



**Universidad Nacional Autónoma de
México**

FACULTAD DE QUIMICA

**SIMULACION DE LA TRANSFERENCIA DE ENERGIA
TERMICA POR RADIACION Y CONVECCION
FORZADA DEL LADO DE LOS GASES EN UN
GENERADOR DE VAPOR**

T E S I S

MIGUEL ANGEL BARRON MEZA

INGENIERO QUIMICO METALURGICO

1980

M-17983



**DEPTO. DE PASANTES
EXAMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUIMICA**



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

PRESIDENTE DR. RAFAEL MORONES ESCOBAR

VOGAL H.C. ALEJANDRO ESPRIU MANRIQUE

Jurado asignado originalmente según el tema

SECRETARIO ING. FRANCISCO HERRERA CASTANEDA

1er.SUPLENTE ING. J.GABRIEL DE LEON ROA

2do.SUPLENTE H.C. VICTOR M. AQUINO RODRIGUEZ

Sitio donde se desarrolló el tema: Instituto de Investigaciones Eléctricas

Shakespeare 6, 5° piso

Colonia Anzures

México,D.F.

SUSTENTANTE Miguel A. Barrón
MIGUEL ANGEL BARRON MEZA

ASESOR Rafael Morones Escobar
DR. RAFAEL MORONES ESCOBAR

SUPERVISOR TECNICO Luis Andrés Buzo
DR. ANDRES BUZO DE LA PENA

Al Dr. Ramón García Ramírez, hombre de cualidades
excepcionales que ha sabido ser para mí amigo, maestro, padre

¡Mirad a esos superfluos! Adquieren riquezas y con ello se vuelven mas pobres. Quieren poder y, antes que nada, la palanqueta del poder: mucho dinero - ¡pobres de ellos!

¡Mirad como trepan esos ágiles monos! Trepan unos por encima de otros y se hunden así en el fango y las profundidades.

Todos quieren llegar al trono: su demencia consiste en creer - ¡que la felicidad está en el trono! Con frecuencia es el fango el que se asienta en el trono - y también a me nudo el trono se asienta en el fango.

F. Kietzsch

RECONOCIMIENTO

Hago patente mi gratitud al Instituto de Investigaciones Eléctricas por las facilidades materiales brindadas para llevar a cabo este trabajo, especialmente en el área de computación.

INDICE

	Pág.
INTRODUCCION	1
DESCRIPCION DEL SISTEMA	3
DESARROLLO DEL MODELO	21
VERIFICACION DEL MODELO	47
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	79
BIBLIOGRAFIA	81
ANEXOS	84

I. INTRODUCCION

La necesidad de satisfacer la creciente demanda de energía eléctrica de los sectores industrial y doméstico del país ha impuesto a la Comisión Federal de Electricidad la tarea de crear, ampliar y optimizar al máximo sus unidades de generación.

La tercera parte de la tarea espera cumplirse en cierto grado con el convenio establecido entre la Comisión Federal de Electricidad y el Instituto de Investigaciones Eléctricas para que este último diseñe y construya un simulador de plantas termoeléctricas que permita una preparación y entrenamiento eficaz de los operadores de las plantas mencionadas. El simulador deberá tener también capacidad para probar modelos de nuevos desarrollos de sistemas, tales como el de agua de enfriamiento, agua de alimentación, etc. o bien de sus componentes como bombas y válvulas de control (1).

El modelado matemático adecuado de los diversos sistemas que constituyen una planta termoeléctrica forma una parte importante del proyecto del simulador, pues de la exactitud con que los modelos representen la realidad dependerá en última instancia el cumplimiento de los objetivos establecidos. Como sistema a modelar se escogió la termoeléctrica de Tula, Hidalgo, por dos razones principales: por ser una planta de diseño moderno en los aspectos de equipo y control, y por su cercanía a la ciudad de México, que permite una fuerte interacción entre investigador-sistema.

En el presente trabajo se modela únicamente la sección de gases de combustión, haciendo énfasis en la predicción de la temperatura de dichos gases y la transferencia de calor de los gases hacia la tubería

de cada uno de los intercambiadores de calor que componen el sistema. Para ello se siguió el criterio general de dos modelos desarrollados con anterioridad: el de P.B. Usoro (2), y el de G. Masada (3).

II. DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

La planta termoeléctrica de Tula, Hidalgo, tiene una capacidad instalada de 1200 MW distribuida en 4 unidades de 300 Mw cada una. Las unidades 1 y 2 son de circulación forzada, es decir, el flujo de agua a través de la tubería del hogar del generador de vapor se realiza mediante un juego de bombas llamadas "de recirculación". Las unidades 3 y 4 son de circulación natural, lo que significa que se aprovecha el empuje producido por la diferencia de densidades entre el agua de alimentación y la mezcla agua-vapor formada.

La descripción que se hace a continuación, y sobre la cual está basado el modelo, corresponde específicamente a la unidad 1. El criterio con que se lleva a cabo esta descripción consiste en dividir la planta en 3 equipos que, se supone, integran su parte medular: el generador de vapor o caldera, la turbina y el generador eléctrico.

GENERADOR DE VAPOR

El generador de vapor está fabricado por Combustion Engineering (Canadá); es de tipo radiante, de circulación forzada y de hogar presurizado; con un domo de vapor de 1.676 m (5.5 pies) de diámetro interior y 15.697 m (51.5 pies) de longitud con un peso de 170.88 ton (376400 lb). Su capacidad es de 271.1 kg/seg (2 150000 lb/hr) de vapor a la salida del sobrecalentador, a una temperatura de 813.9 °K (1005 °F) y presión de trabajo de 17 197234 N/m² (2485 psig).

Como combustible se emplea gas natural y/o combustóleo con poderes caloríficos netos. cuyos valores son 50459.8 kJ/kg (21712.4 BTU/lb) y 40680.5 kJ/kg (17504.4 BTU/lb), respectivamente.

En la tabla 2.1 y fig. 2.4 se muestran datos adicionales de la parte interna de la caldera (4,5).

1. Equipos auxiliares principales

Bombas de recirculación.

Son dos bombas centrífugas, de tipo vertical, encargadas de hacer circular el agua por las paredes del hogar u horno de la caldera.

Ventiladores de tiro forzado.

Se tienen instalados dos ventiladores de tiro forzado, acoplados a motores eléctricos trifásicos de inducción de 2500 HP y 4160 volts, de velocidad constante.

El flujo de aire puede variarse cerrando o abriendo las persianas que se encuentran en la parte anterior al punto de succión. La capacidad a plena carga es de 310.4 kg/seg de aire (2 461000 lb/hr).

Pre calentadores de aire.

Existen 4 en la unidad, dos de vapor y dos de gases o regenerativos (tipo Ljunstrom).

Los pre calentadores de aire a vapor tienen un sistema especial de tuberías que permiten elevar la temperatura del aire desde la ambiente hasta aproximadamente 320 °K (117 °F) cuando se trabaja a 100 % de carga, mientras que los regenerativos la elevan hasta 561 °K (550 °F). Estos últimos son de diseño vertical, con apariencia de tambor, y placas de transferencia intercambiables. Para imprimirles su movimiento de rotación se acoplan a motores de inducción de 15 HP.

Sopladores de hollín.

Hacen un total de 24; 12 dan servicio a los sobrecalentadores; 6 al reca

lentador,4 al economizador y 2 a los precalentadores Ljunstrom. Operan con vapor tomado de la entrada del segundo sobrecalentador;son de tipo retráctil y se operan eléctricamente en secuencia,la que puede ser manual o automática.Su avance al interior de la caldera es de aproximadamente 6.756 m(22.2 pies).

Pilotos.

Los pilotos constituyen el sistema de encendido de los quemadores del generador de vapor. Emplean gas natural con un gasto aproximado de - 0.0734 kg/seg (582 lb/hr),y toman el aire de combustión de la derivación que existe a la descarga de los ventiladores de tiro forzado.

2. Sistema de combustión

2.1 Sistema de combustóleo

El objetivo de este sistema es proporcionar un suministro continuo de combustóleo(con características que se detallan en la tabla 2.2) en cantidad,presión y temperatura adecuadas al conjunto de quemadores de la caldera.

El aceite combustible se recibe de PEMEX en carros-tanque de ferrocarril y se descarga en un sistema de fosas colectoras para bombearse después a los tanques de almacenamiento o al tanque de día;este último tiene capacidad para 887.05 m³(31326 pies cúbicos).

Un grupo de tres bombas forman el sistema de bombeo secundario,encargado de enviar el combustóleo hacia los quemadores ubicados en el hogar de la caldera.Dichas bombas pueden manejar 0.011 m³/seg (175 gal/min) de aceite a 328 °K(130 °F) contra una presión de trabajo de 2 417282 N/m² (350 psig);succionan a través de dos calentadores de succión que reciben vapor del sistema de vapor de calentamiento(SVC).

Los calentadores de succión son de tipo sumergido; cada unidad es capaz de manejar 21.4 kg/seg (170000 lb/hr) de combustóleo, y elevar su temperatura de 300 °K(80 °F) hasta 328 °K(130 °F).

El SVC mantiene el combustóleo en un rango de temperatura que facilita su manejo a través de las tuberías; su generador de vapor/vapor es un recipiente no sujeto a fuego constituido de carcasa y banco de tubos, utilizando como medio de calentamiento vapor del sistema auxiliar a 686 °K(775 °F) y 2 071956 N/m²(300 psig). Tiene una capacidad de evaporación de 6.1 kg/seg (48,90 lb/hr) de vapor a 1 035978 N/m²(150 psig) y 458 °K(364 °F); proporciona calefacción, además de a los equipos ya mencionados, a los carros-tanque, calentadores principales y venas de calentamiento.

El equipo de bombeo secundario descarga en 3 calentadores tubulares (calentadores principales), donde el combustóleo se calienta para reducir su viscosidad al nivel adecuado para los quemadores. Normalmente 2 de ellos están en operación y 1 en reserva.

Los calentadores principales son de carcasa cerrada y banco de tubos de calentamiento en U, con el vapor fluyendo dentro de los tubos. La capacidad de cada unidad es de 21.4 kg/seg (170000 lb/hr) de combustible con elevación de temperatura de 328 °K(130 °F) hasta 394 °K(250 °F). La descarga de estos calentadores se colecta en un cabezal principal que alimenta a los grupos de quemadores.

En el hogar, los quemadores están dispuestos uno en cada una de las 4 esquinas, en distribución vertical, formando 8 niveles. En total existen 32 quemadores, 16 de combustóleo y 16 de gas natural; los de los niveles superiores son los de combustóleo. Todos tienen una dirección de flama tangencial, de modo que en el centro del hogar (fig. 2.1) se for-

ma un vórtice que permite una distribución homogénea del calor de los gases de combustión. También poseen un mecanismo de inclinación con un giro total de 60° con objeto de poder cambiar la longitud efectiva del hogar.

2.2 Sistema de gas natural

Es suministrado por PEMEX por medio de un gasoducto; se recibe en una estación de registro a 690652 N/m² (100 psig) y 300 °K (80 °F).

Antes de llegar a la caldera pasa por una estación reductora de presión, de donde sale a 483456 N/m² (70 psig). De aquí sigue hasta una estación de control para dividirse después en 4 ramales que lo conducen a los 4 niveles de quemadores.

El sistema de gas natural alimenta también a los pilotos de encendido. En adición se tienen 2 tanques estacionarios de emergencia con gas butano para en caso de falla de la línea normal.

2.3 Sistema de aire de combustión

Se compone principalmente de los ventiladores de tiro forzado, y los ductos de aire frío y caliente. El flujo de aire a través de las etapas del proceso se ilustra en la fig. 2.2 .

3. Sistema de agua de alimentación

Está compuesto fundamentalmente por los siguientes equipos: bombas de condensado, calentadores de baja presión, deaerador y tanque de oscilación, bombas de alimentación, y calentadores de alta presión.

Bombas de condensado.

Se tienen dos, una para reserva, diseñadas para mover 0.231 m³/seg (8.16 pies cúbicos por segundo) de agua; cada una de ellas está acoplada a un motor de 800 HP con voltaje nominal de 4000 volts, y provistas de un

sistema de venteo para evitar vaporización en su interior.

Calentadores de baja presión.

4 calentadores de baja presión realizan la primera etapa del calentamiento regenerativo del agua proveniente del condensador, empleando vapor extraído de la turbina de baja presión.

Son del tipo de tubos rectos con la carcasa montada en forma horizontal.

Deareador y tanque de oscilación.

El tanque de oscilación del deareador tiene un diámetro de 3.65 m (12 pies) y una longitud de 8.53 m (28 pies); su temperatura de operación es de 453 °K (356 °F).

Bombas de alimentación.

El sistema de agua de alimentación cuenta con 3 bombas diseñadas para trabajar al 50 % de su capacidad; las 3 en paralelo, pero una en reserva. Son de tipo centrífugo, horizontales.

