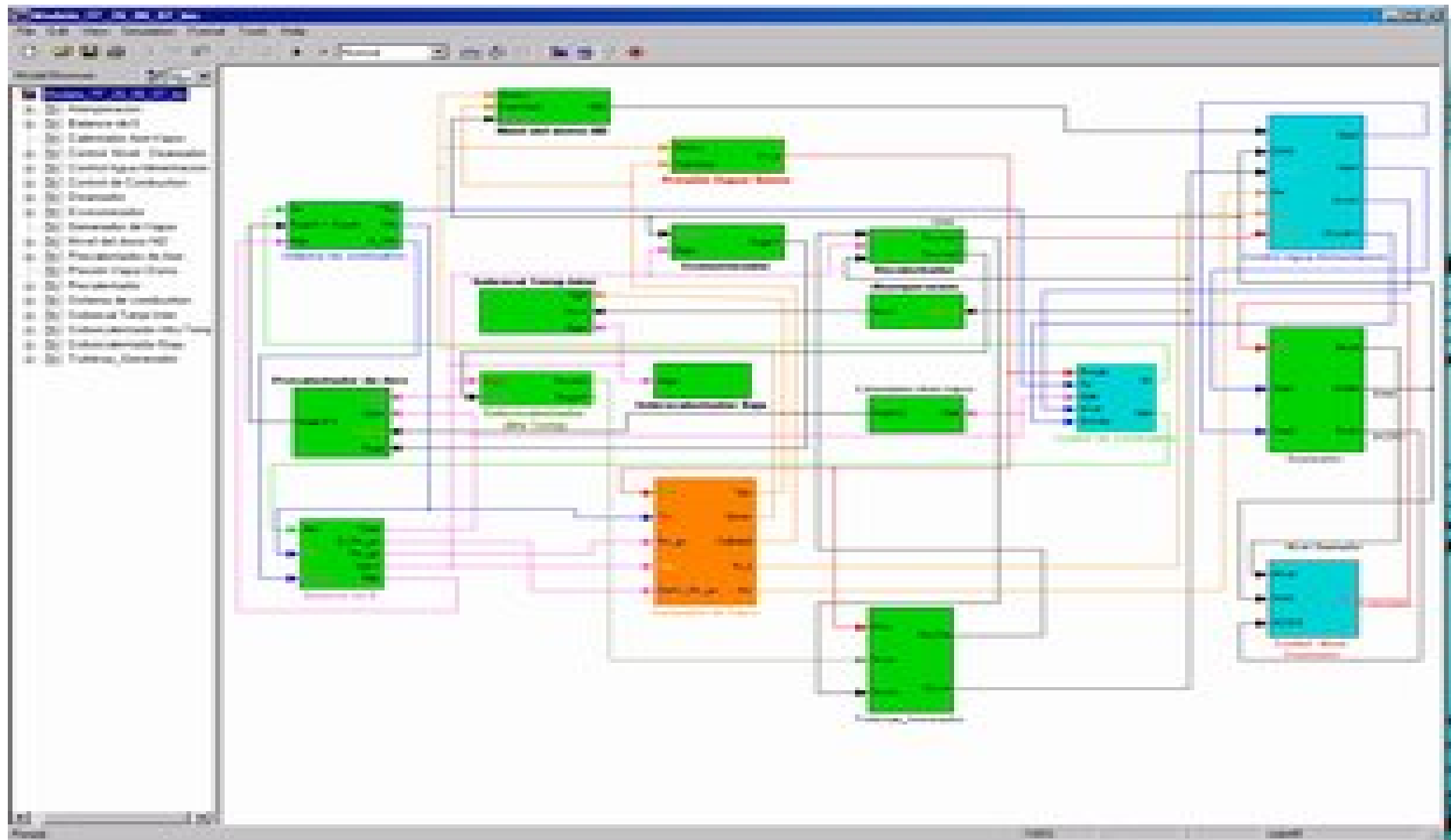


Figura IV.3.2. Panorama general de la programación, en Simulink-Matlab del modelo de la planta Francisco Pérez Ríos, Tula

IV.4 Modelo del Proceso y Sistemas de Control Programados

Se presenta el resumen de las ecuaciones programadas en la plataforma de simulación utilizada, SIMULINK® (Matlab 6.5). Se ha mantenido la numeración dada en el desarrollo del planteamiento para facilitar el acceso a los detalles de su desarrollo. Se han dividido de acuerdo al tipo de solución, es decir, primero van las ecuaciones diferenciales parciales para las que se aplicó el método de solución de diferencias finitas y después se presentan el resto de las ecuaciones diferenciales ordinarias y las ecuaciones algebraicas.

Ecuaciones Diferenciales Parciales

El proceso de generación de vapor desde la radiación de los gases de combustión, la transferencia de calor a través de los tubos de las paredes de agua y la absorción de la energía térmica por la mezcla agua-vapor, para su solución se tienen las siguientes ecuaciones:

$$-C_{pgh}G_g \frac{\partial T_{gh}}{\partial Z} - \left[\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] B_h (\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}) - \left[\left(\frac{T_{fh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] \frac{B_h}{\sqrt{r_h^2 + Z^2}} = A_{Th} C_{pgh} \left[\rho_g \frac{\partial T_{gh}}{\partial t} + T_{gh} \frac{\partial \rho_g}{\partial t} \right] \quad \text{III.3.1.11}$$

$$\frac{\partial T_{pw}}{\partial t} = \frac{\left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] \frac{B_h}{\sqrt{r_h^2 + Z^2}} + \left[\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pw}}{100} \right)^4 \right] B_h (\varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O}) - h_{pw} A_{Ltc} (T_{pw} - T_L)}{A_{anL} n_t C_{p_{pw}} \rho_p} \quad \text{III.3.1.15}$$

$$h_{pw} A_{Ltc} (T_{pw} - T_L) - G_m \frac{\partial H_m}{\partial Z} - H_m \frac{\partial G_m}{\partial Z} = A_{Tt} n_t \left[\rho_m \frac{\partial H_m}{\partial t} + H_m \frac{\partial \rho_m}{\partial t} \right] \quad \text{III.3.1.20}$$

$$h_{pw} = K_{pw} \left(\frac{G_m}{\rho_v} \right)^{0.7} P_{vs}^{0.85} \quad \text{III.3.1.22}$$

$$\mathbf{G}_m = \mathbf{G}_{Ire} + \mathbf{G}_{vei} - \mathbf{G}_{vcdo} \quad \text{III.3.1.42}$$

$$\frac{\partial G_m}{\partial Z} = \frac{\partial G_{vei}}{\partial Z} - \frac{\partial G_{vcdo}}{\partial Z} \quad \text{III.3.1.43}$$

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} \left(1 + \frac{\rho_L}{\rho_v} X_v \right) + \frac{\rho_m \rho_L}{\rho_v} \frac{\partial X_v}{\partial t} = \frac{1}{A_{Tt} n_t} \left[\frac{\partial G_{vei}}{\partial Z} - \frac{\rho_L}{\rho_v} \frac{\partial G_{vcdo}}{\partial Z} \right] + \frac{X_v \rho_m \rho_L}{\rho_v^2} \frac{\partial \rho_v}{\partial t} \quad \text{III.3.1.44}$$

$$\frac{d\rho_m}{dt} = \frac{[\rho_v + X_v(\rho_L - \rho_v)]\rho_L \frac{d\rho_v}{dt} - \rho_v \rho_L \left[(1 - X_v) \frac{d\rho_v}{dt} + (\rho_L - \rho_v) \frac{dX_v}{dt} \right]}{[\rho_v + X_v(\rho_L - \rho_v)]^2} \quad \text{III.3.1.46}$$

$$\left. \begin{aligned} H_{vs} &= C_{11} + C_{12} P_{vs} + C_{13} P_{vs}^2 \\ H_L &= C_{41} + C_{42} P_{vs} + C_{43} P_{vs}^2 \end{aligned} \right\} \quad \text{(Aproximación polinómica, ver pag. 62)}$$

$$\frac{1}{A_{Tt} n_t} \frac{\partial G_{vei}}{\partial Z} = \frac{\rho_m H_L \frac{\partial X_v}{\partial t} - \rho_m (1 - X_v) \frac{\partial H_L}{\partial t} - H_L (1 - X_v) \frac{\partial \rho_m}{\partial t}}{H_v - H_L} \quad \text{III.3.2.5}$$

$$\frac{1}{A_{T_i} n_i} \frac{\partial G_{vcd0}}{\partial Z} = \frac{-\rho_m H_{vs} \frac{\partial X_v}{\partial t} - \rho_m X_v \frac{\partial H_{vs}}{\partial t} - H_{vs} X_v \frac{\partial \rho_m}{\partial t}}{H_{vs} - H_L} \quad \text{III.3.2.12}$$

$$\frac{\partial H_m}{\partial t} = \frac{\partial H_L}{\partial t} (1 - X_v) + X_v \frac{\partial H_v}{\partial t} + (H_{vs} - H_L) \frac{\partial X_v}{\partial t} \quad \text{III.3.1.28}$$

Variables de estado de las ecuaciones diferenciales parciales

1. H_m Entalpía de la mezcla agua-vapor.
2. H_v Entalpía del vapor saturado.
3. H_L Entalpía de el agua saturada..
4. T_{gh} Temperatura de gases en el hogar de la caldera.
5. T_{pw} Temperatura de gases en el hogar de la caldera.
6. X_v Fracción de vapor en la mezcla agua-vapor de las paredes de agua-
7. ρ_m Densidad de la mezcla agua-vapor.
8. ρ_v Densidad del vapor saturado

Ecuaciones Diferenciales Ordinarias y Algebraicas

Exceptuando las ecuaciones del proceso de generación de vapor dadas en el párrafo anterior, todas las restantes ecuaciones del generador de vapor y de otros equipos externos, para su simulación están resumidas en las siguientes expresiones:

$$G_c = Y_c C_{fc} \sqrt{\frac{P_{ce}^2 - P_{gh}^2}{T_{ce}}} \quad \text{III.2.1}$$

$$\frac{dT_{fh}}{dt} = \frac{G_c (a + Ex_{air}) J + G_{air} C_{p_{air}} (T_{eair} - T_0) - C_{p_{gf}} G_{gc} (T_{fh} - T_0)}{C_{p_{gf}} M_{acgh}} \quad \text{III.2.2}$$

$$a = \frac{G_{ceq}}{G_c} \quad \text{III.2.3}$$

$$\mathbf{G_{ceq} = G_{O2} \times q_{c/O2}} \quad \text{III.2.4}$$

$$\mathbf{G_{O2} = G_{air} b} \quad \text{III.2.5}$$

$$\frac{dN_D}{dt} = \frac{G_m (1 - X_v)_r + G_{aa} - G_r}{\rho_L \left(2L_D \sqrt{D_D N_D - N_D^2} + C_1 N_D (D_D - N_D) \right)} \quad \text{III.3.3.3}$$

$$S_{vs} = C_{21} + C_{22} P_{vs} + C_{23} P_{vs}^2 \quad (\text{Ver página 62})$$

$$\frac{dP_{vs}}{dt} = \frac{S_{vs}^2 \frac{dM_{vacD}}{dt}}{V_{ac} (C_{Svs2} + 2C_{Svs3} P_{vs})} \quad \text{III.3.3.9}$$

$$\frac{dT_{ogb}}{dt} = \frac{G_{gc} C_{p_{gb}} (T_{oga} - T_{ogb}) - h_{gb} (T_{ogb} - T_{pb})}{M_{gacb} C_{p_{gb}}} \quad \text{III.4.1.2}$$

$$h_{gb} = K_{gb} G_{gc}^{0.55} \quad \text{III.4.1.3}$$

$$T_{ga/b} = \frac{T_{oga} + T_{ogb}}{2} \quad \text{III.4.1.4}$$

$$C_{p_{gb}} = C_{cp_{g1}} + \frac{C_{cp_{g2}}}{T_{ga/b}} + \frac{C_{cp_{g3}}}{T_{ga/b}^2} \quad \text{III.4.1.5}$$

$$\frac{dT_{ovb}}{dt} = \frac{h_{vb} (T_{pb} - T_{vs}) - G_{ovD} C_{p_{vb}} (T_{ovb} - T_{vs})}{M_{vacb} C_{v_{vb}}} \quad \text{III.4.1.7}$$

$$C_{v_{vb}} = C_{p_{vb}} \cdot R_v \quad \text{III.4.1.8}$$

$$h_{vb} = K_{vb} G_{voD}^{0.8} \quad \text{III.4.1.11}$$

$$M_{vacb} = \frac{P_{vD} V_{vb}}{R_v T_{ovb}} \quad \text{III.4.1.12}$$

$$T_{vs/b} = \frac{T_{vs} + T_{ovb}}{2} \quad \text{III.4.1.9}$$

$$C_{p_{vb}} = C_{vb1} - \frac{C_{vb2}}{\sqrt{T_{va/b}}} + \frac{C_{vb3}}{T_{va/b}} \quad \text{III.4.1.10}$$

$$\frac{dT_{pb}}{dt} = \frac{h_{gb} (T_{ogb} - T_{pb}) - h_{vb} (T_{pb} - T_{ovb})}{C_{p_{pb}} M_{pb}} \quad \text{III.4.1.13}$$

$$T_{evi} = \frac{G_{ovD} C_{p_{vb}} (T_{ovb} - T_0) + G_{lt} H_L}{C_{p_{vb}} (G_{ovD} + G_{lt})} + T_0 \quad \text{III.4.2.1}$$

$$G_{lt} = Y_{at} C_{f_{at}} \sqrt{P_{elt} - P_{vs}} \quad \text{III.4.2.2}$$

$$\frac{dT_{ogi}}{dt} = \frac{B_{gi} \left(\left(\frac{T_{gh}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{pi}}{100} \right)^4 \right) - C_{p_{gi}} (T_{gh} - T_{ogi})}{C_{p_{gi}} M_{gaci}} \quad \text{III.4.3.1}$$

El cálculo del $C_{p_{gi}}$ se realiza con la ecuación III.4.1.5 en función de T_{gh} .

$$C_{v_{vi}} = C_{p_{vi}} \cdot R_v \quad \text{III.5.1.8}$$

El cálculo del $C_{p_{vi}}$ se realiza con la ecuación III.4.1.10 en función de T_{gh} .

$$\frac{dT_{ovi}}{dt} = \frac{G_{gc} C_{p_{gi}} (T_{egi} - T_{ogi}) - G_{ovD} C_{p_{vi}} (T_{ovi} - T_{evi})}{M_{vaci} C_{v_{vi}}} \quad \text{III.4.3.3}$$

El cálculo del Cv_{vi} se realiza con la ecuación III.4.1.8, en función del Cp_{vi} el cual a su vez se calcula con la ecuación III.4.1.10 en función de la temperatura promedio entre T_{evi} y T_{ovi}

$$T_{pi} = \frac{T_{gh} + T_{ogi} + T_{ivi} + T_{ovi}}{4} \quad \text{III.4.3.4}$$

$$\frac{dT_{ogre}}{dt} = \frac{G_{gc} Cp_{gre} (T_{ogi} - T_{ogre}) - h_{gre} (T_{ogre} - T_{pre})}{Cp_{gre} M_{gacre}} \quad \text{III.4.4.1}$$

El cálculo del Cp_{gre} se realiza con la ecuación III.4.1.5 en función de la temperatura promedio entre T_{ogi} y T_{ogre} .