Cada bomba proporciona un gasto de agua de 0.17 m³/seg (6 pies cúbicos por segundo) a una presión de 23 613390 N/m² (3419 psig) y 446 °K (343 °F) de temperatura. El motor asociado es de inducción, trifásico, de 6200 HP y 4000 volts.

Calentadores de alta presión.

Son dos, horizontales, con tubos en U y trabajan con vapor que toman de la salida de la turbina de alta presión; este fluye a través de la carcasa y alrededor de los tubos. Cuentan con un sistema de venteo que va conectado al deareador.

TURBOGENERADOR

El turbogenerador o turbina es horizontal, fabricado por Mitsubishi; su velocidad de operación es de 3600 rpm. De acuerdo a las condiciones de su diseño, el vapor debe entrar a 16 575647 N/m² (2400 psig) y 811 °K (1000 °F) y descargar al condensador a 7617 N/m² (1.1 psig).

Está compuesto de 4 pasos que se suelen nombrar como turbina de alta presión, turbinas de presión intermedia 1 y 2, y turbina de baja presión. Al salir del último paso, el vapor sale en condiciones de saturación.

Para su purga y enfriamiento se cuenta con una estación de suministro de bióxido de carbono e nitrógeno, respectivamente. El bióxido de carbono se emplea con objeto de evitar una reacción química violenta entre el nitrógeno y el oxígeno del aire; el nitrógeno por su alta capacidad calorífica.

El equipo auxiliar de la turbina lo constituyen primordialmente las válvulas de estrangulamiento, las válvulas gobernadoras que forman parte del sistema de gobernación encargado de mantener constante la velocidad de la flecha, y el condensador, incorporado al sistema de condensado y al cual pueden también anexarse el agua y torres de enfriamiento.

GENERADOR

Está movido por la turbina de vapor descrita; la energía eléctrica se genera en 20 kV, 3 fases, 60 Hz, 0.9 de factor de potencia, y se eleva después hasta 230 kV por medio de dos bancos de transformadores para su distribución final.

La conexión de los devanados es en estrella y con el neutro conectado a tierra. Al igual que la turbina el generador eléctrico está enfriado por hidrógeno gaseoso, con presión que varía de 103598 N/m^2 (15 psig) a 345326 N/m^2 (50 psig) dependiendo de la demanda de carga.

Su equipo periférico está formado por aquellos componentes que constituyen sus sistemas auxiliares. Estos son: el sistema de excitación formado por los rectificadores de silicio y el regulador de voltaje transistorizado; el sistema de enfriamiento ya mencionado, y el sistema de protección por relevadores, que dispara el generador por sobrecorrientes, pérdida de excitación, sobrevoltajes, etc.

A continuación se describe en forma breve los ciclos de agua y vapor de la planta (fig. 2.3).

Las bombas de recirculación de la caldera succionan el agua del domo por medio de un cabezal que se alimenta a través de las tuberías principales de bajada (downcomers). Dichas bombas descargan en un cabezal inferior llamado a veces domo de agua que actúa también como colector de lodos, y distribuye el fluido en las tuberías que forman las paredes del generador de vapor.

Al pasar por esta pared de tubos tipo membrana, el agua absorbe calor en el hogar principalmente por radiación, resultando una mezcla agua-vapor que se colecta en los cabezales ubicados en la parte superior de la caldera. De estos cabezales la mezcla pasa al domo por su parte inferior para efectuar la separación física de las fases líquida y vapor.

El domo no es solamente un recipiente en el que se colecta el agua de alimentación y la mezcla agua-vapor, sino que tiene en su interior

una serie de equipos que permiten separar al máximo posible la mezcla ya mencionada. Cada unidad de separación consta de:

- un separador centrífugo que hace girar la mezcla proyectando el agua hacia el exterior debido a un efecto de inercia.
- dos bancos opuestos de hojas metálicas corrugadas que forzan al vapor a seguir un largo y tortuoso camino, empujando el agua contra las hojas
- un tamiz secador que elimina tanto gotas de agua como sólidos disueltos en el vapor, haciendo que éste salga prácticamente seco.

En la parte superior del mismo existe una serie de tubos de conexión que conducen el vapor saturado seco hasta el cabezal del primer sobrecalentador o sobrecalentador de baja temperatura, desde donde aquel sigue su camino a través de las tuberías que forman este intercambiador de calor. Empieza así el primer paso de sobrecalentamiento.

A la salida del primer sobrecalentador, previa colección en su correspondiente cabezal, el vapor continúa su trayectoria por tuberías verticales que contienen un atemperador. Aquí puede regularse la temperatura del vapor inyectando agua sobrecalentada proveniente de las bombas de alimentación.

El vapor entra entonces al sobrecalentador intermedio (que forma, por llamarlo de algún modo, la tapa del hogar) sufriendo un segundo paso de sobrecalentamiento. Pasa después al sobrecalentador de alta temperatura de donde sale a 813.9°K (1005°F) y $17\ 197\ 233\ \text{N/m}^2$ (2490 psig).

En las condiciones arriba mencionadas el vapor se transporta por la línea de vapor principal hacia la turbina de alta presión, en la que se expande y enfría liberando parte de su energía interna. Luego es conducido de nuevo a la caldera e ingresa al recalentador a través de su cabezal.

Del recalentador el vapor se extrae también a 813.9 °K, solo que esta vez a una presión de 3 971249 N/m² (575 psig); después se lleva a la turbina de presión intermedia 1 por la línea de vapor recalentado, de la que continúa a la turbina de presión intermedia 2, luego a la turbina de baja presión y posteriormente al condensador.

En el condensador el vapor pasa a la fase líquida mediante agua proveniente del sistema de agua de enfriamiento. En seguida las bombas de condensado envían el fluido hacia los calentadores de baja presión, llegando hasta el deaerador, donde se le remueven sustancias incondensables que aquel puede contener. El agua se colecta entonces en el tanque de almacenamiento del deaerador desde el cual se succiona por las bombas de alimentación siendo bombeada hacia los calentadores de alta presión, economizador, y finalmente al uomo de vapor.

Intercambiador	Area de transf.,m ²	Diámetro tubos,m
Paredes de agua	1406.55	0.0381
1° sobrecalentador	7249.87	0.0508
2° sobrecalentador	1894.11	0.0508
3° sobrecalentador	2353.70	0.0539
Recalentador	1715.42	0.0539
Economizador	7060.63	0.0508

TABLA 2.1

Combustible	Composición	
Combustóleo	C	85.3 % peso
	H ₂	10.3
	S	3.9
	Cenizas	0.5
Gas natural	CH ₄	91.77 % vol.
	C ₂ H ₆	7.12
	C ₃ H ₈	0.91

TABLA 2.2

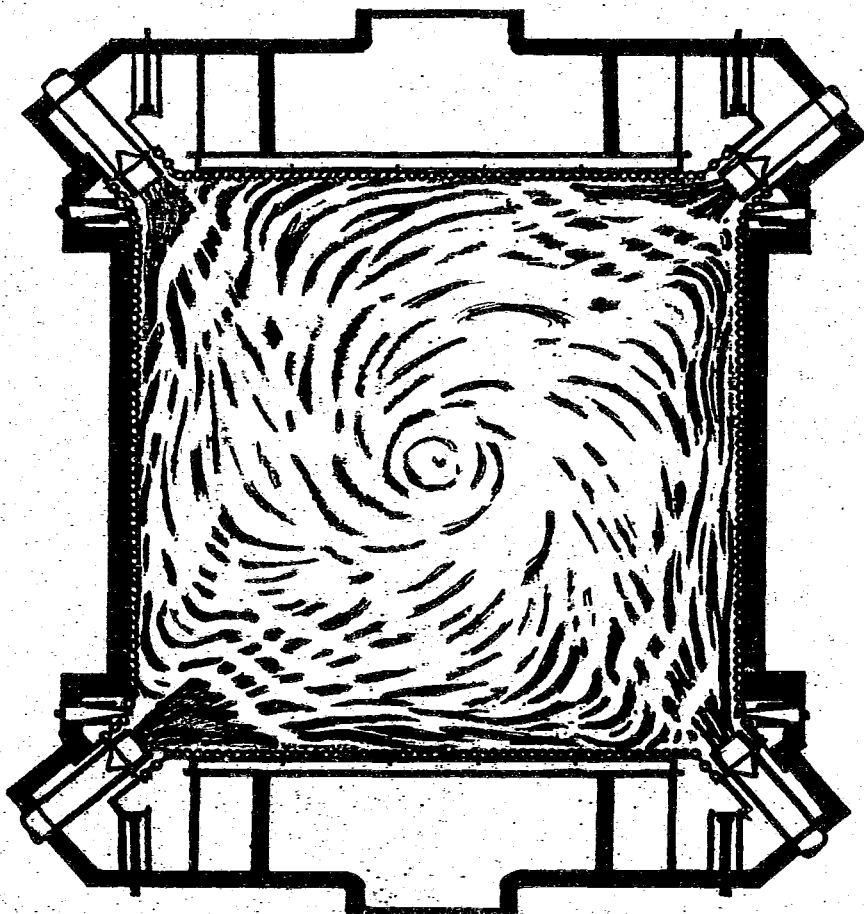


FIGURA 2.1 Vórtice formado en el hogar debido a la acción ciclónica de las flamas tangenciales

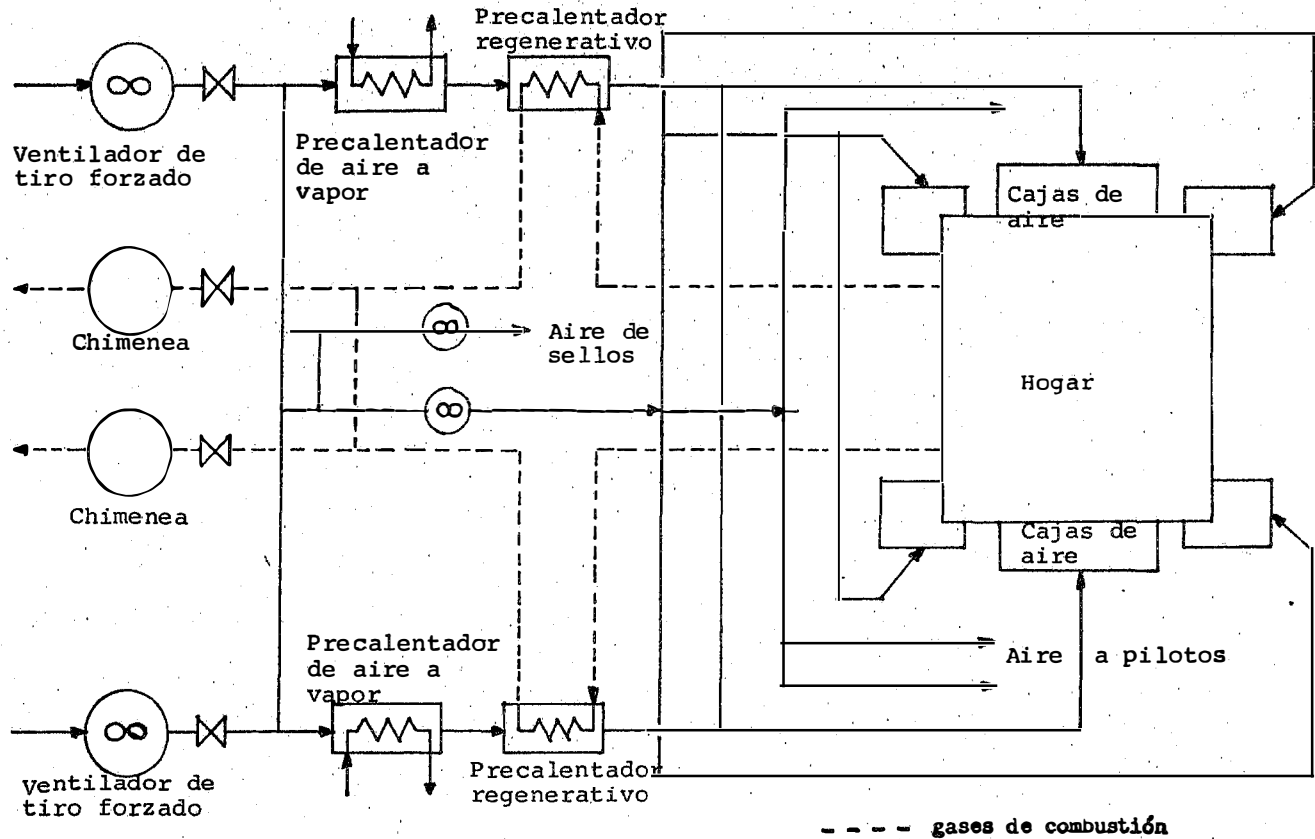
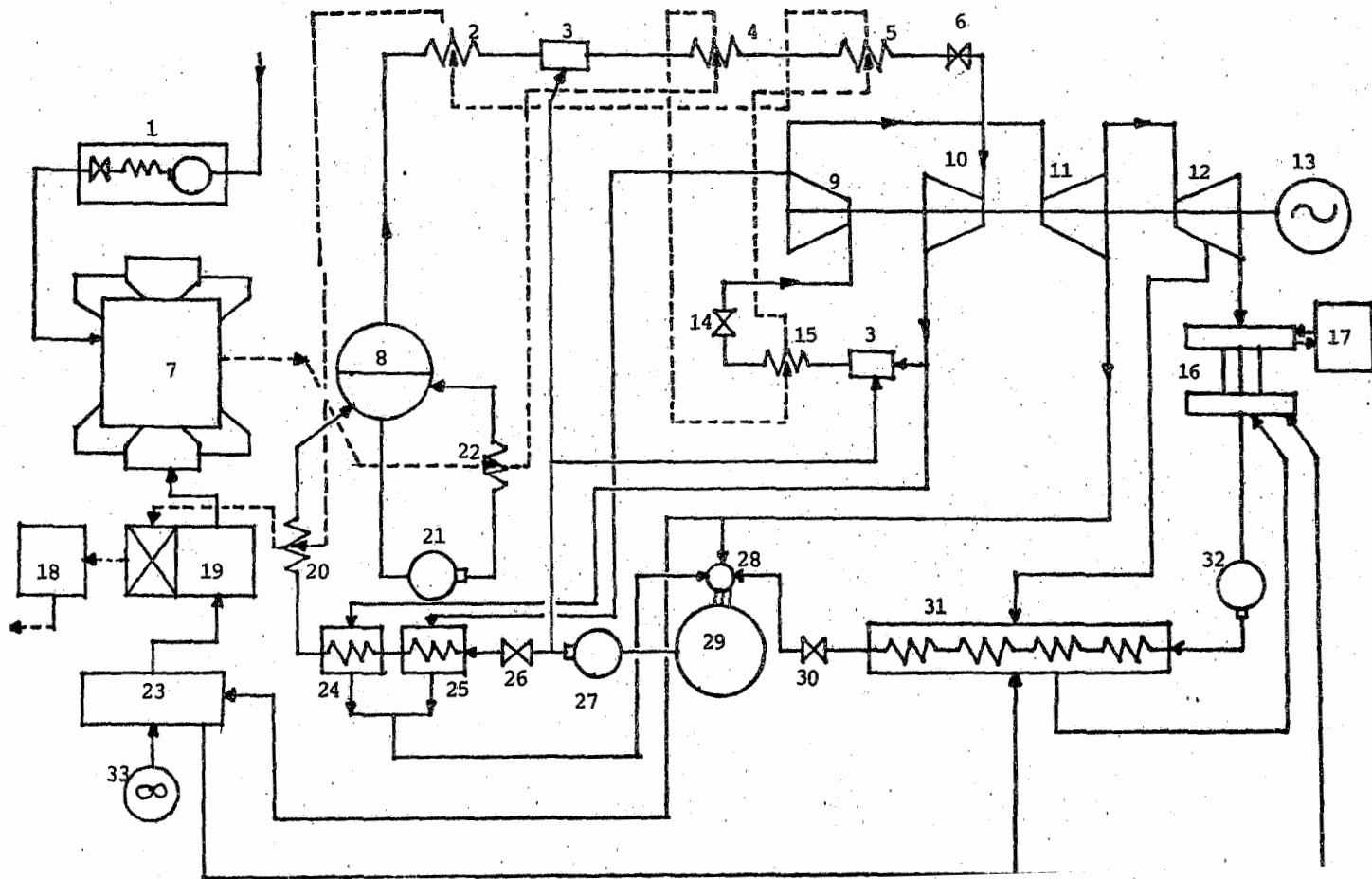


FIGURA 2.2 Flujo del aire de combustión



----- gases de combustión

FIGURA 2.3 Diagrama de flujo de la planta

CLAVES CORRESPONDIENTES A LA FIGURA 2.3

- 1 . Sistema de combustión
- 2 . Sobrecalentador de baja temperatura
- 3 . Aterrador
- 4 . Sobrecalentador de temperatura intermedia
- 5 . Sobrecalentador de alta temperatura
- 6 . Válvula de control de vapor
- 7 . Hogar
- 8 . Domo
- 9 . Turbina de presión intermedia 1
- 10 . Turbina de alta presión
- 11 . Turbina de presión intermedia 2
- 12 . Turbina de baja presión
- 13 . Generador eléctrico
- 14 . Válvula interceptora
- 15 . Recalentador
- 16 . Condensador
- 17 . Sistema de agua de enfriamiento
- 18 . Chimenea
- 19 . Precalentador regenerativo
- 20 . Economizador
- 21 . Bombas de recirculación
- 22 . Paredes de agua
- 23 . Precalentador de aire a vapor
- 24 . Precalentador de alta presión 2
- 25 . Precalentador de alta presión 1
- 26 . Válvula de control de agua de alimentación
- 27 . Bombas de alimentación

- 28 . Deareador
- 29 . Tanque de oscilación
- 30 . Válvula de control de nivel del deareador
- 31 . Precalentadores de baja presión
- 32 . Bombas de condensado
- 33 . Ventilador de tiro forzado

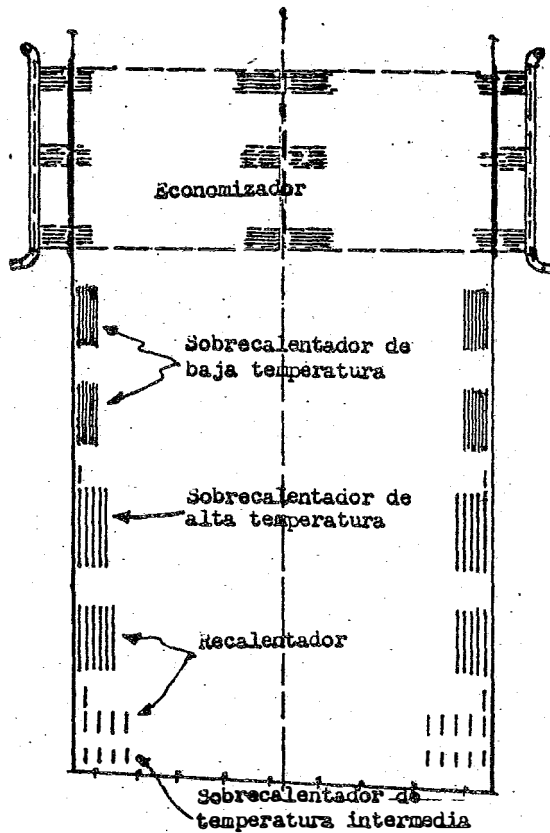


FIGURA 2.4. Corte frontal de la caldera, mostrando partes internas

III. DESARROLLO DEL MODELO

Al empezar a desarrollar el modelo se planteó la cuestión de modularidad del sistema, es decir, la división en subsistemas adecuados que permitieran la máxima flexibilidad posible para el planteamiento de las ecuaciones y su posterior manejo en la computadora.

Hubo dos opciones:

- a. Efectuar la división basándose en el modo predominante de transmisión de calor (radiación o convección), y
- b. Efectuar esta división de acuerdo a los principales componentes físicos involucrados (paredes de agua, 1°, 2° y 3° sobrecalentadores, recalentador y economizador).

Se optó por la primera debido a que solamente había que emplear 2 módulos en vez de 6, aunque sin perder de vista la segunda opción con objeto de que el modelo conservara su significado físico.

COMENTARIOS BIBLIOGRAFICOS

Existen dos trabajos recientes (2,3) sobre modelado de plantas de fuerza termoeléctricas, ambos con enfoque distinto, y que solo se mencionaron en la Introducción.

P.B. Usoro desarrolla un modelo matemático global de una planta termoeléctrica que trabaja con combustóleo, dirigido hacia estudios de control en estado de emergencia y no hacia la modelación de los fenómenos de transferencia en sí. Afirma que la opción más indicada para ubicar una propiedad (temperatura, presión, etc.) que represente un componente dado es la de salida, aunque en su modelo de transferencia de calor del lado de los gases emplea la media aritmética que, según él, conduce a

respuestas transitorias erróneas. Incluye factores de corrección por el número de quemadores operando y su inclinación, y calcula las velocidades de transferencia de calor en base a la caída de temperatura que sufren los gases de combustión y su capacidad calorífica, la cual solo depende de la temperatura y de la relación agua-gas.

Usoro obtiene un error máximo de 9.4 % a 50 % de carga al verificar su modelo; esto ocurre en la predicción de la entalpia del agua de alimentación a la salida de los calentadores de alta presión.

G. Masada balancea los aspectos de control y procesos físicos y elabora su modelo de una planta a base de carbón pulverizado de una manera mas rigurosa que Usoro. La entalpia media de los gases la obtiene considerando la energía neta disponible dentro del hogar y el flujo de gases. La capacidad calorífica correspondiente la calcula a través de una expresión analítica que tiene como entradas la entalpia media y la humedad. Encuentra la temperatura de flama dividiendo la entalpia media entre la capacidad calorífica y agrega luego la temperatura de referencia. Modela cada sección de su sistema como una cámara bien agitada y considera en consecuencia que cualquier propiedad representativa de esa sección vale exactamente igual al valor de la variable a la salida. La emisividad de las flamas, que supone igual a la de los gases, y la emisividad de las paredes metálicas del hogar las supone constantes.

Ambos modelos consideran solo parcialmente la composición química de los gases de combustión a través de su contenido de humedad, y desprecian los demás componentes cuya determinación es importante.

Los cambios principales que se introducen en el presente trabajo en relación a los dos anteriores son:

- a) Modelado de la composición química de los gases de combustión.
- b) Emisividad de flamas variable, la cual se representó primordialmente como función de la temperatura, presión en el hogar y presión parcial del vapor de agua y del bióxido de carbono.
- c) Emisividad de las paredes de agua variable; en nuestro caso, ésta es función solo de la temperatura y de la resistividad eléctrica del material.
- d) Capacidades caloríficas de los gases de combustión dependientes de su temperatura y su contenido de vapor de agua, bióxido de carbono, nitrógeno y oxígeno.

RADIACION

Para simplificar este módulo se hicieron ciertas suposiciones que es necesario explicitar para observar claramente cuáles son los límites de aplicabilidad del modelo. Las principales suposiciones son:

1. El proceso se desarrolla en régimen permanente, es decir, en estado estacionario.
2. El mecanismo de transmisión de calor por radiación es dominante solamente en el hogar, y en las demás secciones de la caldera se considera despreciable. El único lugar donde existe un modo mixto radiativo-convectivo es en el segundo sobrecalentador.
3. La combustión ya sea de gas natural o combustóleo es perfecta; esto implica que las reacciones de oxidación ocurren total e instantáneamente (la cinética de reacción no se toma en cuenta).
4. El nitrógeno del aire es inerte, no forma óxidos.
5. No hay disociación en los productos de combustión.
6. Los únicos componentes significativos de los productos de combus -

ción son CO_2 , H_2O , N_2 y O_2 .

7. Los productos gaseosos puros y su mezcla correspondiente se comportan como ideales.
8. Las tuberías de las paredes de agua y el segundo sobrecalentador se encuentran libres de hollín.
9. La contribución calorífica del vapor de atomización es despreciable.
10. Las pérdidas por conducción, convección y radiación al exterior de la caldera son despreciables.

Normalmente, y como se verá a lo largo del desarrollo del modelo, no se indican las unidades de las diversas variables y constantes que aparecen en las ecuaciones, a excepción de aquellos casos en que por la naturaleza empírica de ciertas fórmulas las unidades quedan establecidas de antemano. Todo ello con objeto de que el modelo conserve al máximo su independencia respecto a los sistemas de unidades.

Observando la fig. 3.1 podemos establecer nuestro balance de materia

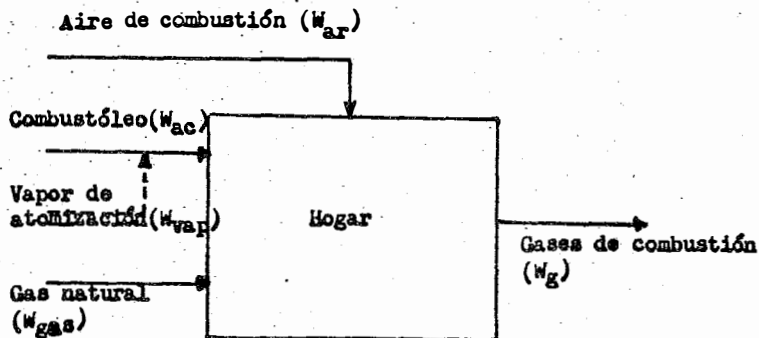


FIGURA 3.1

$$\dot{w}_g = \dot{w}_{vap} + \dot{w}_{ar} + \dot{w}_{ac} + \dot{w}_{gas} \quad (3.1)$$

\dot{w} con subíndice representa el flujo másico por unidad de tiempo.