El coeficiente de transferencia de calor h_{gre} se obtiene con la ecuación III.4.1.3 en función del flujo G_{gc} .

$$\frac{dT_{ovre}}{dt} = \frac{h_{vre} (T_{pre} - T_{ovre}) - G_{vre} Cp_{vre} (T_{ovre} - T_{ovTA})}{M_{vacre} Cv_{vre}} \quad \text{III.4.4.2}$$

El cálculo del Cv_{re} se realiza con la ecuación III.4.1.8, en función del Cp_{vre} el cual a su vez se calcula con la ecuación III.4.1.10 en función de la temperatura promedio entre T_{ovre} y T_{ovTA} . El coeficiente de transferencia de calor h_{vre} se obtiene con la ecuación III.4.1.11 en función del flujo G_{ovTA} .

$$\frac{dT_{pre}}{dt} = \frac{h_{gre} (T_{ogre} - T_{pre}) - h_{vre} (T_{pre} - T_{ovre})}{Cp_p M_{pre}} \quad \text{III.4.4.3}$$

$$\frac{dT_{oga}}{dt} = \frac{G_{mg} Cp_{ga} (T_{ogre} - T_{oga}) - h_{ga} (T_{oga} - T_{pa})}{Cp_{ga} M_{gaca}} \quad \text{III.4.5.1}$$

El cálculo del Cp_{ga} se realiza con la ecuación III.4.1.5 en función de la temperatura promedio entre T_{oga} y T_{ogre} . El coeficiente de transferencia de calor h_{ga} se obtiene con la ecuación III.4.1.3 en función del flujo G_{gc} .

$$\frac{dT_{ova}}{dt} = \frac{h_{va} (T_{pa} - T_{ova}) - G_{ovD} Cp_{va} (T_{ova} - T_{ovi})}{M_{vacva} Cv_{va}} \quad \text{III.4.5.2}$$

El cálculo del Cv_{va} se realiza con la ecuación III.4.1.8, en función del Cp_{va} el cual a su vez se calcula con la ecuación III.4.1.10 en función de la temperatura promedio entre T_{ova} y T_{ovi} . El coeficiente de transferencia de calor h_{va} se obtiene con la ecuación III.4.1.11 en función del flujo G_{ovD} .

$$\frac{dT_{pa}}{dt} = \frac{h_{ga} (T_{oga} - T_{pa}) - h_{va} (T_{pa} - T_{ova})}{Cp_p M_{pa}} \quad \text{III.4.5.3}$$

$$\frac{dT_{ogz}}{dt} = \frac{G_{gc} Cp_{gz} (T_{ogb} - T_{ogz}) - h_{gz} (T_{ogz} - T_{pz})}{Cp_{gz} M_{gacz}} \quad \text{III.5.1}$$

El cálculo del Cp_{gz} se realiza con la ecuación III.4.1.5 en función de la temperatura promedio entre T_{ogb} y T_{ogz} . El coeficiente de transferencia de calor h_{gz} se obtiene con la ecuación III.4.1.3 en función del flujo G_{gc} .

$$\frac{dT_{oaaz}}{dt} = \frac{h_{aaz}(T_{pz} - T_{oaaz}) - G_{aa} Cp_l (T_{oaaz} - T_{oaad})}{Cp_l M_{acz}} \quad \text{III.5.3}$$

El coeficiente de transferencia de calor h_{aaz} se obtiene con la ecuación III.4.1.11 en función del flujo G_{aa} .

$$\frac{dT_{pz}}{dt} = \frac{h_{gz}(T_{ogz} - T_{pz}) - h_{aaz}(T_{pz} - T_{oaaz})}{Cp_p M_{pz}} \quad \text{III.5.4}$$

El coeficiente de transferencia de calor h_{gz} se obtiene con la ecuación III.4.1.3 en función del flujo G_{gc} .

$$G_{air} = Cf_{air} \sqrt{P_{of}^2 - P_{gh}^2} \quad \text{III.6.2}$$

$$Cf_{air}^2 P_{of}^2 + \frac{1}{C_{TF2}^2} P_{of} - Cf_{air}^2 P_{gh}^2 + C_{TF1} Y_F = 0 \quad \text{III.6.3}$$

$$\frac{d\rho_{gc}}{dt} = \frac{G_{air} - G_{gc}}{V_{gh}} \quad \text{III.6.4}$$

$$\frac{dP_{gh}}{dt} = R_{gh} T_{fh} \frac{d\rho_{gc}}{dt} + \frac{P_{gh}}{T_{fh}} \frac{dT_{fh}}{dt} \quad \text{III.6.6}$$

$$\frac{dT_{pF}}{dt} = \frac{h_{gF} \left(\frac{T_{ogz} + T_{ogF}}{2} - T_{pF} \right) - h_{airF} \left(T_{pF} - \frac{T_{oairn} + T_{oairF}}{2} \right)}{Cp_p M_{pF}} \quad \text{III.7.2}$$

Los coeficientes de transferencia de calor h_{gF} y h_{airF} se obtienen con la ecuación III.4.1.11 en función de los flujos G_{gc} y G_{air} respectivamente.

$$T_{ogF} = \frac{h_{gF} \left(T_{pF} - \frac{T_{ogz}}{2} \right) + G_{gc} Cp_{gF} T_{ogz}}{\frac{h_{gF}}{2} + G_{gc} Cp_{gF}} \quad \text{III.7.3}$$

El cálculo del Cp_{gF} se realiza con la ecuación III.4.1.5 en función de la temperatura promedio entre T_{ogz} y T_{ogF} .

$$T_{oairF} = \frac{h_{airF} \left(T_{pF} - \frac{T_{oairn}}{2} \right) + G_{air} Cp_{airF} T_{oairn}}{\frac{h_{airF}}{2} + G_{air} Cp_{airF}} \quad \text{III.7.4}$$

El cálculo del Cp_{gF} se realiza con la ecuación III.4.1.5 en función de la temperatura promedio entre T_{oairn} y T_{oairF} .

$$T_{oairn} = \frac{U_{vaux} (2T_{vaux} - T_J) + G_{air} Cp_{air} T_J}{U_{vaux} + Cp_{air} G_{air}} \quad \text{III.8.1}$$

$$G_{ovD} = Cf_{vDa} \sqrt{\frac{P_{vs}^2 - P_{ova}^2}{T_{vs_a}}} \quad \text{III.9.1}$$

$$T_{vs_a} = \frac{T_{vs} + T_{ova}}{2} \quad \text{III.9.2}$$

$$P_{ova} = \left[\frac{C_{fvDa}^2 P_{vs}^2 + Y_{ves}^2 C_{fves}^2 P_{evTA}^2}{Y_{ves}^2 C_{fves}^2 + C_{fvDa}^2} \right]^{1/2} \quad \text{III.9.4}$$

$$\frac{dP_{evTA}}{dt} = \frac{G_{ovD} - G_{ovTA}}{\tau_{D_a}} \quad \text{III.9.5}$$

$$G_{ovTA} = Cf_{vTA} \frac{P_{evTA}}{T_{evTA}^{0.5}} \quad \text{III.9.6}$$

$$T_{evTA} = T_{ova} \left(\frac{P_{evTA}}{P_{ovTA}} \right)^{\Phi_{ves}} \quad \text{III.9.7}$$

$$\rho_{evTA} = \frac{P_{evTA}}{R_v T_{evTA}} \quad \text{III.9.8}$$

$$\rho_{ovTA} = \rho_{evTA} \left(\frac{P_{ovTA}}{P_{evTA}} \right)^{\Phi_{TA}} \quad \text{III.9.9}$$

$$G_{vre} = Cf_{vre} \sqrt{\frac{P_{ovTA}^2 - P_{evTI}^2}{T_{ovre}}} \quad \text{III.9.10}$$

$$G_{cal7} = K_{cal7} G_{vTA} \quad \text{III.9.11}$$

$$P_{ovTA} = \left(\frac{T_{ovre}}{C_{fvre}^2} \left[\frac{C_{fvTA} P_{evTA}}{T_{evTA}^{0.5}} - G_{vcal7} \right]^2 + P_{evTI}^2 \right)^{1/2} \quad \text{III.9.12}$$

$$T_{ovTA} = T_{evTA} \left(\frac{P_{ovTA}}{P_{evTA}} \right)^{\Phi_{TA1}} \quad \text{III.9.13}$$

$$G_{vTI_TB} = Cf_{TI_TB} \frac{P_{evTI}}{T_{ovre}^{0.5}} \quad \text{III.10.1}$$

$$\frac{dP_{evTI}}{dt} = \frac{G_{vre} - G_{vTI_TB}}{\tau_{re_TB}} \quad \text{III.10.2}$$

$$\rho_{evTI} = \frac{P_{evTI}}{R_{veTI} T_{ovre}} \quad \text{III.10.3}$$

$$G_{vTA} \Delta H_{vTA} = \frac{G_{vTA} P_{evTA}}{\rho_{evTA}} \left[1 - \left(\frac{P_{ovTA}}{P_{evTA}} \right)^{\phi_{TA2}} \right] \eta_{TA-p} \quad \text{III.11.2}$$

$$G_{vTI-TB} \Delta H_{vT-TB} = \frac{G_{vTI-TB} P_{evTI}}{\rho_{evTI}} \left[1 - \left(\frac{P_{vk}}{P_{evTI}} \right)^{\gamma_{TI-TB}} \right] \eta_{TI-TB-p} \quad \text{III.11.3}$$

$$W_f = K_f \omega_{gen} \quad \text{III.11.4}$$

$$E_{MW} = Vol \times K_{MW} \text{sen} \delta \quad \text{III.11.5}$$

$$Vol = K_{VT1} + \frac{d\delta}{dt} (K_{VT2} + K_{VT3} D) \quad \text{III.11.6}$$

$$D = \left| \frac{d\delta}{dt} \right|$$

$$\frac{d\delta}{dt} = 2\pi (\omega_{gen} - \omega_{0gen}) \quad \text{III.11.7}$$

$$\frac{d\omega_{gen}}{dt} = \frac{1}{2\pi I} \left[\frac{G_{vTA} \Delta H_{vTA} + G_{vTI-TB} \Delta H_{vTI-TB}}{10^6} - E_{MW} - W_{ft} \right] \quad \text{III.11.8}$$

$$G_{Bcdo} = Cf_{Bcdo} \sqrt{P_{fcBcdo} - P_{oBcdo}} \quad \text{III.12.1.}$$

$$P_{oBcdo} = \frac{P_{vd} + P_{fcBcdo} A^2}{1 + A^2} \quad \text{III.12.3}$$

$$A = \frac{Cf_{Bcdo}}{Y_{cdo1} Cf_{cdo1} + Y_{cdo2} Cf_{cdo2}}$$

$$G_{aa} = (Y_{aa1} Cf_{aa1} + Y_{aa2} Cf_{aa2}) \sqrt{P_{evaa} - P_{vD}} \quad \text{III.13.3}$$

$$P_{evaa} = \frac{C_{aaec1} P_{fcaa} + A P_{vD}}{1 + A + C_{aaec2}} \quad \text{III.13.4}$$

$$P_{oBaa} = C_{aaec1} P_{fcaa} + C_{aaec2} P_{evaa} \quad \text{III.13.5}$$

Donde:

$$C_{aaec1} = \left(\frac{Cf_{Baa}}{Cf_{Baa} + Cf_{ec}} \right)^2$$

$$A = \left(\frac{Y_{aa1} Cf_{aa1} + Y_{aa2} Cf_{aa2}}{Cf_{ec}} \right)^2$$

$$C_{aaec2} = \left(\frac{Cf_{ec}}{Cf_{Baa} + Cf_{ec}} \right)^2$$

$$\frac{dN_d}{dt} = \frac{G_{cdo} - G_{Baa}}{\rho_{Ld} \left(2L_d \sqrt{D_d N_d - N_d^2} + C_{1d} N_d (D_d - N_d) \right)}$$

III.14.2

Variables de Estado del Modelo

1. N_d Nivel del deareador.
2. N_D Nivel del domo.
3. P_{evTA} Presión del vapor a la entrada de la turbina de alta.
4. P_{evTIA} Presión del vapor a la entrada de la turbina de intermedia.
5. P_{gh} Presión de los gases en el hogar de la caldera.
6. P_{vs} Presión del vapor saturado en el domo.
7. T_{fh} Temperatura de la flama en el hogar de la caldera.
8. T_{oaz} Temperatura del agua de alimentación a la salida del economizador.
9. T_{oga} Temperatura de los gases a la salida del sobrecalentador de alta.
10. T_{ogb} Temperatura de los gases a la salida del sobrecalentador de baja.
11. T_{ogi} Temperatura de los gases de salida al sobrecalentador de intermedia
12. T_{ogre} Temperatura de los gases a la salida del recalentador.
13. T_{ogz} Temperatura de los gases a la salida del economizador.
14. T_{ova} Temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador de alta.
15. T_{ovb} Temperatura del vapor a la salida del sobrecalentador de baja.
16. T_{ovi} Temperatura del vapor de entrada al sobrecalentador de intermedia.
17. T_{ovre} Temperatura del vapor a la salida del recalentador.
18. T_{pa} Temperatura de la pared de los tubos del sobrecalentador de alta.

19. T_{pb} Temperatura de la pared de los tubos del sobrecalentador de baja.
20. T_{pF} Temperatura de la pared metálica del precalentador de aire.
21. T_{pre} Temperatura de la pared de los tubos del recalentador.
22. T_{pz} Temperatura de la pared de los tubos del economizador.
23. Ángulo de desfase entre el rotor y estator del generador
24. ρ_{gc} Densidad de los gases de combustión.
25. ω_{gen} Velocidad angular del rotor turbinas

IV.5 Análisis de Resultados

La programación se realizó en la plataforma SIMULINK® que corre bajo MATLAB® sobre la base de la programación de bloques disponible (**Matlab 6.5**).