Es común que \dot{w}_{gas} , \dot{w}_{ac} y \dot{w}_{ar} se conozcan o estén en condiciones de ser calculados; \dot{w}_{vap} no es conocido pero puede estimarse conservadoramente como un 25 % en peso del combustible atomizado (6). Para los fines de este trabajo \dot{w}_{vap} se estima de la manera mencionada, aunque, como puede verse, la ec. 3.1 es general y acepta cualquier valor del flujo de vapor de atomización si las condiciones particulares de operación cambian.

Ahora pasemos a establecer nuestro balance de energía:

$$\begin{aligned} \text{Contenido de calor en los} & & \text{Calor sensible de los fluidos} \\ \text{gases de combustión } (\dot{q}_g) & = & \text{que entran al hogar } (\dot{q}_g) \\ & & + \\ & & \text{Calor generado por la combustión} \\ & & (\dot{q}_c) \end{aligned}$$

y luego a evaluar cada uno de los términos que componen la igualdad anterior. Primero \dot{q}_g :

De termodinámica sabemos que

$$\dot{q}_g = \dot{w}_g \int_{T_0}^{T_1} C_{p_g} dT \quad (3.2)$$

T_0 es una temperatura arbitraria de referencia que aquí tomaremos como la ambiente.

T_1 es en nuestro caso particular la temperatura adiabática de flama, la cual podemos representar simplemente por T_f .

Dado que la capacidad calorífica de los gases, C_{p_g} , es función directa

de la temperatura, debe introducirse como tal en la ec. 3.2 para poder efectuar la integración.

Generalmente se representa la capacidad calorífica de una sustancia pura por una expresión del tipo

$$C_p = a + bT + cT^2 \quad (3.3)$$

donde T es la temperatura absoluta de la sustancia y a, b y c constantes (tabla 3.1).

Para una mezcla ideal, a la que se supuso equivalían los gases de combustión

$$C_{p_g} = \sum y_i C_{p_i} \quad (3.4)$$

en que i representa la especie gaseosa pura, ya sea CO_2 , H_2O , N_2 u O_2 y y_i la fracción mol de dicha especie.

Si sustituimos 3.3 en 3.4 y sacamos como factor común a T, obtenemos

$$C_{p_g} = \sum a_i y_i + (\sum b_i y_i) T + (\sum c_i y_i) T^2 \quad (3.5)$$

En el apéndice se ha preparado una tabla que permite calcular los kg mol (M) de los componentes gaseosos i que se obtienen por cada kg de fluido introducido al hogar. Aquí bastará con establecer los siguientes balances de materia:

N_2 en el hogar = N_2 aportado por el aire

$$M_{N_2} = K_{MNAr} \cdot W_{ar} \quad (3.6)$$

CO_2 en el hogar = CO_2 aportado por la combustión del gas natural

+ CO_2 aportado por la combustión del combustible

$$M_{CO_2} = K_{MCGAS} \cdot W_{gas} + K_{MCGAC} \cdot W_{ac} \quad (3.7)$$

H_2O en el hogar = H_2O del vapor de atomización
 + H_2O de la combustión del gas natural
 + H_2O de la combustión del combustóleo
 + H_2O aportado por el aire

$$M_{H_2O} = K_{MHVAP} \cdot w_{vap} + K_{MHGAS} \cdot w_{gas} + K_{MHAC} \cdot w_{ac} + K_{MHAR} \cdot w_{ar} \quad (3.8)$$

O_2 en el hogar = O_2 en aire en exceso
 O_2 total - O_2 gastado en combustión

$$M_{O_2} = K_{MOAR} \cdot w_{arexc} \quad (3.9)$$

Aire en exceso = Aire total - Aire teórico

$$w_{arexc} = w_{ar} - (K_{ATGAS} \cdot w_{gas} + K_{ATAC} \cdot w_{ac}) \quad (3.10)$$

Los valores de las diversas constantes y su significado están dados en el apéndice.

Las fracciones mol, y_i , se determinan de este modo

$$M_t = \sum M_i$$

$$y_i = M_i / M_t \quad (3.11)$$

Con ayuda de la tabla 3.1 y la ec. 3.11 evaluamos las constantes de 3.5, la cual, substituida en 3.2 da

$$w_g = w_g (a_g (T_f - T_0) + b_g (T_f^2 - T_0^2)/2 + c_g (T_f^3 - T_0^3)/3) \quad (3.12)$$

en la que

$$a_g = \sum y_i a_i$$

$$b_g = \sum y_i b_i$$

$$c_g = \sum y_i c_i$$

Si desarrollamos 3.12 y sacamos como factor común a T_f , llegamos a una ecuación de tercer grado donde la única incógnita es precisamente T_f (u_g se determina a partir de u_s y u_c):

$$(c_g/3)T_f^3 + (b_g/2)T_f^2 + a_g T_f - k = 0 \quad (3.13)$$

donde

$$k = (u_g/w_g) + a_g T_0 + (b_g/2)T_0^2 + (c_g/3)T_0^3 \quad (3.14)$$

u_g es la suma de los calores sensibles de los fluidos que entran al hogar y que ya se anotaron en la fig. 3.1 :

$$u_s = u_{ar} + u_{acs} + u_{gass} + u_{vap} \quad (3.15)$$

u_{ar} es el calor sensible del aire

u_{acs} es el calor sensible del combustible

u_{gass} es el calor sensible del gas natural

u_{vap} es el calor sensible del vapor de atomización

u_{vap} se supuso despreciable y u_{gass} vale cero dado que el gas natural entra a temperatura ambiente. Entonces

$$u_s = u_{ar} + u_{acs} \quad (3.16)$$

Suponiendo capacidades caloríficas constantes podemos determinar u_{ar}

y u_{acs} :

$$u_{ar} = w_{ar} k_{sar} (T_{ar} - T_0) \quad (3.17)$$

$$u_{acs} = w_{ac} k_{sac} (T_{ac} - T_0) \quad (3.18)$$

k_{sar} y T_{ar} son la capacidad calorífica y temperatura del aire, respectivamente.

k_{sac} y T_{ac} son la capacidad calorífica y temperatura del combustible respectivamente.

Substituyendo 3.17 y 3.18 en 3.16 queda

$$Q_s = W_{ar}k_{sar}(T_{ar} - T_0) + W_{ac}k_{sac}(T_{ac} - T_0) \quad (3.19)$$

Q_c representa el calor generado por la combustión del gas natural y del combustible; con objeto de corregir los poderes caloríficos altos de estos combustibles por la formación de agua, emplearemos el poder calorífico neto (ver apéndice).

$$Q_c = Q_{acc} + Q_{gas} \quad (3.20)$$

$$Q_{acc} = W_{ac}k_{nac} \quad (3.21)$$

$$Q_{gas} = W_{gas}k_{ngas} \quad (3.22)$$

k_{nac} y k_{ngas} son los poderes caloríficos netos del combustible y del gas natural, respectivamente.

De acuerdo a 3.21 y 3.22, entonces 3.20 se transforma en

$$Q_c = W_{ac}k_{nac} + W_{gas}k_{ngas} \quad (3.23)$$

Ahora, si sustituimos 3.19 y 3.23 en el balance de energía establecido al principio obtenemos

$$Q_g = W_{ar}k_{sar}(T_{ar} - T_0) + W_{ac}k_{sac}(T_{ac} - T_0) + W_{ac}k_{nac} + W_{gas}k_{ngas} \quad (3.24)$$

La ec. 3.24 junto con 3.13 nos permite determinar ya la temperatura de flama.

Cuando los gases han salido del hogar su temperatura ha disminuido dado que cedieron energía calorífica por radiación a las paredes de agua y al segundo sobrecalentador. Entonces es posible establecer este nuevo balance de energía:

$$\begin{array}{rcl}
 \text{Calor perdido por} & \text{Calor ganado} & \text{Calor ganado por} \\
 \text{los gases de com-} & = & \text{por paredes de} & + & \text{el segundo sobre-} \\
 \text{bustión} & & \text{agua} & & \text{calentador} \\
 (q_{pg}) & & (q_{wgm}) & & (q_{sh2r}) \quad (3.25)
 \end{array}$$

O matemáticamente, de acuerdo a la ley de Stefan-Boltzman:

$$W_g \int_{T_{wgo}}^{T_f} C_{pg} dT = U_{wgm} (T_{wge}^4 - T_{wgm}^4) + U_{ps} (T_{wge}^4 - T_{sh2}^4) \quad (3.26)$$

donde T_{wge} es la temperatura absoluta efectiva de los gases en el hogar, T_{wgm} es la temperatura absoluta media de los tubos de la pared de agua, T_{sh2} es la temperatura absoluta media del segundo sobrecalentador y T_{wgo} es la temperatura absoluta media de los gases a la salida del hogar.

Por simplificación se supone que

$$T_{wge} = (T_f + T_{wgo})/2 \quad (3.27)$$

Además, en la ec. 3.26

$$U_{wgm} = U_{xgc} A_{wgc} \epsilon_c \quad (3.28)$$

y

$$U_{ps} = (1/u_{xgg}) A_{sh2} \sigma e_t \quad (3.29)$$

A_{ww} es el área de termotransferencia de la pared de agua

A_{sh2} es el área de termotransferencia del segundo sobrecalentador

σ es la constante de Stefan-Boltzman

e_t es la emisividad del sistema gas-intercambiador

u_{xgg} es un factor de corrección por la inclinación de los quemadores.

¿Cómo determinamos e_t y u_{xgg} ? La manera de calcularlos se verá a continuación.

$$\frac{e_t}{\sigma}$$

De (3):

$$e_t = \frac{1}{(1/e_g) + (1/c\sigma_m) - 1} \quad (3.30)$$

c es la fracción de área de sumido, y representa la fracción de área efectiva de la pared de agua para aquellos casos en que el tabique refractario absorbe parte de la energía calorífica. En nuestro caso particular c vale la unidad pues las paredes son de tipo membrana, es decir, los tubos están soldados entre sí formando una pared compacta.

e_g es la emisividad de los gases de combustión evaluada a su temperatura efectiva. Se tuvieron problemas para encontrar un método adecuado para e_g . Primero se probó el método de Mottel (7), pero se le encontraron los siguientes inconvenientes:

a) No es aplicable directamente en computadora digital por ser un método totalmente gráfico y habría necesidad de obtener datos de las

gráficas y después ajustarlos a una ecuación en alguna forma.

b) Las emisividades obtenidas son demasiado bajas comparadas con aquellas calculadas en trabajos de investigación más recientes (8).

c) Es aplicable solo a flamas no luminosas.

Se optó por emplear el método propuesto por Taylor y Foster (8) para flamas cuya concentración de hollín es mínima; la fórmula recursiva es

$$e_g = \sum_{n=1}^{n=4} (b_{1n} + b_{2n}T)(1 - \exp(-K_{gn}L(p_c + p_w))) \quad (3.31)$$

Los valores de los parámetros b_{1n} , b_{2n} y K_{gn} están dados en la tabla 3.2 para combustóleo y gas natural.

En 3.31 p_c y p_w son las presiones parciales del bióxido de carbono y del vapor de agua en atmósferas, respectivamente, determinadas a partir de la fracción mol de las especies gaseosas mencionadas y la presión total de los gases de combustión en el hogar; L es la longitud media del recorrido de los rayos luminosos dentro de la cámara de combustión, en metros. L es constante para cada hogar en particular de volumen V y puede calcularse por esta relación (9)

$$L = 2(V)^{1/3} / 3 \quad (3.32)$$

3.32 es válida solamente cuando las dimensiones relativas del hogar están en el rango $1 \times 1 \times 1$ a $1 \times 1 \times 3$ (ancho, largo, alto).

De la ec. 3.30 faltaba describir únicamente e_m , la emisividad de los tubos de los intercambiadores evaluada a T_{wge} . Veamos.

En la determinación de la emisividad normal de los tubos se empleó esta ecuación (10):

$$e_n = 0.576 \sqrt{\rho T} - 0.124 \rho T \quad (3.33)$$

en la que ρ es la resistividad eléctrica del material en ohm-cm a la temperatura T en °K.

También en (10) se establece que

$$\rho = \rho_0 \frac{T}{273} \quad (3.34)$$

ρ_0 es evaluada a 273 °K.

Si sustituimos 3.34 en 3.33 llegamos a esta ecuación

$$e_n = 0.0348 \sqrt{\rho_0} T - 0.000454 \rho_0 T^2 \quad (3.35)$$

La emisividad total del material (en todas direcciones) o sea e_m es (11):

$$e_m = 1.2e_n \quad (3.36)$$

Introduciendo 3.35 en 3.36 obtenemos

$$e_m = 0.04176 \sqrt{\rho_0} T - 0.000545 \rho_0 T^2 \quad (3.37)$$

con lo cual e_t queda en condiciones de ser calculada.

$$\underline{U_{x_{gg}}}$$

$U_{x_{gg}}$, como se dijo, se emplea para corregir la rapidez de transferencia de calor en el hogar por el efecto de la inclinación de los quemadores. La siguiente deducción está tomada de (2).

Suponiendo una altura efectiva del hogar $h_{z_{\text{mwe}}}$ cuando x_{gg} vale cero (fig. 3.2), podemos establecer esta correlación:

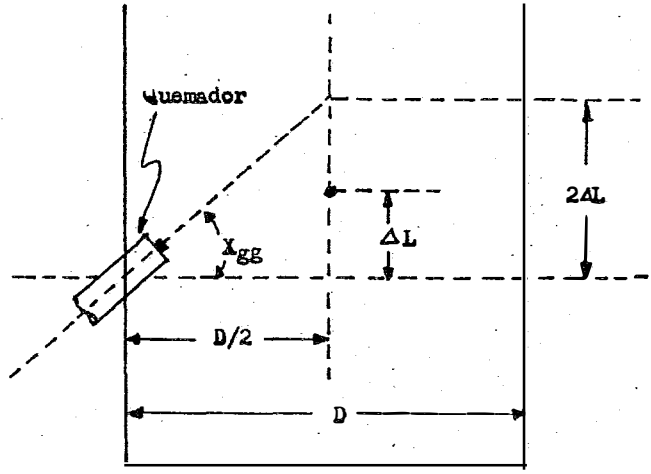


FIGURA 3.2

$$u_{x_{BB}} = \frac{k_{x_{BB}} - \Delta L}{k_{x_{BB}}}$$

o bien,

$$u_{x_{BB}} = 1 - \frac{\Delta L}{k_{x_{BB}}} \tag{3.36}$$

ΔL es la diferencia de altura entre el nivel de quemadores y el vórtice de las flamas.

De la fig. 3.2 se puede ver que

$$\text{tg } x_{BB} = \frac{2 \Delta L}{D/2}$$

o bien,

$$\operatorname{tg} \lambda_{gg} = \frac{4 \Delta L}{D} \quad (3.39)$$

despejando ΔL de la ecuación anterior tenemos

$$\Delta L = D \operatorname{tg} \lambda_{gg} / 4 \quad (3.40)$$

3.40 substituida en 3.38 nos da

$$U_{xgg} = 1 - \frac{D \operatorname{tg} \lambda_{gg}}{4 k_{xwwe}} \quad (3.41)$$

haciendo $k_{xgg} = \frac{D}{4 \Delta_{xwwe}}$, 3.41 se transforma en

$$U_{xgg} = 1 - k_{xgg} \operatorname{tg} \lambda_{gg} \quad (3.42)$$

Para la determinación de k_{xgg} , consúltase el apéndice.

Volvamos ahora a la ecuación 3.26. Si consideramos C_p constante, integramos y además substituímos 3.27 en la ecuación referida se obtiene

$$C_p (2T_f - 2T_{wwe}) = U_{wgm} (T_{wwe}^4 - T_{wgm}^4) + U_{ps} (T_{wwe}^4 - T_{sh2}^4)$$

Reagrupando términos para dejar una ecuación en función de T_{wwe} :

$$(Z_1) T_{wwe}^4 + (Z_2) T_{wwe} - Z_3 = 0 \quad (3.43)$$

en que

$$Z_1 = U_{wgm} + U_{ps}$$

$$Z_2 = 2W_g C_p$$

$$Z_3 = U_{wgm} T_{wgm}^4 + U_{ps} T_{sh2}^4 + 2W_g C_p T_f$$

La ec. 3.43 es una ecuación trascendente con coeficientes variables puesto que Z_1, Z_2 y Z_3 son funciones indirectas de la propia $T_{w\text{wge}}$. Resolverla, pues, implica resolver un sistema de ecuaciones simultáneas no lineales que empieza en 3.27 .

Una vez obtenida $T_{w\text{wge}}$, y de acuerdo con las ecuaciones 3.25 y 3.26 obtenemos $u_{w\text{wgm}}$ y u_{sh2r} .

CONVECCION

Este mecanismo de transferencia de calor es supuestamente el que predomina en los sobrecalentadores (excepto en el platen o segundo sobrecalentador, donde interviene la radiación luminosa), el recalentador y el economizador. El modelo simplificado que a continuación se desarrolla es aplicable a todos ellos empleando, por supuesto, los valores correspondientes de parámetros.

El balance de calor es

Calor ganado por el intercambiador = valor perdido por los gases

matemáticamente,

$$Ah(T_3 - T_m) = \dot{m}_g C_{p_g}(T_2 - T_1) \quad (3.44)$$

A área de transferencia del intercambiador

h coeficiente convectivo de transmisión de calor

T_3 temperatura media de los gases de combustión

T_m temperatura media de la pared exterior de los tubos

\dot{m}_g flujo másico de gases

C_{p_g} capacidad calorífica de los gases evaluada a T_3

T_2 temperatura de entrada de los gases al intercambiador

T_1 temperatura de salida de los gases del intercambiador.

Por simplificación

$$T_3 = (T_2 + T_1)/2 \quad (3.45)$$

Substituyendo 3.45 en 3.44 y despejando T_1 se tiene que

$$T_1 = \frac{B_1 + B_2 h}{B_3 + B_4 h} \quad (3.46)$$

donde

$$B_1 = w_g C_{p_g} T_2$$

$$B_2 = A(T_m - 0.5T_2)$$

$$B_3 = w_g C_{p_g}$$

$$B_4 = 0.5A$$

Evaluación de h

Una forma adecuada es mediante el empleo de la correlación de Colburn (3):

$$Nu = KFC \cdot Re^{0.6} Pr^{0.33} \quad (3.47)$$

Nu número de Nusselt

KFC factor de corrección por el arreglo geométrico del banco de tubos

Re número de Reynolds

Pr número de Prandtl

Los números adimensionales de la ecuación de Colburn se obtienen calculando las diversas propiedades de los gases a la temperatura de la capa límite, la cual normalmente se considera que es aproximadamente igual a la media aritmética entre la temperatura de los gases y la tem

peratura de las paredes metálicas:

$$T_{\text{capa}} = (T_3 + T_m) / 2 \quad (3.48)$$

Se sabe también que

$$Re = \frac{D v_g \rho_g}{\mu_g} \quad (3.49)$$

aquí,

D es el diámetro externo de los tubos

v_g la velocidad de los gases de combustión

ρ_g la densidad de los gases y

μ_g la viscosidad.

Por otro lado,

$$v_g = \frac{W_g}{\rho_g A_L} \quad (3.50)$$

A_L es el área libre de paso mínima de los gases a través del intercambiador.

Si introducimos 3.50 en 3.49 se tiene que

$$Re = \frac{D W_g}{A_L \mu_g}$$

A_L se puede determinar de este modo:

$$A_L = A_t - A_{oc} \quad (3.52)$$

A_t es el área transversal total de paso; en consecuencia

$$A_t = a_l$$

a ancho interior de la caldera

l largo interior de la caldera

A_{oc} área transversal ocupada por la tubería

$$A_{oc} = n D l_t$$

n número de tubos del intercambiador

l_t longitud de cada tubo

De acuerdo a lo anterior la ec. 3.52 se transforma entonces en

$$A_L = a_l - n D l_t \quad (3.53)$$

Según el concepto de número de Prandtl,

$$Pr = \frac{C_p u_g}{k_g} \quad (3.54)$$

k_g es la conductividad térmica de los gases de combustión

Sabemos también que

$$Nu = \frac{h D}{k_g} \quad (3.55)$$

Por substitución de 3.55 en 3.47 y despeje de h obtenemos

$$h = AFC \cdot Re^{0.6} Pr^{0.33} \frac{k_g}{D} \quad (3.56)$$

Evaluación de u_g

La viscosidad de una mezcla de gases puede determinarse con buena aproximación por la fórmula de Manning y Zipperer (12):

$$u_g = \frac{\sum_{i=1}^n y_i u_i (M_i)^{0.5}}{\sum_{i=1}^n y_i (M_i)^{0.5}} \quad (3.57)$$

y_i es la fracción mol del componente i y M_i su peso molecular correspondiente.

La viscosidad de las especies puras (CO_2 , H_2O , N_2 y O_2) que constituyen la mezcla mencionada se calcula por la fórmula de Chapman-Enskog (12):

$$u_i = 0.002669 \sqrt{M_i T} / \sigma_i^2 \Omega v_i \quad (3.58)$$

u_i tiene en 3.58 unidades de centipoises ($\text{gr/cm} \cdot \text{seg}$)

σ_i es el diámetro equivalente de la molécula en Å

T la temperatura absoluta en °K y

Ωv_i un factor de corrección por colisión molecular.

Según la fórmula de Luft y Kharbanda (12):

$$1/\Omega v_i = 0.697(1 + 0.323 \ln T^*) \quad (3.59)$$

donde

$$T^* = \frac{T}{(\epsilon_0/k)_i} \quad (3.60)$$

σ_i y $(\epsilon_0/k)_i$ se conocen con el nombre de parámetros de Lennard-Jones y sus valores se pueden consultar en la tabla 3.3.

Como para cada especie i , M_i , σ_i y $(\epsilon_0/k)_i$ son constantes, estos valores pueden reemplazarse en 3.58, 3.59 y 3.60 y obtener así esta ecuación

$$u_i = \sqrt{T} (K_{vi1} \cdot \ln T - K_{vi2}) \quad (3.61)$$

donde

$$K_{vi1} = 6.00873 \times 10^{-4} \frac{\sqrt{M_i}}{\sigma_i} \quad y$$

$$K_{vi2} = - \frac{\sqrt{M_i}}{\sigma_i} (1.86029 \times 10^{-3} - 6.00873 \times 10^{-4} \ln (\epsilon/k)_i)$$

Los valores de estas constantes aparecen en la tabla 3.4 .

Evaluación de k_g

Las relaciones para obtener k_g en forma exacta son complejas y algunos parámetros difíciles de obtener debido a las interacciones entre componente y componente. Una forma rápida y aproximada de hallar k_g es darle peso a cada especie según su fracción mol:

$$k_g = \sum y_i k_i \quad (3.62)$$

De acuerdo a (12):

$$Pr_i = \frac{Cp_i}{0.9 + 1.32Cp_i} \quad (3.63)$$

En 3.63, Cp_i está en base molar; en este caso Pr_i toma la forma

$$Pr_i = \frac{Cp_i u_i}{k_i M_i} \quad (3.64)$$

Igualando 3.63 con 3.64 y despejando k_i se tiene

$$k_i = u_i (0.9 + 1.32Cp_i) / h_i \quad (3.65)$$

Si ahora introducimos M_i al interior del paréntesis del lado derecho

de la ec. 3.65,

$$k_i = u_i \left(\frac{0.9}{M_i} + 1.32Cp_i \right) \quad (3.66)$$

en 3.66 Cp_i está ya en base masa. Finalmente, introduciendo esta ecuación en 3.62 se llega a esto

$$k_g = \sum y_i u_i \left(\frac{0.9}{M_i} + 1.32Cp_i \right) \quad (3.67)$$

Como habrá podido observarse, la determinación del calor transferido por convección implica en su parte medular la determinación de T_1 , la temperatura de salida de los gases por medio de 3.46 y después la sustitución de su valor en cualquier lado de 3.44. Desde luego, esto involucra una serie de cálculos de prueba y error ya que no conocemos la temperatura de la capa límite, T_{capa} , la cual es función de T_1 .