Se presentan pruebas en lazo abierto y en lazo cerrado, sin embargo estas últimas tienen tres formas: a) pruebas con el modelo del proceso y control convencional; b) pruebas con el modelo del proceso y control convencional modificado considerando las señales de prealimentación del aporte de la evaporización y de condensación instantáneas, y c) pruebas modificando el modelo del proceso considerando el supuesto caso de no existencia de la evaporización y condensación instantáneas.

Las pruebas de lazo abierto se realizaron únicamente al módulo de %Generación de Vapor+ debido a que es aquí donde se está el aporte principal del trabajo de investigación.

Las pruebas de lazo cerrado se realizaron introduciendo disturbios en la presión del vapor del domo a través del movimiento arbitrario (manual) de la válvula de estrangulamiento de vapor a la turbina.

IV.5.1 Pruebas en Lazo Abierto

Las pruebas en lazo abierto se realizaron únicamente al módulo de generación de vapor ya que las ecuaciones de este módulo representan el principal aporte del trabajo de tesis. La figura IV.5.1.1 muestra el arreglo del sistema de pruebas, donde se puede observar que se introdujo una perturbación en la presión del vapor por medio de la función de Agnesi con la que se calcula la presión de vapor en función del tiempo %t como sigue:

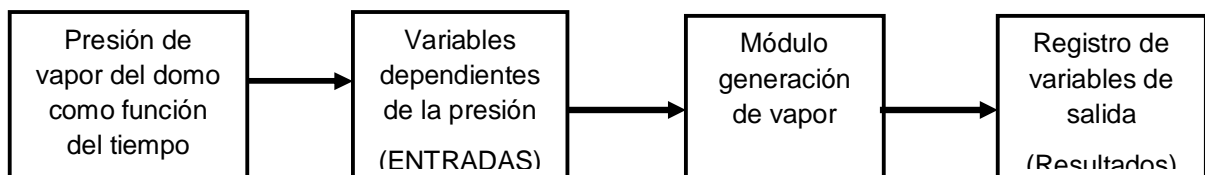


Figura IV.5.1.1. Sistema de pruebas en lazo abierto del módulo de generación de vapor

$$P_{vs} = \frac{a^3}{t^2 + a^2}$$

IV.5.1.1

Donde **a** es una constante que da la forma de la curva.

Las figuras IV.5.1.2 a la IV.5.1.5 muestran el comportamiento de las variables de más relevancia del módulo de generación de vapor, observándose que cuando la presión del vapor sube la calidad del vapor X_v baja (figura IV.5.1.2), el flujo de evaporización instantánea G_{vei} baja (figura IV.5.1.2), el flujo de condensación instantánea G_{vcd0} sube (figura IV.5.1.4) y el flujo de la mezcla agua-vapor G_m baja (figura IV.5.1.5); en tanto que cuando la presión baja se observa el comportamiento en sentido contrario de las mismas variables.

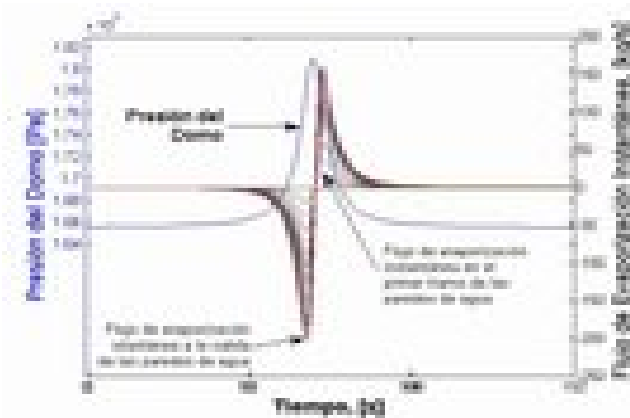


Figura IV.5.1.2. Flujo de evaporización instantánea conforme cambia la presión del vapor

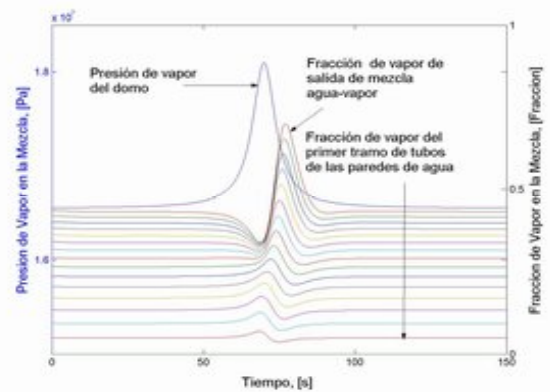


Figura IV.5.1.3. Fracción de vapor en la mezcla agua-vapor con el cambio de la presión del vapor.

El sentido del cambio de estas variables con el cambio de la trayectoria debido al cambio de presión, es el esperado para todas las variables.

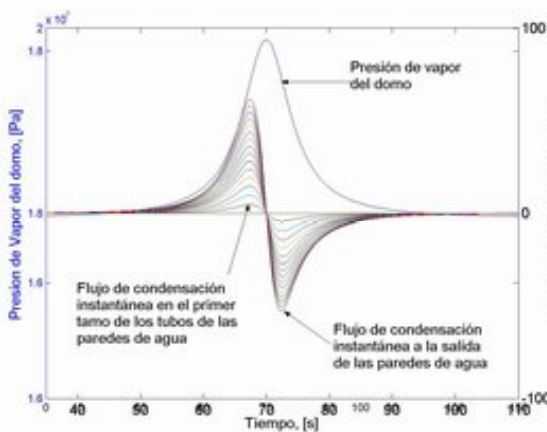


Figura IV.5.1.4. Flujo de condensación instantánea con cambio de presión de vapor.

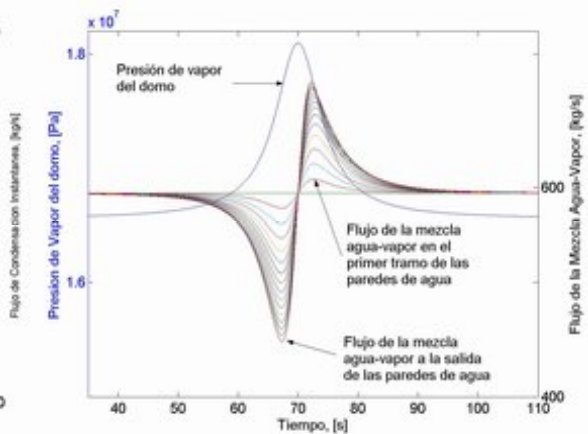


Figura IV.5.1.5. Flujo de la mezcla agua-vapor con el cambio de presión de vapor..

IV.5.2 Pruebas en Lazo Cerrado

IV.5.2.1 Pruebas del Modelo del Proceso con el Control Convencional

La perturbación consiste en un escalón filtrado por un sistema de primer orden en la posición de la válvula de admisión de vapor a la turbina, provocando que la válvula, en el tiempo 100 s, sea llevada del 80% al 20% de apertura, ver la figura IV.5.2.1.1. En seguida se mantiene un tiempo en esa posición para dejar que transcurra el transitorio. Inicialmente, como era de esperarse, se manifiesta un ascenso de la presión del domo (Fig. IV.5.2.1.1), sin embargo el comportamiento inmediato posterior es oscilatorio, ya que simultáneamente ocurren los fenómenos de evaporación y condensación, debido también a la interacción de los controles de combustión y de nivel del domo. En la figura IV.5.2.1.2 se puede observar el claro impacto en la variación del flujo de la mezcla agua-vapor (ver Figura IV.5.2.1.3) en el comportamiento del nivel del domo, como consecuencia del desplazamiento de agua de las paredes de agua al domo. La variación en el nivel del domo también se ve afectada por la variación del flujo de agua de alimentación regido por el sistema de control de agua de alimentación.

A los 800 s, la válvula de vapor de estrangulamiento, se retorna a la posición original (80%); se observa la respuesta inmediata de descenso de presión (Figura IV.5.2.1.1) y un alza considerable del flujo de la mezcla agua vapor (Figura IV.5.2.1.3), con una clara tendencia a la estabilidad sin oscilaciones de las variables del proceso. El efecto de variación del nivel del domo, en el regreso de la válvula de estrangulamiento al 80%, es menor que en caso del aumento de la presión (por cierre de la válvula de vapor) lo cual concuerda con los resultados de otros investigadores [ver Åström-Bell (2000):].

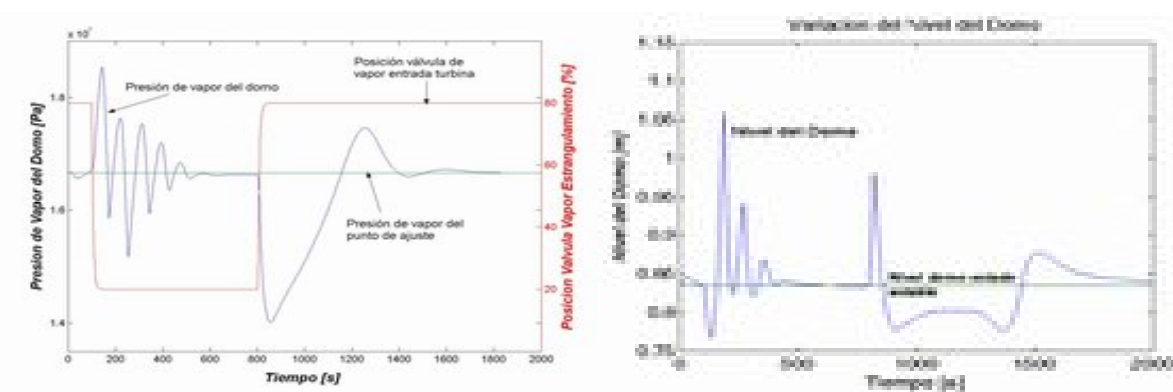


Figura IV.5.2.1.1 Variación de la presión del domo por cambio en la posición de la válvula de vapor a la turbina. Figura IV.5.2.1.2. Comportamiento del nivel en el domo debido al disturbio en la posición de la válvula de vapor.

La figura IV.5.2.1.4 muestra como el flujo de agua de alimentación es prácticamente el espejo del comportamiento del agua en mezcla agua-vapor.

En la figura IV.5.2.1.3 se puede observar claramente que el aumento inicial de la presión por el cierre de la válvula de vapor a la turbina, ocasiona una disminución del flujo de dicha mezcla. El efecto posterior a la introducción de dicho disturbio en este flujo es oscilatorio, debido a la recuperación de la presión en el que se combinan los

efectos de condensación, evaporación; adicionalmente, la respuesta de los controles de combustión y de agua de alimentación también influyen en la producción de oscilaciones.

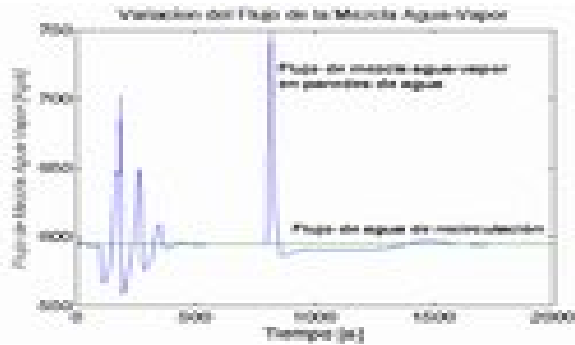


Figura IV.5.2.1.3. Flujo de la mezcla agua-vapor por efecto del cambio de la presión del domo.

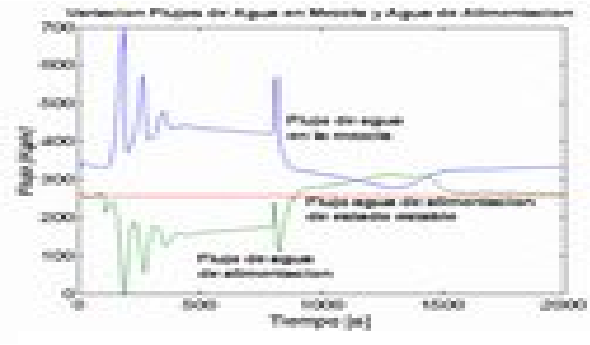


Figura IV.5.2.1.4. Comportamiento de los flujos de agua de alimentación y de agua en la mezcla agua-vapor.

Otra gráfica que muestra el comportamiento global del proceso y su control es la IV.5.2.1.5, donde la variación del flujo de vapor que sale del domo, se compara con el flujo de vapor en la mezcla agua-vapor. En esta figura queda claro que el flujo de vapor en la mezcla agua-vapor oscila con mayores amplitudes, y que en alguna forma sigue, con cierto retraso, al flujo de vapor en la mezcla, cuando ocurren cambios en la presión del domo.

La figura IV.5.2.1.6 muestra la variación de la fracción de vapor en la mezcla agua-vapor con respecto a los cambios en la presión del vapor del domo. Aquí se observa que, como era de esperarse, que la compresión provoca una disminución de la fracción de vapor en la mezcla, y viceversa, la disminución de la presión ocasiona un aumento en dicha fracción de vapor.

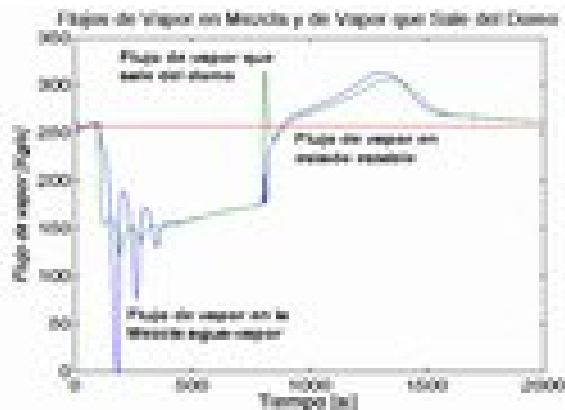


Figura IV.5.2.1.5. Comportamiento de los flujos de vapor que sale del domo y de vapor en la mezcla agua-vapor.

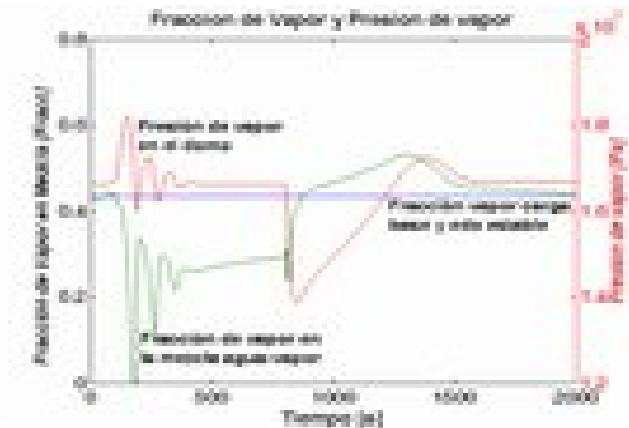


Figura IV.5.2.1.6. Variación de la fracción de vapor con respecto a la variación de la presión del domo.