FLUIDO	a_i	$b_i \times 10^3$	$c_i \times 10^7$
CO ₂	9.946	4.040	- 9.125
H ₂ O	5.726	4.965	- 8.625
N ₂	6.095	2.240	- 5.000
O ₂	7.392	1.160	- 1.750

TABLA 3.1 Constantes de la expresión

$$C_{p_i} = a_i + b_i T + c_i T^2 ; C_{p_i} \text{ en cal/grmol}^\circ\text{C}$$

(13)

n	k_{gn}	b_{1n}	$b_{2n} \times 10^5$
1	0.00	0.4100	7.43
2	0.91	0.2840	2.58
3	9.40	0.2110	- 6.54
4	130.00	0.0958	- 3.57

a) Combustóleo

n	k_{gn}	b_{1n}	$b_{2n} \times 10^7$
1	0.00	0.364	4.73
2	0.09	0.266	7.19
3	7.40	0.252	- 7.41
4	80.00	0.118	- 4.52

b) Gas natural

TABLA 3.2 Valores de los coeficientes de la ecuación de Taylor-Foster

FLUIDO	$\sigma_i, \text{\AA}$	$(\epsilon_0/k)_i, \text{ }^\circ\text{K}$
CO ₂	3.941	195.2
H ₂ O	2.641	809.1
N ₂	3.798	71.4
O ₂	3.467	106.7

TABLA 3.3 Parámetros de Lennard-Jones (12)

FLUIDO	$K_{v11} \times 10^4$	$K_{v12} \times 10^4$
CO ₂	2.56623	5.58937
H ₂ O	3.65495	13.15763
N ₂	2.20420	2.58403
O ₂	2.82780	4.45109

TABLA 3.4 Constantes de viscosidad

IV. VERIFICACION DEL MODELO

El primer paso para proceder a verificar el modelo fué la codificación en FORTHAN IV (modificado) del conjunto de ecuaciones planteadas en el capítulo anterior. Dada la diversidad de publicaciones de donde fueron obtenidas ciertas ecuaciones, hubo necesidad de mezclar unidades tanto del sistema inglés como del internacional. Sin embargo, aunque el programa trabaja internamente con esta mezcla de sistemas, las entradas y salidas están en el sistema internacional. Desde este punto de vista bien puede considerarse al programa como una caja negra.

La mayor parte de la información existente sobre datos de operación (5) es para 5 regímenes de carga que son 25, 50, 75, 100 y 107.5 %, y en base a ella se compararon los resultados predichos por el modelo. Refiriéndose a la temperatura de los gases, esta comparación resulta directa. Sin embargo tratándose de la transferencia de calor hay necesidad de establecer balances, normalmente simples, de calor y comparar o bien en base a las propias velocidades de transferencia de calor o bien en base a las temperaturas de salida de los fluidos que circulan dentro de los tubos de los cambiadores.

En el caso del economizador y recalentador el balance es

$$q' = wC_p(T_g - T_e)$$

de donde puede plantearse que

$$T_{gc} = T_e + \frac{q}{wC_p} \quad (4.1)$$

en estas ecuaciones q' y q son los flujos de calor "teóricos" y predichos en kW, respectivamente; w el flujo del fluido en kg/seg, C_p la capa-

idad calorífica media del fluido en $\text{kJ/kg}^\circ\text{K}$ (14), T_e la temperatura de entrada del fluido en $^\circ\text{K}$, y T_s la temperatura de salida del fluido, $^\circ\text{K}$.

En el caso del sobrecalentador es necesario hacer una corrección por el agua inyectada en el atemperador; el calor efectivo cedido al vapor es entonces

$$q'' = q - w_{at}(H_g - H_e) \quad (4.2)$$

el cual, substituido en 4.1, nos proporciona T_{s2} . En 4.2 q es la suma de los flujos de calor hacia el 1°, 2° y 3° sobrecalentador; H_g y H_e son las entalpias de salida y entrada del agua de atemperación en kJ/kg .

Para las paredes de agua no se efectuó el análisis en base a temperaturas dado que no existen suficientes datos de operación. Los resultados finales se muestran en las taolas 4.1 a 4.10; en ellas la presión está expresada en bars.

Algunas consideraciones sobre el programa.-

El programa está formado por 3 módulos: un programa principal y dos subrutinas, éstas últimas con nombres autoexplicativos: **RADIACION** y **CONVECCION**. La subrutina **CONVECCION** es llamada 5 veces por medio de un **DO**, el cual a su vez asigna el valor de la temperatura de salida de los gases de cierto intercambiador a la temperatura de dichos gases a la entrada del intercambiador físicamente más próximo.

Las ecuaciones para determinar la temperatura de flama y la temperatura efectiva de los gases en el hogar se resolvieron por el método de Newton-Raphson de primer orden con un criterio de convergencia consistente en que el valor absoluto de la diferencia entre el valor vie

jo y el valor nuevo no fuera superior a 0.5 °K. Se estableció un límite de 100 iteraciones para abortar la corrida en caso de que no hubiera convergencia.

Los nombres de las constantes cuyos valores aparezcan en DATA comienzan con la letra K; aquellos parámetros declarados también en DATA pero cuyo nombre no sigue la regla anterior son en realidad variables cuyo valor depende de condiciones particulares de operación, solo que debido a falta de datos mas amplios han sido tomadas como constantes. La excepción a esta regla la constituyen los vectores B1A, B2A, B1G y B2G correspondientes a la ecuación de Taylor-Roster.

A cada intercambiador de la sección de convección se le asignó un número que lo identifica; este número está relacionado con la posición física secuencial que tienen estos intercambiadores comenzando abajo y continuando hacia arriba de la cadera.

Los números asociados son:

2° sobrecalentador	1
Recalentador	2
3° sobrecalentador	3
2° sobrecalentador	4
Economizador	5

1-Oct-1980 18:57:10 VAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
RADCON.FOR.30

```

00100          C          PROGRAMA PRINCIPAL
00102 0001      IMPLICIT REAL(K)
00105 0002      COMMON/UMD/KMCO2,KMH2O,KMH2,KMO2
00110 0003      COMMON/DOS/WG,CPGA,CPGB,CPGC
00120 0004      COMMON/TRES/YCO2,YH2O,YN2,YO2
00125 0005      COMMON/CUATRO/KSCO2A,KSCO2B,KSCO2C
00126 0006      COMMON/CINCO/KSH20A,KSH20B,KSH20C
00127 0007      COMMON/SEIS/KSH2A,KSH2B,KSH2C
00128 0008      COMMON/SIETE/KSO2A,KSO2B,KSO2C
00129 0009      COMMON/OCHO/T1,T2,OC
00130 0010      COMMON/NUEVE/RE,PR,SHU
00147 0011      DIMENSION T1(5),T2(5),OC(5)
00156 0012      DIMENSION RE(5),PR(5),SHU(5)
00165 0013      TYPE 1
00200 0014      ACCEPT 2,LOAD
00300 0015      TYPE 3
00400 0016      ACCEPT 4,WAR
00500 0017      TYPE 5
00600 0018      ACCEPT 4,MAC
00700 0019      TYPE 6
00800 0020      ACCEPT 4,MGAS
00900 0021      TYPE 7
01000 0022      ACCEPT 8,XGG
01005 0023      WRITE(6,9)LOAD
01010 0024      IF(MGAS .EQ. 0.)THEN
01015 0025      WRITE(6,10)
01020 0026      ELSE
01025 0027      WRITE(6,11)
01030 0028      END IF
01035 0029      WRITE(6,12)
01040 0030      WRITE(6,13)MAC,MGAS,WAR,XGG
01045 0031      WRITE(6,14)
01100 0032      CALL RADIACION(LOAD,WAR,MAC,MGAS,XGG,QNHGH,QSH2R,TWGO)
01105 0033      T2(1)=TWGO
01110 0034      DO 20 I=1,5
01115 0035      CALL CONVECCION(I)
01120 0036      IF(I .EQ. 5)GO TO 20
01125 0037      T2(I+1)=T1(I)
01130 0038 20    CONTINUE
01132 0039      QSH=QSH2R+OC(1)+OC(3)+OC(4)
01134 0040      GRH=OC(2)
01136 0041      DEC=OC(5)
01138 0042      DO 21 I=1,5
01140 0043 21    WRITE(6,15)I,T2(I),T1(I),RE(I),PR(I),SHU(I)
01142 0044      WRITE(6,16)
01144 0045      WRITE(6,17)QNHGH,QSH,GRH,DEC
01200 0046 1      FORMAT(5X,'INTRODUCE EL REGIMEN DE CARGA(FORMATO I3)')
01300 0047 2      FORMAT(I3)
01400 0048 3      FORMAT(5X,'INTRODUCE EL GASTO DE AIRE(FORMATO F6.2)')
01500 0049 4      FORMAT(F6.2)
01600 0050 5      FORMAT(5X,'INTRODUCE EL GASTO DE ACEITE(FORMATO F6.2)')
01700 0051 6      FORMAT(5X,'INTRODUCE EL GASTO DE GAS(FORMATO F6.2)')
01800 0052 7      FORMAT(5X,'INTRODUCE EL ANGULO(FORMATO F5.1)')
01900 0053 8      FORMAT(F5.1)
01905 0054 9      FORMAT(////50X,I3,3X,'PORCIENTO DE CARGA'/50X,'-----
01910          I      '////)

```

```

RADCON#MAIN      1-Oct-1980 18:57:10  VAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
                  RADCON.FOR.30

01915 0055 10  FORMAT(20X,'COMBUSTIBLE: COMBUSTOLEO'///)
01920 0056 11  FORMAT(20X,'COMBUSTIBLE: GAS NATURAL'///)
01925 0057 12  FORMAT(20X,'DATOS DE ENTRADA:')
01930 0058 13  FORMAT(20X,'MAC='F6.2,5X,'WGAS='F6.2,5X,'WAR='F6.2,5X,
01935          1  'XGG='F5.1///50X,'RESULTADOS:')
01940 0059 14  FORMAT(20X,'-----
01945          1  '-----'/24X,'SECCION',5X,'T. ENTRADA',
01950          2  5X,'T. SALIDA',5X,'REYNOLDS',5X,'PRANDTL',5X,'NUSSELT'/20X,
01955          3  '-----'///)
01960          4  '-----'///)
01965 0060 15  FORMAT(27X,I2,10X,F6.1,7X,F6.1,6X,F7.1,7X,F5.3,7X,F5.1/)
01970 0061 16  FORMAT(20X,'-----
01975          1  '-----'///)
01980 0062 17  FORMAT(20X,'GWGH='E13.6,5X,'QSH='E13.6,5X,'QRH='E13.6,5X
01985          1  ',DEC='E13.6)
01990 0063      STOP
01995 0064      END

```

1-Oct-1960 18:57:16 JAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
RADCON.FOR.30

```

02200 0001      SUBROUTINE RADIACION(LOAD,WAR,WAC,WAS,XGG,OWHM,OSH2R,TW60)
02300          C      ESTA SUBROUTINA CALCULA EL CALOR CEDIDO POR RADIACION A LAS
02400          C      PAREDES DE AGUA Y SEGUIENDO SOBRETALENTADOR.
02500 0002      IMPLICIT REAL(K,H)
02510 0003      COMMON/LR0/KHCO2,KH2O,KHM2,KHO2
02520 0004      COMMON/DOS/WG,CPGA,CPGB,CPGC
02530 0005      COMMON/TRES/YCO2,YH2O,YH2,YO2
02535 0006      COMMON/CUATRO/KSCO2A,KSCO2B,KSCO2C
02540 0007      COMMON/CINCO/KSH20A,KSH20B,KSH20C
02545 0008      COMMON/SEIS/KSH2A,KSH2B,KSH2C
02550 0009      COMMON/SIETE/KSO2A,KSO2B,KSO2C
02600 0010      DIMENSION B1A(4),B2A(4),KGA(4)
02700 0011      DIMENSION B1G(4),B2G(4),KGG(4)
02800 0012      DATA KSCO2A,KSCO2B,KSCO2C/9.946,4.04E-3,-9.125E-7/
02900 0013      DATA KSH20A,KSH20B,KSH20C/5.726,4.965E-3,-8.625E-7/
03000 0014      DATA KSH2A,KSH2B,KSH2C/6.095,2.24E-3,-5.0E-7/
03100 0015      DATA KSO2A,KSO2B,KSO2C/7.392,1.16E-3,-1.75E-7/
03200 0016      DATA KHCO2,KH2O,KHM2,KHO2/44.,18.,28.,32./
03300 0017      DATA KSAR,KSAC,KHAC,KHGAS/0.251,0.49,17504.46,21712.41/
03400 0018      DATA KXGG,KRSB,KAWH,KASH2/0.342,4.76111E-13,13512.,1404.15/
03500 0019      DATA KL,KRACV/9.91,4./
03600 0020      DATA KATGAS,KATAC/16.989454,13.4665/
03700 0021      DATA KHCGAS,KHCAC/0.0631477,0.07106331/
03800 0022      DATA KMHAS,KMHAC/0.1211134,0.0515/
03900 0023      DATA KHWAR,KHWAP/7.22222E-4,0.055555/
04000 0024      DATA KHWAR,KHWAP/0.02739286,7.28125E-3/
04100 0025      DATA B1A/0.41,0.284,0.211,0.0958/
04200 0026      DATA B2A/7.43E-5,2.58E-5,-6.54E-5,-3.57E-5/
04300 0027      DATA KGA/0.,0.91,9.4,130./
04400 0028      DATA B1G/0.364,0.266,0.252,0.118/
04500 0029      DATA B2G/4.73E-5,7.19E-5,-7.41E-5,-4.52E-5/
04600 0030      DATA KGB/0.,0.69,7.4,80./
04700 0031      DATA KEN1,KEN2/1.68954E-4,1.06694E-8/
04800 0032      DATA KRAD,KTO/57.295779,298./
04900 0033      DATA TAC,TSH2H/394.4,814./
05000 0034      DATA TF1,TWAGE2/2400.,2100./
05100 0035      DATA PFN/1./
05200          C
05300          C
05305          C
05310          C
05315          C
05320 0036      ASIGNACION DE LA TEMPERATURA DEL AIRE
05325 0037      IF(WGAS.EQ. 0.)THEN
05330 0038      TAR=493.3
05335 0039      IF(LOAD.EQ. 50)TAR=531.7
05340 0040      IF(LOAD.EQ. 75)TAR=558.9
05345 0041      IF(LOAD.EQ. 100)TAR=573.9
05350 0042      IF(LOAD.EQ. 107)TAR=577.8
05355 0043      ELSE
05360 0044      TAR=471.1
05365 0045      IF(LOAD.EQ. 50)TAR=508.3
05370 0046      IF(LOAD.EQ. 75)TAR=537.2
05375 0047      IF(LOAD.EQ. 100)TAR=556.1
05380 0048      IF(LOAD.EQ. 107)TAR=562.2
05400      END IF
          C