La gráfica IV.5.2.1.7 muestra el comportamiento del sistema de control moviendo a los elementos finales de control del aire, con la posición de las ventilas del tiro forzado, y de la válvula de combustible, cuyas oscilaciones siguen al movimiento de la presión

del domo que es la variable controlada en el control de la combustión. La gráfica IV.5.2.1.8 muestra el efecto del control de combustión (flujo de combustible) en las temperaturas de la flama y de los gases de combustión la cuales están ligadas al movimiento del flujo de combustible.

Los lazos de control convencional modificado del control de agua de alimentación y del control de combustión con las señales de prealimentación de los flujos de evaporización y condensación instantáneos se muestran en las Figuras III.15.2.1, y III.15.2.2. Para las pruebas de estos lazos se introdujo el mismo disturbio de presión que en las pruebas anteriores del proceso con el control convencional sin modificar y sin cambiar los ajustes de los controladores de ambos sistemas de control, agua de alimentación y combustión, esto con el objeto de comparar las trayectorias de las variables más relevantes del control de los mismos sistemas cuando se les incorpora, dentro de la estrategia de control, los modelos de los proceso de dos variables fundamentales, la evaporización y condensación instantáneas.

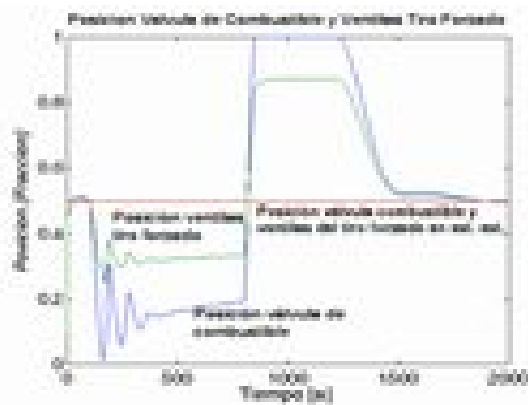


Figura IV.5.2.1.7. Comportamiento de los los elementos finales de control, la válvula de comustible y el ventilador de tiro forzado.

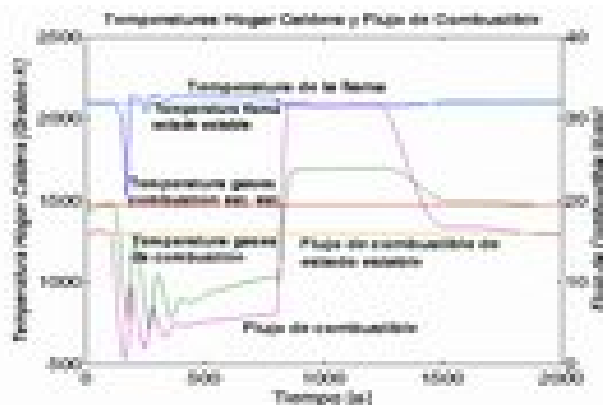


Figura IV.5.2.1.8. Variación de la temperatura de la flama y de los gases de combustión con la presión del domo.

IV.5.2.2 Pruebas del Modelo del Proceso con el Control Convencional Modificado

Como puede observarse en las gráficas de las Figuras IV.5.2.2.1 a la IV.5.2.2.4, la presión del vapor P_{vs} , el nivel del domo N_D , flujo de la mezcla agua-vapor G_m , fracción de vapor en la mezcla agua-vapor X_v , muestran una atenuación considerable con respecto al comportamiento con pruebas del control convencional, de hecho las gráficas de presión (figura IV.5.2.2.1) y nivel del domo (figura IV.5.2.2.2) prácticamente dejan de oscilar, debido al mejor trabajo de las válvulas de combustible (figura IV.5.2.2.7) y de agua de alimentación (figura IV.5.2.2.3).

Es de notarse que la grafica de la fracción de vapor calculada para propósitos del control modificado, figura IV.2.2.6, es prácticamente igual de la fracción de vapor real (simulación) que se observa en la figura IV.2.2.5.

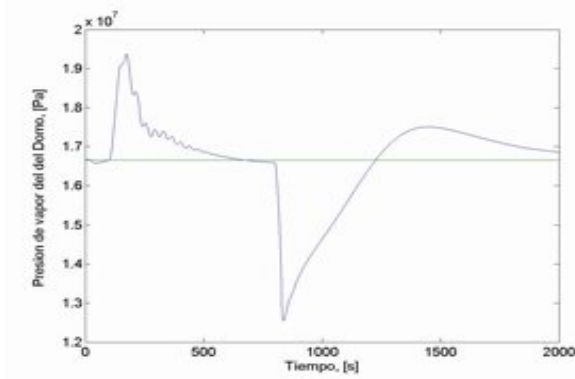


Figura IV.5.2.2.1. Presión del vapor con el lazo de control modificado.

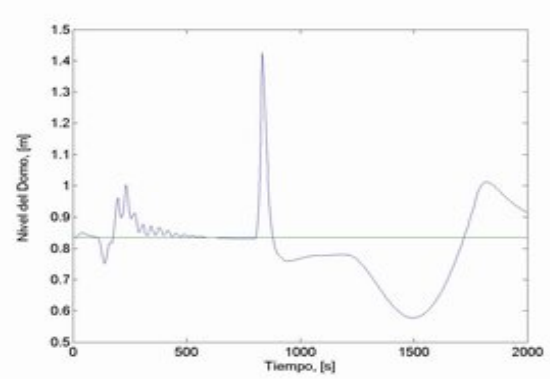


Figura IV.5.2.2.2. Nivel del como con el lazo de control modificado

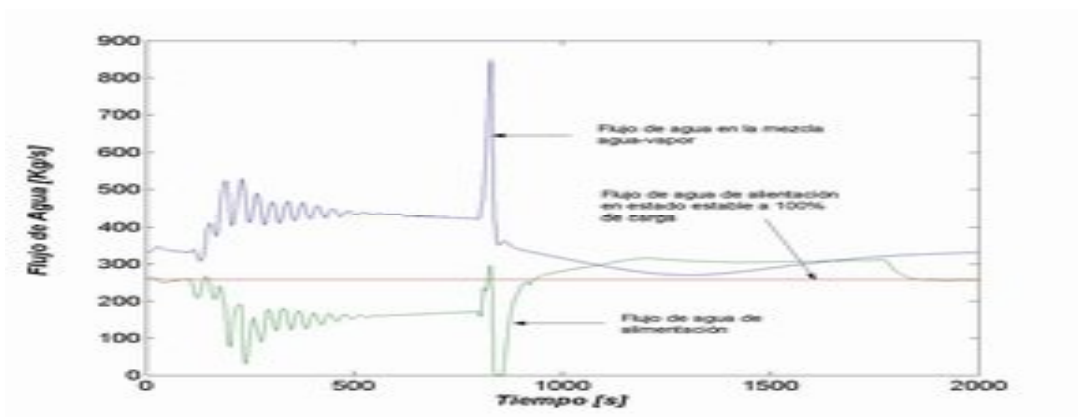


Figura IV.5.2.2.3. Flujos de agua de alimentación de agua en la mezcla agua-vapor en prueba con lazos de control modificados

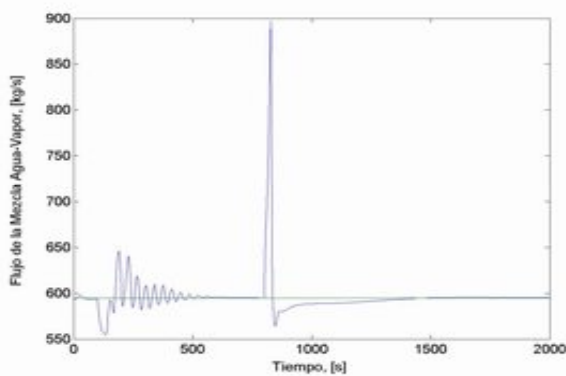


Figura IV.5.2.2.4. Flujo de mezcla agua-vapor en prueba con lazos de control modificados.

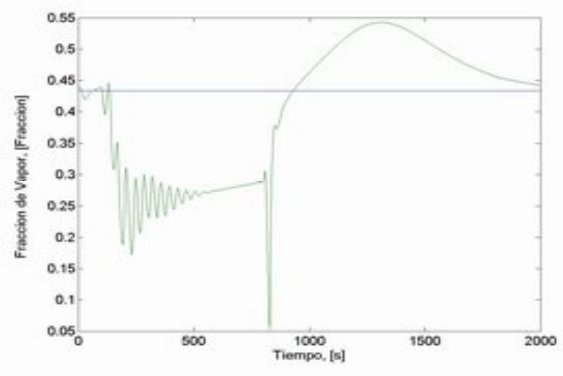


Figura IV.5.2.2.5. Fracción del vapor en prueba con lazos de control modificados

Finalmente, la figura IV.5.2.2.7 muestra la más efectiva acción correctiva del control modificado comparándorla con el comportamiento del control modificado (Figura IV.5.2.1.7).

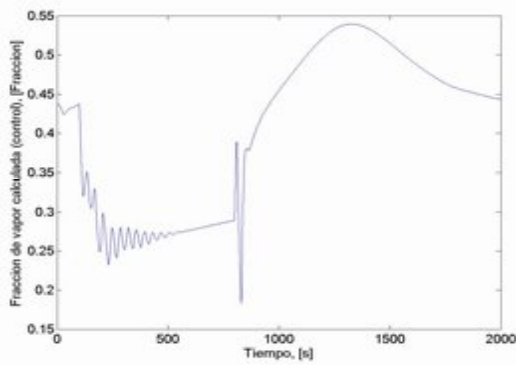


Figura IV.5.2.2.6. Fracción del vapor calculada para de control en prueba con los lazos de control modificado.

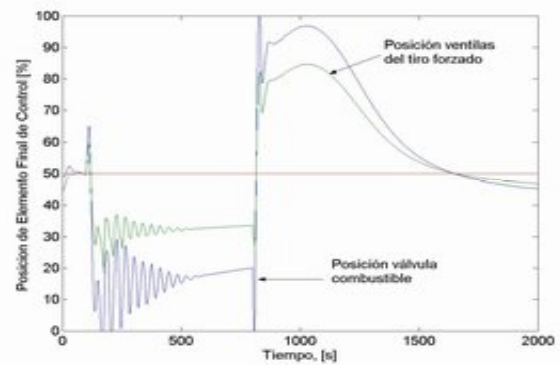


Figura IV.5.2.2.7. Posición de la válvula de combustible y ventilas de tiro forzado en prueba de lazos de control modificado.

IV.5.2.3 Pruebas del Modelo del Proceso sin Evaporización ni Condensación Instantáneas

Con el objeto de hacer evidente el efecto de la evaporización y condensación instantáneas, se ha nulificado su acción en el módulo de %Generación de Vapor+. Las pruebas de cero ebullición y condensación instantáneas se realizaron en lazo cerrado con el control convencional y con la misma sintonía de éste.

Las figuras IV.5.2.3.1 a la IV.5.2.3.4 en donde se observa el comportamiento de la presión de vapor, el nivel del domo y la fracción de vapor muestran un comportamiento bastante atenuado, sin problema de oscilaciones, todavía mas, el flujo de la mezcla no muestra movimiento alguno, ver la figura IV.5.2.3.4, lo cual no concuerda con lo esperado en el proceso real. La no alteración del flujo de la mezcla se debe a que su cálculo es mediante la suma del flujo de circulación, G_r , (valor fijo por tratarse del flujo de la bomba de circulación que opera a velocidad constante) más los flujos de evaporización y de condensación instantáneos (ecuación III.3.1.42) que en este caso no existen porque se eliminaron.

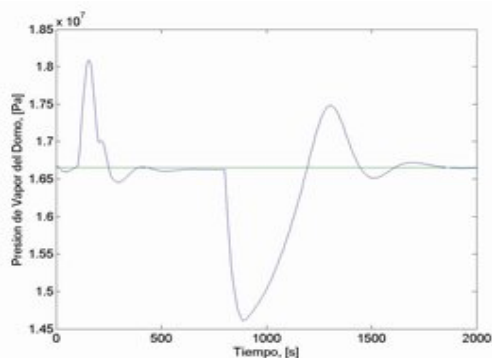


Figura IV.5.2.3.1. Presión de vapor sin el efecto de la evaporización ni condensación instantáneos

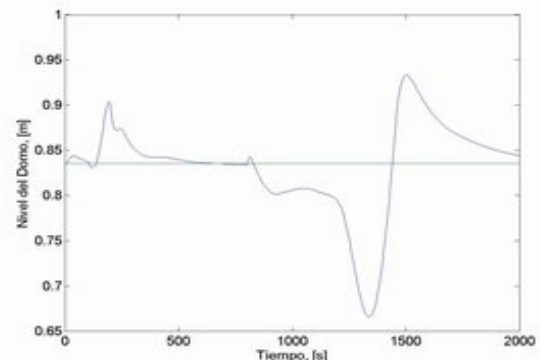


Figura IV.5.2.3.2. Variación del nivel del domo sin el efecto de la evaporización ni condensación instantáneos

Es de notarse que las gráficas de las figuras IV.5.2.3.1 a la IV.5.2.3.3, muestran sólo el efecto de la expansión por calentamiento, lo cual es evidente cuando se compara con las figuras equivalentes IV.5.2.1.1, IV.5.2.1.2 y IV.5.2.1.6 respectivamente, lo que se manifiesta por una sobreatenuación para el caso de las primeras que no consideran la evaporización ni condensación instantáneas.

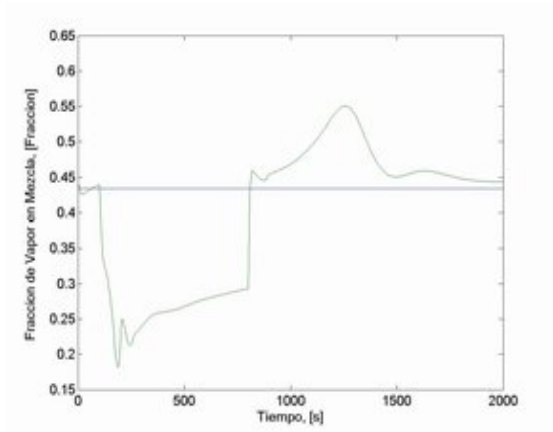


Figura IV.5.2.3.3. Fracción de vapor sin el efecto de la evaporización ni condensación instantáneos

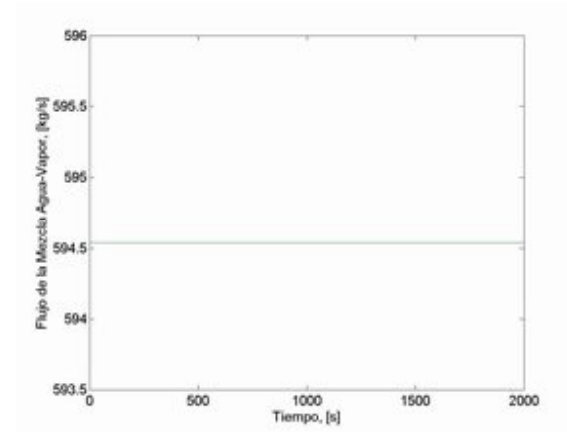


Figura IV.5.2.3.4. Flujo de la mezcla agua-vapor sin efecto de la evaporización ni condensación instantáneos

REFERENCIAS DEL CAPÍTULO IV.

- Åström, K. J. and Bell, R. D. (2000): *Drum-boiler dynamics*, Automatica, 36, pag. 363 a 378.
- CFE (1991), Prontuario de Datos Técnicos, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Producción Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Documento CAP-G01-91.
- CFE (sin fecha) General Arrangement (arreglo general de caldera), Comisión Federal de Electricidad, Drawing No. F-663-200-9, hoja 1 de 3.
- [3] R. E. Balzhiser, M. R. Samuels and J. D. Eliassen, Chemical Engineering Thermodynamics, Prentice Hall, Inc., 1972
- CFE_1 (1984), Procedimiento de Operación Particular del Sistema Aire-Gases U-1/2, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Generación Termoeléctrica Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Documento DO-031, Agosto/85.
- CFE_2 (1984), Procedimiento de Operación Particular del Sistema Agua-Vapor U-1/2, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Generación Termoeléctrica Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Documento DO-028, febrero/85.
- CFE (1985-1): *Procedimiento de operación particular del sistema agua-vapor U-1/2*, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Producción Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Procedimiento PO-P-7-1/2, páginas 1-61.
- CFE (1985-2): *Procedimiento de operación particular del sistema aire-gases de la caldera U-1/2*, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Producción Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Procedimiento PO-P-08-1/2, páginas 1-71.
- CFE-CAOI (1994_1), Centro de Adiestramiento de Operadores, Ixtapantongo, Sistema de Condensado, Comisión Federal de Electricidad, Subdirección de Generación, Documento H1600-CAOI-SO05-940523.
- CFE-CAOI (1994_2), Centro de Adiestramiento de Operadores, Ixtapantongo, Sistema de Agua de Alimentación, Comisión Federal de Electricidad, Subdirección de Generación, Documento H1600-CAOI-SO06-940523.
- CFE-CAOI (1994_3), Centro de Adiestramiento de Operadores, Ixtapantongo, Sistema del Generador de Vapor lado Agua de Alimentación, Unidad 2, Comisión Federal de Electricidad, Subdirección de Generación, Documento H1600-CAOI-SO07-940523.
- Chapra, S. C. and Canale, R. P. (1998): *Numerical Method for Engineers with Programming and software applications*, The McGraw Hill Co., Inc.

V CORRIDA DE PLANTA

En vista de la poca disponibilidad para obtener información de corridas de planta para la validación del modelo del proceso desarrollado en esta tesis, se está presentando una gráfica, ver figura V.1, de una corrida de esta planta (Unidad 1 de la Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos, de Tula Hidalgo) realizada el 3 de noviembre del 2006, como una validación cualitativa del modelo desarrollado.

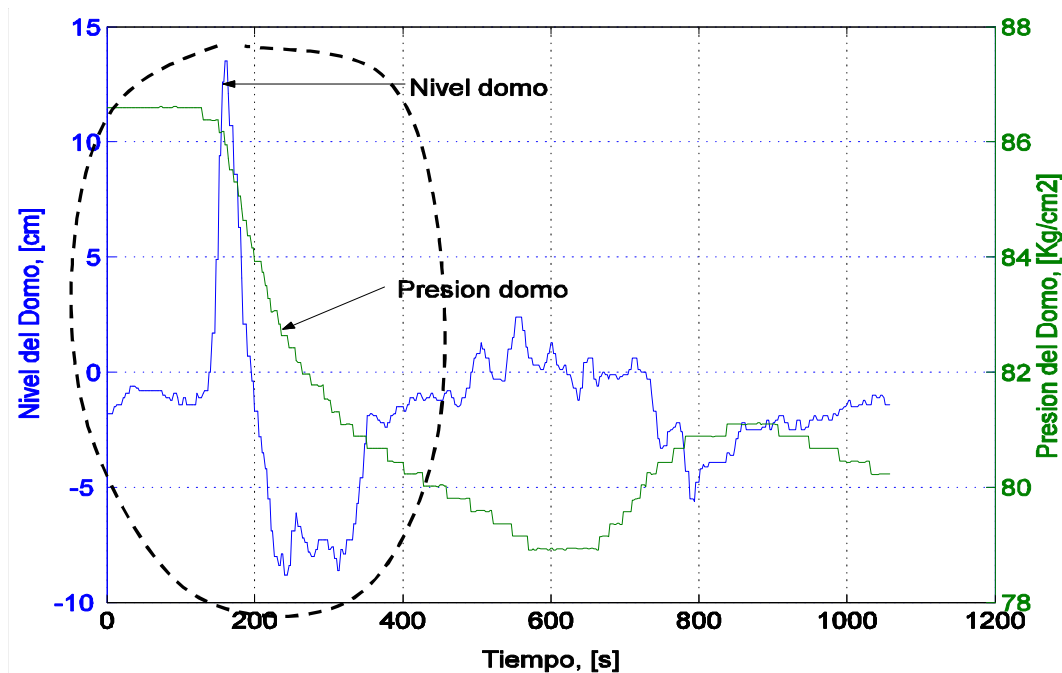


Figura V.1. Corrida de planta con evento de descenso rápido en la presión del vapor del domo

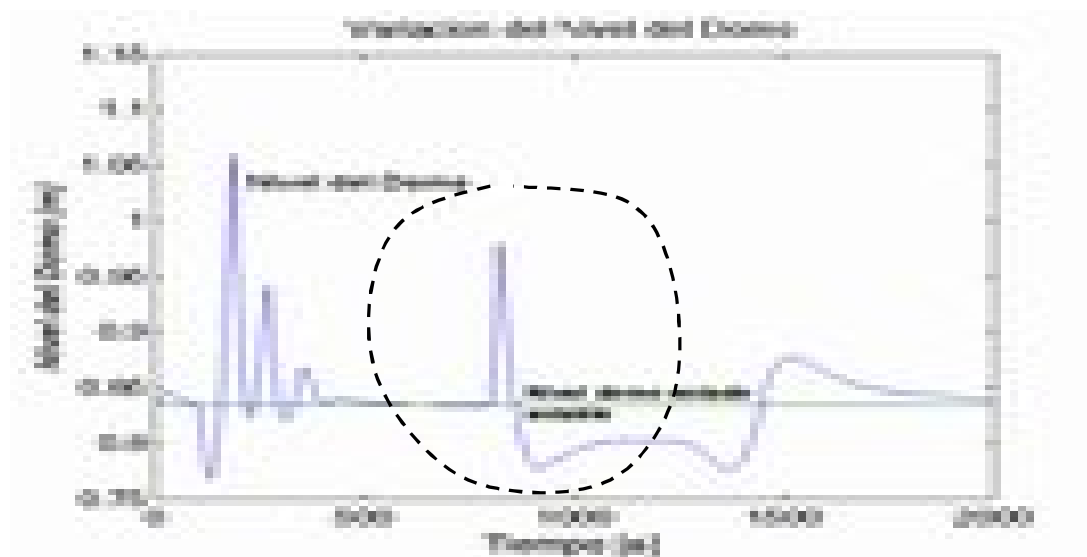


Figura IV.5.2.1.2. Comportamiento del nivel en el domo simulado

De contar con la disponibilidad completa de la unidad, para validar el modelo, lo correcto sería realizar las pruebas en lazo abierto, moviendo cada vez los elementos finales de control, como la válvula de estrangulamiento del vapor a la turbina y la válvula de agua de alimentación; sin embargo la corrida de planta se realizó en lazo cerrado, o sea, con los lazos de agua de alimentación y de combustión en automático, por lo que la respuesta mostrada en la gráfica V.1 se ve afectada por la retroalimentación del control. El procedimiento para la realización de las pruebas de validación del modelo se detalla en el apéndice B.

El comportamiento muy similar del nivel del domo de la gráfica de la figura V.1 y la segunda parte de la figura IV.5.2.1.2 (entre los 800 y 1000 s) es evidente; en ambas gráficas el ascenso y caída del nivel del domo con la disminución de la presión del domo, por lo cual se puede considerar que la gráfica de la Figura VI es una validación cualitativa del modelo presentado en esta tesis.

VI APORTE Y CONCLUSIONES

De la investigación bibliográfica para los desarrollos en el modelado del proceso de generación de vapor se concluye que en todos los casos se aborda el planteamiento del proceso expansión-compresión y evaporación-condensación, desde una perspectiva de distribución lineal del volumen de vapor y de la fracción del vapor en la mezcla agua-vapor. En el planteamiento de todos estos investigadores, las expresiones evaporización-condensación, consideraron balances globales, uno de materia y otro de energía, en las paredes de agua, esto con la justificación de aplicar un tratamiento simple y facilidad de solución del sistema de ecuaciones resultante, y porque su propósito fue para que se apliquen en estrategias de control basados en un modelo del proceso.

El objetivo principal del presente trabajo de tesis es el de plantear un modelo del proceso de generación de vapor que considere los fenómenos de compresión-expansión, su relación con la fracción del vapor y la distribución del agua y vapor en las paredes de agua. Adicional al fenómeno de compresión-expansión se presenta el fenómeno de evaporización-condensación relacionado con la evaporización y condensación súbita del vapor y agua que se originan por una disminución o un aumento de la presión del vapor en el domo, ambos procesos mejor conocidos en inglés como *“swell and shrink”*. Como consecuencia de estos fenómenos, se plantea el desplazamiento de agua de las paredes de agua hacia el domo, o del domo a las paredes de agua,

Adicionalmente, la presente investigación considera un modelo del proceso de generación con la suficiente precisión para que pueda ser utilizado como un modelo para pruebas de sistemas de control del agua de alimentación del domo y del control de combustión de la caldera, razón por la cual el análisis se aplicó en el tiempo y la distancia de los tubos de las paredes de agua resultando un sistema de ecuaciones diferenciales parciales.

Como el modelado abarcó todo el generador de vapor, turbinas, y cerrando el ciclo en los sistemas de condensados y agua de alimentación, por lo tanto se trata de un modelo global de planta el cual podrá ser utilizado para estudio de los sistemas de control principales de una central termoeléctrica convencional como la utilizada como base de esta tesis (Central Termoeléctrica Francisco Pérez Río de Tula Hidalgo). Incluso el modelo podrá servir, completando los faltantes, para el desarrollo de un simulador para entrenamiento de operadores de estas centrales.

En el planteamiento del presente trabajo se hizo distinción, es decir se analizó por separado, el proceso de evaporización del agua y el de condensación del vapor ya que cada uno de estos tiene una explicación termodinámica diferente. Igualmente el desplazamiento de agua ocasionada por la expansión y compresión se consideró adicional al proceso de evaporización y condensación generados por la transferencia de calor a la mezcla agua-vapor dentro las paredes de agua.

El análisis en tiempo y distancia también, en este trabajo de tesis, incluyó al proceso de transferencia de calor de los gases de combustión a las paredes de agua a

diferencia de todos los casos de la bibliografía analizada en los que o no hay consideración de este proceso (se toma en cuenta solo como energía producida por la combustión del combustible). En la bibliografía revisada, la temperatura de la pared de los tubos de las paredes de agua, se consideró igual a la temperatura del vapor, tal es el caso de las publicaciones de Aström y Bell (1988,1993 y 2000) y Bell y Aström (1996).

Una diferencia importante del presente trabajo con la más reciente publicación de Aström y Bell (2000) es que en éste se plantearon dos análisis de evaporización-condensación, uno en las paredes de agua y otro balance de agua del domo+consideración atribuida a la complejidad en las entradas y salidas de tubos en el domo y porque, según se deduce de la lectura de dicha publicación, se plantea que el agua en el domo se encuentra en evaporización y que el vapor sale del espejo del agua del domo, para lo cual proporciona una ecuación empírica. En nuestro caso todos los planteamientos son de origen analítico.

De acuerdo con la información disponible de la CTFPR, el agua de alimentación se introduce por la parte inferior del domo a una temperatura de 292 °C [Pág. 4 de CFE (1985-1)] la cual es inferior a la que llega al domo, en tanto que el agua proveniente de los subientes está a la temperatura de saturación, correspondiente a 350 °C. Por lo tanto en el presente trabajo se consideró un mezclado perfecto en el domo, en estas condiciones el promedio de temperatura del agua del domo estará subenfriada y prácticamente sin posibilidades de ebullición. Como consecuencia no se ve factible la ocurrencia del fenómeno de evaporización instantánea del agua del domo por causa de una disminución de la presión del vapor del domo, y el proceso de condensación del vapor, dada la poca cantidad de vapor en el domo, se consideró despreciable. Por estas razones aquí se planteó que el efecto de ebullición-condensación ocurre únicamente en las paredes de agua en lugar de realizarlo también en el domo como lo sugiere Aström y Bell (1988,1993 y 2000) y Bell y Aström (1996).

Adicionalmente en el trabajo de tesis presente se plantea la reacción de combustión de la composición del gas natural utilizado por planta, lo cual, gracias a la disposición de los análisis de este gas, nos permitió evaluar el consumo de oxígeno y su medición, además de la eficiencia de la reacción y tomarlos en cuenta como referencia en la sintonía del sistema de control de combustión. En la realidad en la planta el gas natural sólo se utiliza durante el arranque, ya en control de carga es el combustóleo el que se quema, sin embargo la única diferencia de peso entre estos dos combustibles es el poder calorífico de cada uno de ellos y esto no hace diferencia en la reacción de combustión, por estas razones utilizamos el gas natural como combustible único que se quema en el hogar de la caldera.