```

```

RADIACION      1-Oct-1980 18:57:16   VAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
                RADCON.FOR.30

05500          C
05600          C
05700          C   ASIGNACION DE TEMPERATURAS DEL METAL DE LA PARED DE OSGA
05800 0049      TMM=624.2
05900 0050      IF(LOAD .EQ. 50)TMM=625.8
06000 0051      IF(LOAD .EQ. 75)TMM=628.3
06100 0052      IF(LOAD .EQ. 100)TMM=677.1
06200 0053      IF(LOAD .EQ. 107)TMM=678.6
06300          C
06400          C
06500          C
06600          C   CAMBIO DE FLUJOS DE KG/SEG A LR/SEG
06700 0054      WAR=2.2*WAR
06800 0055      WAC=2.2*WAC
06900 0056      WGAS=2.2*WGAS
07000          C
07100          C
07200          C
07300          C   CALCULO DEL FLUJO DE VAPOR DE ATOMIZACION+AIRE EN EXCESO Y
07400          C   FLUJO TOTAL DE GASES
07500 0057      WVAP=WAC/KRACV
07600 0058      WAREXC=WAR-(KATGAS*WGAS+KATAC*WAC)
07700 0059      IF(WAREXC .LT. 0.)WAREXC=0.
07750 0060      WG=WAR+WAC*WGAS+WVAP
07800          C
07900          C
08000          C
08100          C   DETERMINACION DE LA COMPOSICION DE LOS GASES DE COMBUSTION
08200 0061      HC02=KHCAC*WAC+KHCAS*WGAS
08300 0062      HH2O=KHHAC*WAC+KHHAS*WGAS+KHHVAP*WVAP+KHHAR*WAR
08400 0063      HN2=KHNAR*WAR
08500 0064      H02=KHOAR*WAREXC
08600 0065      HT=HC02+HH2O+HN2+H02
08700 0066      YC02=HC02/HT
08800 0067      YH2O=HH2O/HT
08900 0068      YN2=HN2/HT
09000 0069      YO2=H02/HT
09100          C
09200          C
09300          C
09400          C   CALCULO DEL PESO MOLECULAR Y CONSTANTES DE LA EDUACION DE LA
09500          C   CAPACIDAD CALORIFICA
09600 0070      PKG=YC02*KKCO2+YH2O*KKH2O+YN2*KKH2+YO2*KKO2
09700 0071      CPGA=(YC02*KS02A+YH2O*KSH20A+YN2*KSN2A+YO2*KS02B)/PKG
09800 0072      CPGB=(YC02*KS02R+YH2O*KSH20B+YN2*KSN2B+YO2*KS02C)/PKG
09900 0073      CPGC=(YC02*KS02C+YH2O*KSH20C+YN2*KSN2C+YO2*KS02D)/PKG
10000          C
10100          C
10200          C
10300          C   CALCULO DE LA ENTRADA EFECTIVA DE CALOR
10400 0074      QAR=L.8*WAR*KSAR*(TAR-KTO)
10500 0075      QACC=WAC*KHAC
10600 0076      QACS=L.8*WAC*KSAC*(TAC-KTO)
10700 0077      QGAS=WGAS*KHGAS
10800 0078      QE=QAR+QACC+QACS+QGAS
10900          C

```

RADIACION 1-Oct-1980 18:57:16 VAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
RADCON.FOR.30

```

11000      C
11100      C
11200      C  SOLUCION DE LA ECUACION PARA DETERMINAR LA TEMPERATURA ADIABA-
11300      C  TICA DE FLAMA
11400  0079      I=0
11500  0080      KFT=OE/(WG*1.8)+CPGA*KT0+0.5*CPGB*KT0*KT0+CPGC*(KT0**3)/3.
11600  0081      1  FTF1=CPGA*TF1+0.5*CPGB*(TF1+TF1+CPGC*(TF1**3))/3.-KFT
11700  0082      DFTF1=CPGA+CPGB*TF1+CPGC*TF1**3
11800  0083      TF=TF1-(FTF1/DFTF1)
11900  0084      IF(ABS(TF-TF1) .LT. 0.5)GO TO 2
12000  0085      I=I+1
12100  0086      IF(I .GT. 100)GO TO 10
12200  0087      TF1=TF
12300  0088      GO TO 1

12400      C
12500      C
12600      C
12700      C  FACTOR DE CORRECCION POR INCLINACION DE QUEMADORES
12800  0089      2  UXGD=1.-KXGD*TAN(XGG/KRAD)
12900      C
13000      C
13100      C
13200      C  CALCULO DE LA EMISIVIDAD DE LOS GASES
13300  0090      PL=(YC02+YM20)*PFM*KL
13400  0091      LQDP=0
13500  0092      3  EG=0.
13600  0093      IF(MGAS .EQ. 0.)THEN
13700  0094      DO 4 L=1,4
13800  0095      EG=EG+(B1A(L)+B2A(L)*TWGE2)*((1.-EXP(-KGA(L)*PL))
13900  0096      4  CONTINUE
14000  0097      ELSE
14100  0098      DO 5 L=1,4
14200  0099      EG=EG+(B1G(L)+B2G(L)*TWGE2)*((1.-EXP(-KGG(L)*PL))
14300  0100      5  CONTINUE
14400  0101      END IF
14500      C
14600      C
14700      C
14800      C  CALCULO DE LA EMISIVIDAD DE LOS TUBOS Y TOTAL
14900  0102      EWHH=KEN1*TWGE2-KEN2*TWGE2*TWGE2
15000  0103      ET=EG+EWHH/(EG+EWHH-EG+EWHH)

15100      C
15200      C
15300      C
15400      C  CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE LA ECUACION DE STEFAN-BOLTZMAN
15500      C  Y DE LA CAPACIDAD CALORIFICA
15600  0104      UWHH=UXGG*KAH*WKR*SB*ET
15700  0105      UPS=(1./UXGG)*KASH*2*WKR*SB*ET
15800  0106      CPG=CPGA+CPGB*TWGE2+CPGC*TWGE2*TWGE2
15900      C
16000      C
16100      C
16200      C  CONVERSION DE TEMPERATURAS DE KELVIN A RANKIN
16300  0107      IF(LQDP .GT. 0)GO TO 6
16400  0108      TWHH=1.8*TWHK
16500  0109      TSHH=1.8*TSHK

```

RADIACI0H 1-Oct-1980 18:57:16 VAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
RADCON.FOR.30

```

16600 0110      TF=1.8*TF
16700          C
16800          C
16810          C
16820          C
16830 0111      6      DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES PARA LA ECUACION DE TWAGE
16840 0112      Z1=UWGH*HIPS
16850 0113      Z2=2.*WG*CPG
16900          C
17000          C      SOLUCION DE LA ECUACION CORRESPONDIENTE A TWAGE
17100 0114      J=0
17200 0115      TWAGE1=1.8*TWAGE2
17300 0116      7      FTWAGE=Z1*(TWAGE1**4)+Z2*TWAGE1-Z3
17400 0117      DFTWAGE=4.*Z1*(TWAGE1**3)+Z2
17500 0118      TWAGE=TWAGE1-(FTWAGE/DFTWAGE)
17600 0119      IF(ABS(TWAGE-TWAGE1) .LT. 0.5)GO TO 8
17700 0120      J=J+1
17800 0121      IF(J .GT. 100)GO TO 11
17900 0122      TWAGE1=TWAGE
18000 0123      GO TO 7
18100          C
18200          C
18300          C
18400          C      ITERACION HASTA ENISIVIDAD DE CASES
18500 0124      8      LOOP=LOOP+1
18600 0125      IF(LOOP .GT. 100)GO TO 12
18700 0126      IF(ABS(TWAGE-1.8*TWAGE2) .LT. 0.5)GO TO 9
18800 0127      TWAGE2=TWAGE/1.8
18900 0128      GO TO 3
19000          C
19100          C
19200          C
19300          C      CALCULO DE LA RAPIDEZ DE TRANSFERENCIA DE CALOR
19400 0129      9      QWGH=UWGH*(TWAGE**4)-(UWGH*(TWH**4))
19450 0130      QWGR=1.054872*QWGH
19500 0131      QSHZR=UPS*(TWAGE**4)-UPS*(TSHZ**4)
19550 0132      QSHZR=1.054872*QSHZR
19600 0133      TWAGE=(2.*TWAGE-TF)/1.8
19700          C
19800          C
19900          C
20000 0134      RETURN
20300 0135      10     WRITE(6,14)
20400 0136      RETURN
20500 0137      11     WRITE(6,15)
20600 0138      RETURN
20700 0139      12     WRITE(6,16)
20800 0140      RETURN
21000 0141      14     FORMAT(5X,'NO HAY CONVERGENCIA EN T. FLAMA')
21100 0142      15     FORMAT(5X,'NO HAY CONVERGENCIA EN TWAGE')
21200 0143      16     FORMAT(5X,'NO HAY CONVERGENCIA EN EL LOOP')
21300 0144      END

```

1-Oct-1980 18:57:29 VAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
RADCON.FOR.30

```

21400 0001      SUBROUTINE CONVECCION(I)
21500          C      ESTA SUBROUTINA CALCULA LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR
21600          C      CONVECCION HACIA EL SEGUNDO SOBRECALENTADOR,RECALEN-
21700          C      TADOR,TERCER SOBRECALENTADOR,PRIMER SOBRECALENTADOR
21750          C      Y ECONONIZADOR.
21800 0002      IMPLICIT REAL(K)
21900 0003      COMMON/UNO/KMCO2,KM#20,KM#2,KM#2
22000 0004      COMMON/DOS/MS,CPGA,CPGB,CPGC
22100 0005      COMMON/TRES/YCO2,YH20,YN2,YO2
22200 0006      COMMON/CUATRO/KSCO2A,KSCO2B,KSCO2C
22300 0007      COMMON/CINCO/KSH20A,KSH20B,KSH20C
22400 0008      COMMON/SEIS/KSN2A,KSN2B,KSN2C
22500 0009      COMMON/SIETE/KSO2A,KSO2B,KSO2C
22600 0010      COMMON/OCHO/T1,T2,OC
22650 0011      COMMON/NUEVE/RE,PR,SMU
22700 0012      DIMENSION T1(5),T2(5),OC(5)
22750 0013      DIMENSION RE(5),PR(5),SMU(5)
22800 0014      DIMENSION KDO(5),KAT(5),KAL(5),TH(5)
22900 0015      DATA KDO/0.16666,0.17708,0.17708,0.16666,0.16666/
23000 0016      DATA KAT/20388.,18470.,25335.,78037.,76000./
23100 0017      DATA KAL/1231.6,1037.6,1037.6,714.1,673.8/
23200 0018      DATA TH/814.,692.2,814.,647.,546./
23300 0019      DATA KFC,KCDH/0.26,6.72E-4/
23400 0020      DATA KVC021,KVC022/2.56623E-4,5.58937E-4/
23500 0021      DATA KVH201,KVH202/3.65495E-4,13.15763E-4/
23600 0022      DATA KVH21,KVH22/2.2042E-4,2.50403E-4/
23700 0023      DATA KVO21,KVO22/2.8278E-4,4.45109E-4/
23800 0024      DATA TCAPA/1000./
23900          C
24000          C
24100          C
24300 0025      TEN=1.8*T2(I)
24400 0026      B2=KAT(I)*(1.8*TH(I)-0.58TEN)
24500 0027      B4=0.58KAT(I)
24600 0028      L=0
24700 0029      I  T4=2.*TCAPA-TH(I)
24705          C
24710          C
24715          C
24720          C
24725          C      CALCULO DE LA CAPACIDAD CALORIFICA DE LAS ESPECIES GASEOSAS
24800 0030          C      PURAS Y DE LA MEZCLA
24800 0030          CPG2=CPGA+CPGB+4*CPGC+4*BT4
25100 0031          CPG1=CPGA+CPGB+TCAPA+CPGC+TCAPA+TCAPA
25200 0032          CPCO2=KSCO2A+KSCO2B+TCAPA+KSCO2C+TCAPA+TCAPA
25300 0033          CPH2O=KSH20A+KSH20B+TCAPA+KSH20C+TCAPA+TCAPA
25400 0034          CP#2=KSN2A+KSN2B+TCAPA+KSN2C+TCAPA+TCAPA
25500 0035          CPO2=KSO2A+KSO2B+TCAPA+KSO2C+TCAPA+TCAPA
25501          C
25502          C
25503          C
25504          C      CALCULO DE LA VISCOSIDAD DE LA MEZCLA DE GASES(GASES DE COM-
25505          C      BUSTION)
25510 0036          VCO2=SQRT(TCAPA)*(KVC021*LOG(TCAPA)-KVC022)
25520 0037          V#20=SQRT(TCAPA)*(KVH201*LOG(TCAPA)-KVH202)
25530 0038          V#2=SQRT(TCAPA)*(KVH21*LOG(TCAPA)-KVH22)
25540 0039          VO2=SQRT(TCAPA)*(KVO21*LOG(TCAPA)-KVO22)