Otras diferencias con los modelos previos desarrollados es que en todos los antes mencionados se consideró, variación lineal del nivel en el domo mientras que en el presente trabajo se plantea la alta no linealidad del domo aplicando una expresión desarrollada previamente, Delgadillo M. A. (1981). El recipiente, llamado domo, es un tanque cilíndrico horizontal con tapas toriesféricas, todo lo cual fue considerado en la ecuación de nivel correspondiente (ver ecuación III.4.13); por tanto mientras las variaciones del nivel sean pequeñas un modelo lineal podría ser una buena opción, sin embargo cuando los cambios en el nivel rebasen, por ejemplo el 20% el modelo lineal introducirá errores fuertes que no pueden ser despreciados.

La caldera de nuestra base de estudio (Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos, de Tula Hidalgo) es del tipo de recirculación forzada en tanto que en la mayoría de los trabajos previos, particularmente la de las publicaciones de Aström y Bell (1988,1993 y 2000) y Bell y Aström (1996), se basan en una de recirculación natural. La única diferencia en el planteamiento de ecuaciones entre la recirculación natural y la forzada es que en el flujo de recirculación forzada se propuso flujo constante a través de la bomba ya que ésta es de velocidad constante, en tanto que en el de recirculación natural Aström y Bell (2000) consideró un balance de equilibrio por la diferencia de densidades entre el agua en los bajantes y vapor en los subientes.

En nuestro estudio todas las propiedades termodinámicas del vapor saturado se representaron con funciones polinómicas de segundo orden en función de la presión de vapor considerada como variable de estado, lo cual permitió simplificar las expresiones que incluyen estas variables, además de que se cuidó que el error con el valor real, reportado en tablas de vapor, siempre sea menor del 5%.

En los análisis de simulación, como una manera de simplificar los cálculos, se acostumbra considerar las capacidades caloríficas de los líquidos y de los gases, incluyendo el vapor, como constantes, en el presente trabajo se consideró constante la capacidad calorífica del agua, lo cual es una buena aproximación pero no es lo mismo con los gases y vapor para estos casos se usaron expresiones reportadas por Obert y Young (1962) (Pág. 947) esto ayudó mucho en el cálculo de parámetros y condiciones iniciales ya que se observó gran sensibilidad en los cambios de valor de esta variable.

Por otro lado, las pruebas de simulación presentadas van desde las de lazo abierto aplicadas al módulo de %Generación de Vapor+, las de lazo cerrado con el control convencional, las de lazo cerrado con el control convencional modificando agregando señales de prealimentación de la evaporización y condensación instantáneas, hasta las pruebas de lazo cerrado quitando el efecto de la evaporización y condensación instantáneas; esto último con el objeto de hacer evidente la facilidad con que se portaría el sistema proceso-control, si no existieran los fenómenos de evaporización y condensación instantáneos.

Como aporte adicional se presenta modelos de los procesos de evaporización y de condensación instantáneos (ecuaciones Ec. III.10.4.1 y Ec. III.10.4.2) desarrollados con el propósito de utilizarse en la estrategia de control y mostrar que el control convencional puede mejorarse mucho con la incorporación de estas expresiones. En el desarrollo de estas expresiones se consideró solamente las variables que sea posible su medición física (en campo), por ejemplo la fracción de vapor se evalúa utilizando la derivada del nivel y del balance de materia líquida que entra y sale del domo, El detalle del desarrollo de estas expresiones se encuentra en el inciso III.15.2.

Para la validación del modelo del proceso de generación de vapor se propone un protocolo de pruebas a realizarse en sitio. El protocolo se detalla en el Apéndice B; sin embargo, se presenta una gráfica de corrida de planta (ver figura V.1) involucrando las variables principales, presión y nivel del domo, y se compara con una corrida de simulación, como una prueba cualitativa de la existencia de los fenómenos de evaporización y condensación instantáneos.

Finalmente, puesto que el trabajo de tesis presente tiene propósitos de que sea utilizado para prueba de algoritmos de control y como herramienta para estudios de

simulación, el modelo cuenta con las ligas necesarias para incorporar estrategias de control y por lo pronto se incluye los lazos de control que en el tiempo presente operan en la planta.

REFERENCIAS DEL CAPÍTULO VI

- Aström, K. J. and Bell, R. D.:(1988): %Simple drum boiler models+, IFACC Int. Symposium on Power Systems, Modelling and Control Applications, Brussels, Belgium, pp. 123-127.
- Aström, K. J. and Bell, R. D. (1993) %A Nonlinear Model for Steam Generation Processes+, preprints IFAC 12th world congress, Sidney Australia, vol. 3, pag. 395 a 398.
- Aström, K. J. and Bell, R. D. (2000): %Drum-boiler dynamics+, Automatica, 36, pag. 363 a 378.
- Bell, R. D., and Aström, K. J. (1996), %A Fourth order Non-Linear Model for Drum Boiler Dynamics+, IFAC 96, Preprints 13th World Congress, San Francisco CA, vol. 0, pag. 31 a 36.
- CFE (1985-1): %Procedimiento de operación particular del sistema agua-vapor U-1/2+, Comisión Federal de Electricidad, Subgerencia de Producción Central, Central Termoeléctrica Tula Francisco Pérez Ríos, Procedimiento PO-P-7-1/2, páginas 1-61.
- Delgadillo-V. M. A. (1981), %Modelo del Sistema de condensado+, Reporte Técnico Inicial del proyecto No. 1597, Instituto de Investigaciones Eléctricas, Modelo y Simulación Analógica de Sistemas Principales de PTE Fósiles, 28-abril-1981, Págs. 29-41.
- Obert, E. F. & Young, R. L. (1962): %Elements of Thermodynamics and Heat Transfer+, Mc. Graw-Hill Company, pag. 497.

APÉNDICE A. Constantes, Parámetros y Condiciones Iniciales

CONSTANTES DE DISEÑO Y CONSTANTES UNIVERSALES

No	Identificador	TIPO	DESCRIPCIÓN	VALOR
1.	A_{anL}	constante	Área de la sección anular de tubos de las paredes de agua	0.0007052917 m ²
2.	A_{Ltc}	constante	Área de transferencia de calor por unidad de longitud	75.06 m ² /m
3.	A_{Th}	constante	Área de la sección transversal del hogar de la caldera	314.0 m ²
4.	A_{Tt}	constante	Área de la sección transversal de los tubos de paredes de agua	0.00114 m ²
5.	b	constante	Proporción másica de oxígeno en el aire	1.105250696e-02 adim.
6.	B_{gi}	Constante	Relacionada con la constante de Boltzman de radiación.	1,935.2042305086 J/(s K ⁴)
7.	B_h	Constante	Relaciona constante radiación de Boltzman para hogar de la caldera	276 J/(s K ⁴)
8.	C_{11}	constante	Para cálculo de la Entalpía del Vapor Saturado del Domo	2.808131111x10 ⁶
9.	C_{12}			1.972501993x10 ⁻³
10.	C_{13}			-9.92048965x10 ⁻¹⁰
11.	C_{21}	Constante	Para cálculo del Volumen Específico del Vapor del Saturado del Domo S_{vs}	5.170125386x10 ⁻²
12.	C_{22}			-4.3138308x10 ⁻⁹
13.	C_{23}			1.01657997x10 ⁻¹⁶
14.	C_{31}	Constante	Para cálculo de la Temperatura del Vapor del Saturado del Domo	4.67991216x10 ²
15.	C_{32}			1.549460564x10 ⁻⁵
16.	C_{33}			-3.80368768x10 ⁻¹³
17.	C_{41}	Constante	Para cálculo de la entalpía del agua saturada del de las paredes de agua	823074.69193484
18.	C_{42}			0.0717346722781
19.	C_{43}			-1.2889812423e-9
20.	C_{1d}	constante	Relaciona la profundidad de tapas toriesféricas y diámetro del domo	1.206 m/m
21.	C_{aaec1}	constante	Cte que relaciona coeficientes de flujo bomba agua alim-economiz	0.454720496574 Adim
22.	C_{aaec2}	constante	Cte que relaciona coeficientes de flujo bomba agua alim-economiz	0.5452795034254 Adim.
23.	C_{cpgf1}	Constante	Constantes para el cálculo del Cp del aire	1335.9342 J/Kg ^o K

24.	C_{cpgf2}	s	y de los gases de combustión a altas temperaturas	-288202.7778 J/Kg
25.	C_{cpgf3}			53,524,691 J°K/Kg
26.	C_{cpg1}	Constante s	Constantes para el cálculo del Cp del vapor del sobrecalentadores de alta, intermedia y baja y recalentador,	1,415.765 J/Kg°K
27.	C_{cpg2}			- 288,202.7 J/Kg
28.	C_{cpg3}			53524691.(J°K)/Kg
29.	C_{cpvb1}	Constante	Constantes del coeficiente de flujo de vapor en el sobrecalentador de baja	4618.553333
30.	C_{cpvb2}			186267.5931
31.	C_{cpvb3}			3139500.0
32.	Cf_{aa1}	Constante	Constante de flujo de la válvula de agua de aliment de bajas cargas	1.1561236454807 Kg/(Pa ^{0.5} s)
33.	Cf_{aa2}	Constante	Constante de flujo de la válvula de agua de aliment de altas cargas	4.6244945819230 Kg/(Pa ^{0.5} s)
34.	Cf_{air}	Constante	Cte de flujo del ducto de aire del vent Tiro Forzado-hogar caldera	2.759090129x10 ⁻³ Kg/(Pa s)
35.	Cf_{Baa}	Constante	Coeficiente de flujo de la válvula de altas cargas	4.756285787 kg/(Pa ^{0.5} s)
36.	Cf_{Bcdo}	Constante	Coeficiente de flujo de bomba de condensado	0.277135326801 Kg/(Pa ^{0.5} s)
37.	Cf_c	Constante	Coeficiente de flujo a través de la válvula de gas combustible	9.9455717205e-4 °K ^{1/2} Kg/(Pa s)
38.	Cf_{cdo1}	Constante	Coeficiente de flujo válvula de condensado de bajas cargas	0.0466174349658 Kg/(Pa ^{0.5} s)
39.	Cf_{cdo2}	Constante	Coeficiente de flujo válvula de condensado de altas cargas	0.1864697398633 kg/(Pa ^{0.5} s)
40.	Cf_{ec}	Constante	Coeficiente de flujo a través del ecomomizador	5.208411188785 kg/(Pa ^{0.5} s)
41.	Cf_{vDa}	Constante	Coefic de flujo de tubería y equipo del domo al sobrecal de alta	0.8083935502250 °K ^{1/2} kg/(Pa s)
42.	Cf_{ves}	Constante	Coeficiente de flujo de la válvula de vapor de estrangulamiento	2.0916405967249 °K ^{1/2} kg/(Pa s)
43.	Cf_{vre}	Constante	Coeficiente de flujo de vapor en recalent. y de válvula interceptora	3.5782638353379 °K ^{1/2} kg/(KPa s)
44.	Cf_{vTA}	Constante	Coeficiente de flujo de la válvula de vapor de estrangulamiento	0.5396364070609 °K ^{1/2} kg/(KPa s)
45.	Cp_i	Constante	Capacidad calorífica a presión constante del agua	4186 J/kg°K
46.	Cp_p	Constante	Capacidad calorífica del metal de los sobrecalentadores	724.6660618722 J/kg°K
47.	Cp_{pw}	Constante	Capacidad calorífica del metal de las paredes de agua	502.416 J/kg°K

48.	C_{pvi}	Constante	Capacidad caloríf a P constante de vapor en sobrecal de intermedia	6,513.2856107578 J/Kg ^o K
49.	C_{TF1}	Constante	Constantes para el cálculo del flujo de aire por el ventilador del Tiro Forzado	-10,159,966.5 Pa
50.	C_{TF2}			-2.602667464x10 ⁻² (Pa s)/Kg
51.	$C_{f_{TLTB}}$	Constante	Coefficiente de flujo de la válvula de altas cargas	1.73302272396 K ^{1/2} kg/(KPa s)
52.	D_d	Constante	Diámetro del Deareador	3.65 m
53.	D_D	Constante	Diámetro del domo	1.67 m
54.	G_{lr}	Constante	Flujo de agua de recirculación a subientes	594.5420121 kg/s
55.	I	Constante	Inercia del rotor de las turbinas de alta, intermedia y baja presión	583.67575644378 Hz/(MW s)
56.	K_{airF}	Constante	Relacionada del coef de Transf. de calor del precal. de aire lado aire,	59,909.179177933 J/(Kg ^{0.55} s ^{0.45} oK)
57.	K_{cal7}	Constante	Coefficiente de flujo de vapor derivado al calentador 7	0.1294492723778 Adim
58.	K_f	Constante	Coefficiente de fricción del eje turbinas de alta, intermedia y baja	0.25 MW/Hz
59.	K_{ga}	Constante	Relacionada con coef. de Transf. de calor sobrecal de alta gases	45174.547809078 61J/(Kg ^{0.55} s ^{0.45} oK)
60.	K_{gb}	Constante	Relacionada con coef. de Transf. de calor sobrecal de baja en gases	20863.416181497 J/(Kg ^{0.55} s ^{0.45} oK)
61.	K_{gF}	Constante	Relacionada con coef. de Transf. de calor del precalentador de aire	59,909.179177933 J/(Kg ^{0.55} s ^{0.45} oK)
62.	K_{gi}	Constante	Relacionadas con coef. de Transf. de calor sobrecal. Inter. en gases	59909.179177933 55 J/(Kg ^{0.55} s ^{0.45} oK)
63.	K_{gre}	Constante	Relacionada con coef. de Transf. de calor del recal. lado gases	20,646.3897512 J/(Kg ^{0.55} s ^{0.45} oK)
64.	K_{gz}	Constante	Relacionada con coef. de Transf. de calor del economiz lado gases	110,770.4772569 J/(Kg ^{0.55} s ^{0.45} oK)
65.	K_{MW}	Constante	Coefficiente de la carga generada E_{MW}	0.02.7752308988 MW/Volts
66.	K_{pw}	Constante	Constante para cálculo de coef. Transf. calor de paredes de agua.	9.1390938939e-5 J/(m ³ K s)
67.	K_{va}	Constante	Relacionada con coef. de Transf. de calor del sobrecal de alta vapor	23082.617621704 3 J/(Kg ^{0.8} s ^{0.2} oK)
68.	K_{vb}	Constante	Relacionadas con coef. de Transf. de calor del sobrecal de baja vapor	5.494376766x10 ³ J/(Kg ^{0.8} s ^{0.2} oK)
69.	K_{vre}	Constante	Relacionada con coef. de transf de calor del recalentador lado vapor	39294.3367404 J/(Kg ^{0.8} s ^{0.2} oK)

70.	K_{VT1}	Constante	Constante 1 para el cálculo de voltaje en terminales ec. III.5.11.6	13.800 Volts
71.	K_{VT2}	Constante	Constante 2 para el cálculo de voltaje en terminales ec. III.5.11.6	10,000 Volts s/rad
72.	K_{VT3}	Constante	Constante 3 para el cálculo de voltaje en terminales ec. III.5.11.6	10,000 Volts s ² /rad ²
73.	L_d	Constante	Longitud horizontal del tanque de almacenamiento del Deareador	15.7 m
74.	L_D	Constante	Longitud horizontal del domo	15.7 m
75.	M_{gacgh}	Constante	Masa de gases acumulada en el hogar de la caldera	200 kg
76.	M_{gaci}	Constante	Masa de gases acumulada en el sobrecalentador de intermedia	31448.520648586 kg
77.	M_{gacz}	Constante	Masa de gases acumulada en el economizador	14,635.55713731 kg
78.	M_{pa}	Constante	Masa del metal de los tubos del sobrecalentador de alta	101597.36375 kg
79.	M_{pF}	Constante	Masa del metal del percal. de aire	10,000 kg
80.	M_{ph}	Constante	Masa del metal de los tubos del sobrecalentador de baja	155,000 kg
81.	M_{pre}	Constante	Masa del metal de los tubos del recalentador	40,000 kg
82.	M_{pz}	Constante	Masa del metal de los tubos del economizador	30,000 kg
83.	M_{vacb}	Constante	Masa de vapor acumulada en el sobrecalentador de baja	22830.557409845 kg
84.	M_{vaci}	Constante	Masa de vapor acumulada en el sobrecalentador de intermedia	9,062.73865877769 kg
85.	n_t	Constante	Número de tubos de las paredes de agua	1254
86.	P_{fcBaa}	Constante	Foco curva de bomba de agua de alimentación, flujo-presión	29,400,000 Pa
87.	P_{fcBcd} o	Constante	Foco curva de bomba de condensados, flujo-presión	2,986,187.522 Pa
88.	$q_{c/O2}$	Constante	Relación de masa de combustible con masa oxígeno estequiométrico	5.2306864223584 kg/kg.
89.	R_g	Constante	Constante de gases ideales de los gases de combustión	286.69655 Pa m ³ /Kg
90.	r_{h1}	Constante	Radio del hogar de la caldera (considerado circular)	8.86 m
91.	R_v	Constante	Constante de los gases ideales aplicada al vapor de agua	461.9 Pa m ³ /(kg K)

92.	R_{veTI}	Constante	Constante de los gases ideales aplicada al vapor entrada turbina	450.2934218312 Pa m ³ /(kg K)
93.	R_{vTA}	Variable	Constante de los gases ideales para el vapor de la Turbina de alta	414.9031698826 Pa m ³ /(kg K)
94.	U_{vmax}	Constante	Coefficiente de transferencia de calor del calentador aire-vapor.	52927.431186744 J/(s K)
95.	V_{gh}	Constante	Volumen disponible para gases de combustión en hogar de caldera.	4622.77 m ³
96.	V_{vacD}	Constante	Vol vapor acumulado en el domo y tubería de vapor de sal del domo	50 m ³
97.	V_{vacb}	Constante	Volumen disponible para de vapor en el sobrecalentador de baja	260.253469 m ³
98.	T_0	Constante	Temperatura de referencia a 0 °C	273 .2°K
99.	Z_{T0}	Constante	Altura total de las paredes de agua	18.745 m
100	ϵ_{CO2}	Constante	Emisividad del bióxido de carbono	0.1245 Adim
101	ϵ_{H2O}	Constante	Emisividad del vapor de agua	0.263 Adim
102	τ_{A_p}	Constante	Involucra eficiencia y rel. Capacid. caloríficas (Cp/Cv) en ec III.5.11.3	257.894219 Adim
103	$\tau_{I_{TB}_p}$	Constante	Involucra eficiencia relac. Capacid. caloríficas (Cp/Cv) en ec III.5.11.3	4,099.4581736104 Adim
104	π	Constante	Constante Pi	3.1416
105	τ_{D_a}	Constante	Constante de tiempo de retraso en cálculo presión entrada turb alta	20 kg/Pa
106	$\tau_{re_{TI}}$	Constante	Constante de tiempo de retraso en cálculo presión entrada turb interm	50 kg/Pa
107	τ_{A1}	Constante	Relacionada con las capacidades caloríficas para la turb de alta	0.2123993691130 Adim.
108	τ_{A2}	Constante	Relacionada con las capacidades caloríficas para la turb de alta	0.1459267577446 Adim.
109	$\tau_{I_{TB}}$	Constante	Relaciona capacids caloríficas p. sistema turbs de intermedia y baja	0.229996124587 Adim.
110	ω_{0gen}	Constante	Velocidad angular correspondiente a frecuencia de red nacional	60 rps (Hz)

CONDICIONES INICIALES EN CARGA BASE

111.	G_{vcdo}	Cond. Inic.	Flujo del vapor de condensación instantánea	0 Kg/s
112.	G_{vei}	Cond. Inic.	Flujo del vapor de evaporización instantánea	0 Kg/s

113.	H_{mLv}	Cond. Inic.	Entalpía de la mezcla liquido vapor en saturación	2,052,754.7993 J/Kg
114.	N_d	Cond. Inic.	Nivel del deareador	1.824987856076579 m
115.	N_D	Cond. Inic.	Nivel del Domo	0.835 m
116.	P_{evTA}	Cond. Inic.	Presión de entrada del vapor a la turbina de alta	13,609,770.195 Pa
117.	P_{evTI}	Cond. Inic.	Presión de entrada del vapor a la turbina de alta	3700.45453907446 Pa
118.	P_{gh}	Cond. Inic.	Presión en el hogar de la caldera	82,834.7 Pa
119.	P_{ovTA}	Cond. Inic.	Presión de salida del vapor de la turbina de alta.	4,099,179.7 Pa
120.	P_{va}	Cond. Inic.	Presión del vapor en la salida del evaporador de alta.	16,652,988.87 Pa
121.	P_{vs}	Cond. Inic.	Presión del vapor saturado	16,652,988.87 Pa
122.	T_{fh}	Cond. Inic.	Temperatura de la flama en el hogar de la caldera	2 096 °K
123.	T_{gh}	Cond. Inic.	Temp. gases hogar entrada del sobrecal de temp. intermedia	1473.2 °K
124.	T_{oaaaz}	Cond. Inic.	Temperatura de salida del agua de aliment del economiz.	565.2 °K
125.	T_{oga}	Cond. Inic.	Temperatura de salida de gases del sobrecal de alta.	884.686346056 °K
126.	T_{ogb}	Cond. Inic.	Temperatura de los gases de combust salida sobrecal baja.	797.801683831 °K
127.	T_{ogi}	Cond. Inic.	Temperatura salida gases sobrecal de temp. intermedia	1,283 °K
128.	T_{ogre}	Cond. Inic.	Temperatura salida gases de combustión del recalentador	1,029.13249 °K
129.	T_{ogz}	Cond. Inic.	Temperatura de salida de gases del economizador	653.2 °K
130.	T_{ova}	Cond. Inic.	Temperatura de salida del vapor sobrecalentado de alta	811 °K
131.	T_{ovb}	Cond. Inic.	Temperatura de salida del vapor sobrecalentado de baja	673.2 °K
132.	T_{ova}	Cond. Inic.	Temperatura de salida del vapor sobrecalentado de alta	811 °K
133.	T_{ovi}	Cond. Inic.	Temperatura salida vapor sobrecal de temp. intermedia	714.2 °K
134.	T_{ovre}	Cond. Inic.	Temperatura de salida del vapor del recalentador	811 °K

135.	T_{pa}	Cond. Ini.	Temperatura de la pared de tubos del sobrecal de alta	836.3392267473 °K
136.	T_{pb}	Cond. Ini.	Temperatura de la pared de tubos del sobrecal de baja	736.233906709 °K
137.	T_{pF}	Cond. Ini.	Temperatura de la pared de tubos del Precalentador de aire	495.7729 °K
138.	T_{pi}	Cond. Ini.	Temperatura de la pared de tubos del sobrecal de intern	1,036.016 °K
139.	T_{pre}	Cond. Ini.	Temperatura de la pared de tubos del recalentador	837.9075 °K
140.	T_{pz}	Cond. Ini.	Temperatura de la pared de tubos del economizador	634.3916854 °K
141.	X_v	Cond. Ini.	Fracción másica vapor satur. en salida paredes de agua	0.43376954 Fraccion
142.	e	Cond inic	Ángulo de desfaseamiento entre el rotor y estator del generador	0.9 rad
143.	ρ_{gc}	Cond. Inic.	Densidad de los gases de combustión	1.418 Kg/m ³
144.	ρ_m	Cond. Inic.	Densidad de la mezcla agua-vapor en paredes de agua	213.74482568 Kg/m ³
145.	ω_{gen}	Cond. Inic.	Velocidad angular rotor turbinas.	60 rps
146.	$\frac{\partial T_{gc}}{\partial Z}$	Cond. Inic	Rapidez de cambio de la temperatura de gases	-33.23 °K/m
147.	$\frac{\partial G_{vcd0}}{\partial Z}$	Cond. Inic	Rapidez de cambio del vapor que condensa en paredes de agua	0 Kg/(s.m)
148.	$\frac{\partial G_{vei}}{\partial Z}$	Cond. Inic	Rapidez de cambio del vapor de evaporización instantánea.	0 Kg/(s.m)

VARIABLES DE PROCESO EN CARGA BASE

149.	a	Variable	Fracción másica de gas que reacciona con el oxígeno del aire	1.0
150.	$C_{p_{airF}}$	Variable	Capacidad calorífica a P. constante del aire en el precalentador de aire	1198.7748389847 J/Kg°K
151.	$C_{p_{eair}}$	Variable	Capacidad calorífica a P constante del aire entrada hogar de la caldera	1031.3548293663 J/Kg°K
152.	$C_{p_{ga}}$	Variable	Capacidad calorífica de los gases a presión constante en sobrecal alta	1,173.1310147122 J/kg°K
153.	$C_{p_{gb}}$	Variable	Capacidad calorífica de los gases promedio en sobrecal. De baja	1,148.8622521249 J/kg°K

154.	Cp_{gf}	Variable	Capacidad calorífica de los gases a temp de flama y presión constante	1,210.6164182174 J/kg ^o K
155.	Cp_{gF}	Variable	Capacidad calorífica gases a temp prom entre sal econ y sal percal aire	1,067.3715329272 J/kg ^o K
156.	Cp_{gre}	Variable	Capacidad calorífica de gases del recalentador	1,206.5172 J/Kg ^o K
157.	Cp_{gz}	Variabe	Capacidad calorífica a P. constante de gases en el ecomomizador	1,120.208 J/Kg ^o K
158.	Cp_{va}	Variabe	Capacidad calorífica del vapor a P. constante en sobrecalent de alta	1990.2825 J/kg ^o K
159.	Cp_{vre}	Variable	Capacidad calorífica del vapor a P. constante en recalentador	2,055.48 J/kg ^o K
160.	Cv_{va}	Variable	Capacidad calorífica del vapor a V constante en sobresal. de alta	1,528.38 J/kg ^o K
161.	Cv_{vre}	Variable	Capacidad calorífica del vapor a V constante en sobresal. de baja	1,487.05021964 J/kg ^o K
162.	E_{MW}	Variable	Carga generada por generador eléctr.	300 MW
163.	G_{aa}	Variable	Flujo de agua de alimentación	257.8942194 kg/s
164.	G_{air}	Variable	Flujo de aire atmosférico	277.2079341 kg/s
165.	G_{Bcdo}	Variable	Flujo de condensados	257.8942194 kg/s
166.	G_c	Variable	Flujo de gas combustible	16.026 Kg/Seg
167.	G_{ceq}	Variable	flujo de combustible estequiométrico	16.026 kg/Seg
168.	G_{gc}	Variable	Flujo de gases de combustión	293.233934 kg/seg
169.	G_{mLv}	Variable	Flujo de la mezcla agua-vapor en las pardes de agua	594.5420121 kg/s
170.	G_{O2}	Variable	Flujo del oxígeno de combustión	3.0638426 Kg/seg
171.	G_{ova}	Variable	Flujo de salida de vapor del sobrecalentador de baja	257.894219 kg/seg
172.	G_{ovb}	Variable	Flujo de salida de vapor del sobrecalentador de baja	257.894219 kg/seg
173.	G_{ovD}	Variable	Flujo de salida de vapor del domo	257.894219 kg/seg
174.	G_{ovTA}	Variable	Flujo de salida de vapor de la turbina de alta	257.894219 kg/seg
175.	G_{vcal7}	Variable	Flujo de vapor saturado de calentador 7 que entra al domo	33.384219 kg/s
176.	G_{vcdo}	Variable	Flujo de vapor saturado de calentador 7 que entra al domo	33.384219 kg/s
177.	G_{vs}	Variable	Flujo de vapor saturado que entra al domo	257.894219 kg/s

178.	G_{VTa}	Variable	Flujo de vapor saturado que por la turbina de alta	257.894219 kg/s
179.	G_{VTI_TB}	Variable	Flujo de vapor saturado que entra al domo	2.2451 kg/s
180.	h_{aaz}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del sobrecalent. de alta lado gases	686,908.16591251 J/s°K
181.	h_{airF}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del precalentador de aire lado aire	1,362,891.221377 J/s°K
182.	H_{evTA}	Variable	Entalpía de entrada a la turbina de alta	3,389,633.28 KJ/Kg
183.	H_{evTI}	Variable	Entalpía de entrada a la turbina de presión intermedia	3.523527e+006 KJ/Kg
184.	h_{ga}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del sobrecalent. de alta lado gases	1,020,931.821135 J/s°K
185.	h_{gb}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del sobrecalent de baja lado gases	474,627.84459219 J/s°K
186.	h_{gF}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del precalentador de aire lado gases	1,362,891.221377 J/s°K
187.	h_{gb}	Variable	Coeficiente de Transf. de calor de pared metálica del sobrecal. de baja	4.76763239x10 ⁵ J/s°K
188.	h_{gi}	Variable	Coeficiente de transferencia del calor del sobrecalentador de intermedia	157,148.99447821 J/s°K
189.	h_{gre}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del recalentador lado gases	469,690.6479 J/s°K
190.	h_{gz}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor de la pared del economizador lado gases	2,519,949.582232 J/s°K
191.	H_L	Variable	Entalpía del líquido saturado en paredes de agua	1.6458 × 10 ⁶ J/Kg
192.	h_{pw}	Variable	Coeficiente de Transf. de calor de la pared metálica de paredes de agua	393.26 J/s°K
193.	h_{va}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del sobrecalentador de alta lado vapor	1,947,810.79775 J/s°K
194.	h_{vb}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del sobrecalentador de baja lado lado vapor	466736.45425531 J/s°K
195.	h_{vi}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del sobrecalentador de temperatura intermedia lado vapor	213485.42115471 J/s°K
196.	h_{vre}	Variable	Coeficiente de transferencia de calor del recalentador lado vapor	3,337,973.664819 J/s°K
197.	H_{vs}	Variable	Entalpía del vapor saturado en paredes de agua	2,565,862.124148 J/Kg

198.	M_{aaz}	Variable	Masa de agua en los tubos del ecomomizador	25,922.767326776 kg
199.	M_{gaca}	Variable	Masa de gases acumulada en el sobrecalentador de alta	58,848.341049646 kg
200.	M_{gacb}	Variable	Masa acumulada de gases en el sobrecalentador de baja	30.90822 kg
201.	M_{gacre}	Variable	Masa acumulada al interior de los tubos para el recalentador	57,488.512213181 kg
202.	M_{vaca}	Variable	Masa vapor acumulada al interior de los tubos para el sobrecalent de alta	9,500 kg
203.	M_{vacb}	Variable	Masa vapor acumulada al interior de los tubos para el sobrecalent de baja	2.2830557409×10^4 kg
204.	M_{vacre}	Variable	Masa acumulada al interior de los tubos para el sobrecalent de baja	150 kg
205.	P_{evaa}	Variable	Presión de entrada válvula de agua de alimentación	24,008,269.73775 Pa
206.	P_{oBaa}	Variable	Presión de descarga bomba de agua de alimentación	26,460,000 Pa
207.	P_{oBcdo}	Variable	Presión descarga bba condensados	2,120,226.8 Pa
208.	P_{of}	Variable	Presión de salida del ventilador de tiro forzado	130,215.07177 Pa
209.	P_{ova}	Variable	Presión de salida del sobrecalentador de alta	14,300,000 Pa
210.	S_{vs}	Variable	Volumen específico del vapor en el domo	$8.05508044918 \times 10^{-3}$ m ³ /kg
211.	T_{eairh}	Variable	Temperatura de entrada del aire en el hogar de la caldera	548.2 K
212.	T_{evi}	Variable	Temperatura de entrada del vapor al evaporador de intermedia	673.2 K
213.	T_{evTA}	Variable	Temperatura de entrada del vapor a la turbina de alta	794.0543652987 K
214.	T_L	Variabl	Temperatura agua saturada en domo	623.26 °K
215.	T_{oairF}	Variabl	Temperatura de salida del aire del precalentador de aire	548.2 K
216.	T_{oairn}	Variabl	Temperatura de salida del aire del precalentador de aire_vapor	345.7 K
217.	$T_{ga/b}$	Variabl	Temperatura prom gases de salida sobrecal. alta a salida sobrecal baja	841.244014944 K
218.	$T_{gi/re}$	Variabl	Temp promedio de gases salida del sobrecal. intermedia a salida recal	1,156.0666 K

219.	$T_{gre/a}$	Variable	Temperatura prom. gases de salida recal a la salida sobrecal. alta	956.909 K
220.	$T_{gz/F}$	Variable	Temperatura prom gases de salida economiz a salida percal. de aire	545.7 K
221.	T_{oaz}	Variable	Temperatura de salida de agua de alimentación del economizador	565.2 K
222.	T_{oairF}	Variable	Temperatura de salida del aire del precalentador de aire regenerativo.	548.2 K
223.	T_{oairn}	Variable	Temperatura de salida aire percal. aire-vapor	345.7 K
224.	T_{ogF}	Variable	Temperatura de salida de gases del precalentador de aire.	438.2 K
225.	T_{ovTa}	Variable	Temperatura de salida del vapor de la turbina de alta presión	615.4 K
226.	T_{pwr}	Variable	Temperatura en la pared de metal de los subientes	1049.34255 °K
227.	$T_{vre/TA}$	Variable	Temp. promedio del vapor de salida turbina de alta a salida recalentador	713 K
228.	T_{vs}	Variable	Temperatura del vapor en saturación	620.248108477 K
229.	$T_{vs/b}$	Variable	Temperatura promedio del vapor de salida domo a salida sobrecal de baja	646.724054239 K
230.	Vol	Variable	Voltaje en terminales del generador eléctrico	13800 Volts
231.	W_f	Variable	Trabajo de fricción del eje de las turbinas alta, intermedia y baja	15 MW
232.	Y_{aa1}	Variable	Apertura de la válvula de agua alimentación de bajas cargas	0.01 Fracción
233.	Y_{aa2}	Variable	Apertura de la válvula de agua alimentación de altas cargas	0.65 Fracción
234.	Y_{at}	variable	Apertura de la válvula de agua de atemperación	0.0 Fracción
235.	Y_c	variable	Apertura de la válvula de gas combustible	0.5 Fracción
236.	Y_{cdo1}	variable	Apertura de la válvula de condensados de bajas cargas	1.0 Fracción
237.	Y_{cdo2}	variable	Apertura de la válvula de condensados de altas cargas	0.7 Fracción
238.	Y_f	variable	Apertura de las ventilas del ventilador de tiro forzado	0.5 Fracción
239.	H_{vTA}	variable	Diferencia de entalpías de entrada y salida de la turbina de alta	325,816.776 J/kg

240.	H_{VTLT_B}	variable	Diferencia de entalpías vapor de entrada turb int y salida turb de baja	1,136,297.376 J/kg
241.	ρ_{evTA}	variable	Densidad del vapor que entra al sobresal de alta	41.309867460821 Kg/m ³
242.	ρ_{evTI}	variable	Densidad del vapor saturado en el domo	10.1023639 Kg/m ³
243.	ρ_L	variable	Densidad del liquido (agua) saturado en el domo	592.895081 Kg/m ³
244.	ρ_{ovTA}	variable	Densidad del vapor que sale del sobresal de alta	14.823482884 kg/m ³
245.	ρ_{vs}	variable	Densidad del vapor saturado en el domo	116.496692 Kg/m ³

PARAMETROS

246.	Ex_{air}	Parámetro	Exceso de aire en el combustible	0.005 Fracción
247.	J	Parámetro	Poder calorífico del combustible	33,782,026.65 J/Kg
248.	P_j	Parámetro	Presión atmosférica	780,150.7177 Pa
249.	P_{ec}	Parámetro	Presión de entrada de gas combust.	558,015.07177 Pa
250.	P_{vd}	Parámetro	Presión vapor en deareador	793,611.843037 Pa
251.	P_{vK}	Parámetro	Presión del vapor saturado en el condensador principal	7,584.2327 Pa
252.	T_j	Parámetro	Temperatura atmosférica	293.2 K
253.	T_{oaad}	Parámetro	Temperatura de salida de agua de alimentación del deareador	521.2 °K
254.	T_{vaux}	Parámetro	Temperatura del vapor en el sobrecalentador aire-vapor	484.263114662 °K
255.	Y_{ves}	Parámetro	Apertura válvula de vapor de estrangulamiento	0.8

Notas

1. La distribución inicial de propiedades en cada tramo de los tubos de las paredes de agua se realizó considerando a X_v con una distribución lineal, de cero hasta el valor de salida, y estos valores se aplicaron los valores obtenidos con la ecuación III.3.1.26 (proporcional a la distancia) para la distribución inicial de H_m . La ecuación III.3.1.45 nos permitió calcular, para la distribución de m
2. A las propiedades de los gases de combustión en el hogar de la caldera g_c , G_{gc} y P_{gh} se les consideró uniformes a lo largo de las paredes de agua.
3. La distribución inicial de T_{pw} se planteó iniciando con el promedio de temperatura de flama T_{th} para el primer tramo y los subsiguientes se le agregó

en incremento correspondiente a la derivada parcial de T_{gh} con respecto a Z promediando con T_v

APÉNDICE B. Protocolo de Pruebas para Validación del Modelo

Objetivo

Plantear las pruebas para validación del modelo del proceso de generación de vapor de la Central Termoeléctrica Francisco Pérez Ríos tomada como base de cálculo de esta tesis.

Alcance

El protocolo está planteado para probar el comportamiento del modelo de generación de vapor que representa el aporte principal de la investigación del tema doctoral de esta tesis. Para ligar el comportamiento del proceso real con el modelo del proceso de generación de vapor, se incluyen los modelos de nivel del domo y de la presión del vapor del domo.

Las pruebas se llevarán a cabo en tres niveles de operación definidos como de: a) carga al 100% de carga de la unidad, b) unidad a media carga (aproximadamente 50% de carga), y c) unidad a baja carga (aproximadamente al 20% de carga).

Los disturbios para probar el comportamiento del proceso será mediante movimientos en forma de escalón de los elementos finales de control: a) válvula de combustible, b) válvula de vapor de estrangulamiento, y c) válvula de agua de alimentación.

Modelo del Proceso a Validar

Las ecuaciones a validar son las correspondientes al módulo de generación de vapor mas la expresiones del nivel y de la presión de vapor. En el resumen de ecuaciones (inciso IV.4) se puede ver rápidamente cuales son estas ecuaciones. En el orden que aparecen en el resumen son: III.3.1.11, III.3.1.15, III.3.1.20, III.3.1.22, III.3.1.42, III.3.1.44, III.3.1.46, expresiones de H_{vs} y H_L , III.3.2.6, III.3.2.12 y III.3.1.28.

Condiciones Iniciales Generales de las Prueba

1. Planta operando con plena estabilidad.
2. Control de combustión operando en modo manual (válvula de combustible en manual).
3. Control de agua de alimentación en manual (válvula de agua de alimentación en manual).
4. Control de generación de carga en manual (válvula de vapor de estrangulamiento en manual).
5. Control de temperatura del vapor sobrecalentado en automático.
6. Control de nivel del deareador en automático.

7. Interruptor principal del generador cerrado (unidad en el modo de generación de carga).

Registro de Mediciones Requeridas

1. Flujo másico del combustible (o flujo volumétrico para después convertirlo a flujo másico).
2. Flujo másico de agua de alimentación.
3. flujo másico de vapor a la turbina.
4. Niveles del domo (para después sacar promedio).
5. Presión de vapor a la turbina.
6. Carga generada (MW).

Desarrollo de las Pruebas

Pruebas en Altas Cargas

1.1. Prueba con Movimiento de la Válvula de Combustible

Condiciones de la prueba

Las válvulas de agua de alimentación y de estrangulamiento de vapor, ambas deberán permanecer todo el tiempo en manual y en su posición original de inicio de prueba.

Movimientos operativos

- a) Partiendo de un estado de estabilidad plena de toda la planta, el operador cerrará repentinamente (en forma de escalón) la válvula de combustible en un porcentaje máximo que garantice que no se alcancen los niveles críticos, alto o bajo, del domo; o sea evitando que la variable de nivel genere condiciones de operación de alarma o de disparo de unidad en el peor de los casos. El operador también cuidará que la variable presión del domo no llegue a valores de muy baja o muy alta presión.
- b) Cuando el nivel del domo esté alcanzando un nuevo valor de estabilidad, el operador abrirá repentinamente (en forma de escalón) la válvula de combustible regresando a la posición anterior.

Los movimientos indicados en los incisos a) y b) anteriores se repiten aproximadamente unas 20 veces alternando con tiempos de recuperación unos cortos y otros más largos. Como ejemplo de movimientos de válvula se pueden ver en la Figura B1

Registros requeridos

Para esta prueba se requiere registrar las tendencias del nivel del domo, presión de vapor y del flujo de combustible.

Prueba con movimiento de la válvula de estrangulamiento del vapor a la turbina.

Condiciones de la prueba

Las válvulas de agua de alimentación y de flujo de combustible, ambas deberán permanecer todo el tiempo en manual y en su posición original de inicio de prueba.

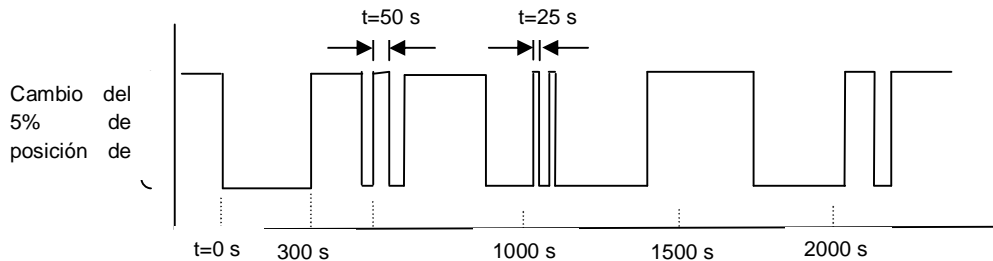


Figura B1. Movimientos sugeridos para la válvula de combustible

Movimientos operativos

El operador moverá la válvula de estrangulamiento de vapor a la turbina en forma de escalón de aproximadamente 5% de su posición original de estado estable, primero hacia abajo y luego hacia arriba en forma similar a los movimientos aplicados a la válvula de combustible (ver incisos **a** y **b** del párrafo 1.1)

Registros requeridos

Para esta prueba se requiere registrar las tendencias del nivel del domo, presión de vapor y del flujo de vapor a la turbina.

Prueba con Movimiento de la Válvula de Agua de Alimentación

Condiciones de la prueba

Las válvulas de flujo de combustible y de vapor de estrangulamiento, ambas deberán permanecer todo el tiempo en manual y en su posición original de inicio de prueba.

Movimientos operativos

El operador moverá la válvula de agua de alimentación en forma de escalón de aproximadamente 5% de su posición original de estado estable, primero hacia abajo y luego hacia arriba en forma similar a los movimientos aplicados a las válvula de combustible y de vapor de estrangulamiento (ver incisos **a** y **b** del párrafo 1.1)

Registros requeridos

Para esta prueba se requiere registrar las tendencias del nivel del domo, presión de vapor y del flujo de agua de alimentación.

Pruebas en Carga Intermedia

Las pruebas a carga intermedia se propone que se realicen entre 120 y 150 MW de generación. La introducción de disturbios es la misma que en el caso de pruebas en altas cargas, o sea, mediante movimientos de las válvulas de combustible, estrangulamiento de vapor y de agua de alimentación. Las condiciones de la prueba,

los movimientos operativos y los registros requeridos son también iguales a los del caso de las pruebas en altas cargas,

Pruebas en baja Carga

Las pruebas a carga intermedia se propone que se realicen entre 40 y 50 MW de generación. La introducción de disturbios es la misma que en el caso de pruebas en altas cargas, o sea, mediante movimientos de las válvulas de combustible, estrangulamiento de vapor y de agua de alimentación. Las condiciones de la prueba, los movimientos operativos y los registros requeridos son también iguales a los del caso de las pruebas en altas cargas,