```

CONVECCION 1-Oct-1980 18:57:29 VAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
RADCON.FOR.30

```

25600 0040      BC02=YC02$SORT(KHC02)
25700 0041      BH20=YH20$SORT(KHH20)
25800 0042      BH2=YH2$SORT(KHH2)
25900 0043      B02=Y02$SORT(KH02)
26000 0044      BT=BC02+BH20+BN2+B02
26100 0045      AC02=VC02*BC02
26200 0046      AH20=VH20*BH20
26300 0047      AN2=VH20*BH2
26400 0048      A02=V02*B02
26500 0049      ATT=AC02+AH20+AN2+A02
26600 0050      VG=KCOH*ATT/BT
26610          C
26620          C
26630          C
26640          C
26650          C
26700 0051      DETERMINACION DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA DE LOS GASES DE
                COMBUSTION
                CTC02=VC02*(0.9+1.32*CP02)/KHC02
26800 0052      CTH20=VH20*(0.9+1.32*CPH20)/KHH20
26900 0053      CTH2=VH2*(0.9+1.32*CPH2)/KHH2
27000 0054      CT02=V02*(0.9+1.32*CP02)/KH02
27100 0055      CTG=KCOH*(YC02*CTC02+YH20*CTH20+YN2*CTN2+Y02*CT02)
27110          C
27120          C
27130          C
27140          C
27200 0056      CALCULO DEL REYNOLDS, PRANDTL Y MUSSELT
                RE(I)=KDO(I)*WG/(KAL(I)*VG)
27300 0057      PR(I)=CPG1*VG/CTG
27400 0058      SHU(I)=KFC*(RE(I)**0.6)*(PR(I)**0.33)
27405          C
27410          C
27415          C
27420          C
27425          C
27450 0059      DETERMINACION DEL COEFICIENTE CONVECTIVO DE TRANSMISION DE
                CALOR
                H=SHU(I)*CTG/KDO(I)
27451          C
27452          C
27453          C
27454          C
27455 0060      DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DE LOS GASES
                B3=WG*CPG2
27460 0061      B1=B3*TEM
27500 0062      T1(I)=((B1+B2*H1)/(B3+B4*H1))/1.8
27505          C
27510          C
27515          C
27520          C
27600 0063      VERIFICACION DE LAS CONDICIONES DE CONVERGENCIA DEL LOOP
                TCAPAC=0.25*(T2(I)+T1(I))+0.5*TH(I)
27700 0064      IF(ABS(TCAPAC-TCAPA) .LE. 0.5)GO TO 2
27800 0065      L=L+1
28000 0066      IF(L .GT. 100)GO TO 3
28100 0067      TCAPA=TCAPAC
28200 0068      GO TO 1
28210          C
28220          C
28230          C
28240          C
28300 0069      CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN KW
                QC(I)=1.8*WG*CPG2*(T2(I)-T1(I))

```


CONEXION 1-Oct-1980 18:57:29 VAX-11 FORTRAN IV-PLUS V1.2-13
RADCON.FOR.38

```
28400 0070      GC(I)=1.0548724GC(I)
28410          C
28420          C
28430          C
28500 0071      RETURN
28700 0072  3    WRITE(6,6)
28800 0073      RETURN
29100 0074  6    FORMAT(5X,'NO HAY CONVERGENCIA EN CONEXION')
29400 0075      END
```

25 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: COMBUSTOLEO

DATOS DE ENTRADA:

WAB= 5.12 WDB= 0.00 WAR= 87.02 XBO= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	RETROCELS	FRANETL	NUSSELT
1	1226.1	1107.7	1943.7	0.661	14.8
2	1137.7	994.4	1438.5	0.681	18.0
3	921.4	728.7	1426.1	0.681	17.8
4	728.7	674.1	2239.7	0.682	23.5
5	674.1	561.3	2772.4	0.683	26.7

QWGR= 0.112328E+06

QSH= 0.621821E+05

GRH= 0.134827E+05

QEC= 0.122558E+05

50 PORCIENTO DE CARGA

CONBUSTIBLE: COMBUSTOLED

DATOS DE ENTRADA:

WAC= 10.15 WGAS= 0.00 WAR=155.37 XGG= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	NUSSelt
1	1470.7	1314.4	1750.4	0.678	20.2
2	1314.4	1174.2	2416.2	0.679	24.5
3	1174.2	1065.6	2418.5	0.679	24.5
4	1065.6	733.5	3866.3	0.680	32.5
5	733.5	589.3	4883.2	0.682	37.4

QWNGH= 0.190614E+06 QSH= 0.148220E+06 QRH= 0.312128E+05 QEC= 0.286715E+05

75 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: COMBUSTOLEO

DATOS DE ENTRADA:

WAC= 14.38 WGAS= 0.00 WAR=212.87 XGG= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	NUSSELT
1	1611.2	1439.9	2312.7	0.677	23.9
2	1439.9	1287.9	3188.6	0.678	28.9
3	1287.9	1158.9	3209.0	0.678	29.0
4	1158.9	781.9	5154.6	0.680	38.6
5	781.9	614.0	6578.0	0.681	44.8

GMWCM= 0.241776E+06

GSM= 0.228957E+06

GRH= 0.473780E+05

GEC= 0.463720E+05

100 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: COMBUSTOLEO

DATOS DE ENTRADA:

WAC= 18.41 WGAS= 0.00 WAR=260.03 XGG= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	MUSSELT
1	1707.8	1527.9	2767.0	0.676	26.5
2	1527.9	1368.9	3810.5	0.677	32.2
3	1368.9	1227.4	3846.1	0.677	32.4
4	1227.4	820.4	6191.8	0.679	43.1
5	820.4	634.8	7950.9	0.680	50.1

QWGH= 0.292263E+06 QSH= 0.303027E+06 GRN= 0.616699E+05 QEC= 0.635072E+05

107 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: COMBUSTOLEO

DATOS DE ENTRADA:

WAC= 19.55 WGAS= 0.00 WAR=275.81 XGG= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	NUSSELT
1	1733.9	1552.2	2914.7	0.675	27.4
2	1552.2	1391.7	4011.9	0.677	33.2
3	1391.7	1247.2	4052.0	0.677	33.4
4	1247.2	832.3	6525.3	0.678	44.5
5	832.3	641.6	8391.0	0.680	51.8

QWCM= 0.301688E+06

QSH= 0.326435E+06

QRH= 0.662304E+05

QEC= 0.694081E+05

25 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: GAS NATURAL

DATOS DE ENTRADA:

WAC= 0.00 W GAS= 4.21 WAR= 89.56 XGG= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	NUSSELT
1	1221.8	1104.4	1050.5	0.674	14.8
2	1104.4	991.9	1448.2	0.676	18.0
3	991.9	927.1	1429.2	0.676	17.9
4	927.1	673.8	2255.0	0.677	23.5
5	673.8	561.2	2792.7	0.679	26.7

QWGH= 6.111539E+06

QSH= 0.632261E+05

QRN= 0.138089E+05

QEC= 0.125574E+05

50 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: GAS NATURAL

DATOS DE ENTRADA:

WAC= 0.00 WGAS= 8.32 WAR=152.22 XGG= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	RUSSELT
1	1434.7	1284.6	1672.6	0.670	19.7
2	1284.6	1148.8	2337.7	0.672	23.9
3	1148.8	1046.1	2335.5	0.672	23.9
4	1046.1	725.6	3730.8	0.674	31.7
5	725.6	585.8	4704.6	0.677	36.5

GWGCH= 0.201546E+06

GSH= 0.142412E+06

GRH= 0.297987E+05

GEC= 0.273005E+05

75 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: GAS NATURAL

DATOS DE ENTRADA:

WAC= 0.00 WGAS= 12.63 WAR=215.90 XGG= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	NUSSELT
1	1588.6	1421.1	2300.5	0.669	23.7
2	1421.1	1272.0	3172.8	0.671	28.7
3	1272.0	1146.4	3189.9	0.671	28.8
4	1146.4	776.8	5124.1	0.673	38.4
5	776.8	611.8	6536.4	0.676	44.5

QWGH= 0.255535E+06 QSH= 0.229933E+06 QRH= 0.474727E+05 QEC= 0.463053E+05

100 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: GAS NATURAL

DATOS DE ENTRADA:

MAC= 0.00 MGAS= 15.39 WAR=271.77 XGG= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	NUSSELI
1	1590.7	1514.7	2913.7	0.666	26.7
2	1514.7	1358.7	3881.6	0.670	32.4
3	1358.7	1220.0	3914.5	0.670	32.6
4	1220.0	818.9	6301.7	0.673	43.4
5	818.9	634.7	8090.7	0.675	50.5

QWGH= 0.297774E+06 QSH= 0.311534E+06 QRH= 0.634828E+05 QEC= 0.657400E+05

107 PORCIENTO DE CARGA

COMBUSTIBLE: GAS NATURAL

DATOS DE ENTRADA:

WAC= 0.00 W GAS= 16.27 WAR=298.42 XGS= 0.0

RESULTADOS:

SECCION	T. ENTRADA	T. SALIDA	REYNOLDS	PRANDTL	NUSSelt
1	1715.1	1537.7	2970.1	0.668	27.6
2	1537.7	1380.4	4088.0	0.670	33.5
3	1380.4	1238.9	4125.1	0.670	33.6
4	1238.9	830.6	6642.2	0.672	44.8
5	830.6	641.4	8538.7	0.675	52.2

QWGHK= 0.305188E+06 QSN= 0.334930E+06 GRN= 0.680684E+05 QEC= 0.717778E+05

CARGA, %	Temp. salida hogar			Temp. entrada economizador			Temp. salida economizador		
	Medida	Calculada	Error, %	Medida	Calculada	Error, %	Medida	Calculada	Error, %
25	1266.6	1226.1	3.2	670.5	674.1	0.5	512.2	561.3	9.6
50	1505.5	1470.7	2.3	721.1	733.5	1.7	566.6	589.3	4.0
75	1600.0	1611.2	0.7	759.4	781.9	2.9	607.2	614.0	1.1
100	1655.5	1707.8	3.1	786.1	820.4	4.3	631.7	634.8	0.5
107	1661.1	1733.9	4.4	793.8	832.3	4.8	638.7	641.6	0.4

PROMEDIO

2.7

2.8

3.1

TABLA 4.1 LADO DE LOS GASES. Combustible: combustóleo

CARGA, %	Agua				Vapor		\dot{Q}_{agua}	\dot{Q}_{vapor}	Error, %
	Flujo	T	P	H _g	P _{sat}	H _g			
25	65.70	511.6	168.2	1031.6	168.2	2554.2	100034.8	112328.0	12.3
50	131.41	538.3	171.6	1157.9	171.1	2540.0	181621.8	190614.0	4.9
75	197.11	550.0	176.9	1215.1	176.9	2521.1	257425.7	241776.0	6.1
100	262.36	562.8	184.2	1280.2	184.2	2492.2	317980.3	292263.0	8.1
107	282.58	565.5	186.1	1294.1	186.1	2483.3	336044.1	301688.0	10.2

PROMEDIO

8.3

TABLA 4.2 PAREDES DE AGUA. Combustible: combustóleo

CARGA, %	Vapor					Agua al atemperador		
	Flujo	T _e	T _s	P	G _p	H _e	H _s	Flujo
25	63.05	624.7	786.1	166.7	3.80	542.5	3323.1	0.00
50	126.11	626.6	813.9	166.6	3.65	630.4	3400.4	10.09
75	189.17	629.0	813.9	166.5	3.60	692.9	3398.4	15.76
100	252.22	632.2	813.9	166.5	3.56	749.1	3395.8	11.98
107	271.14	633.1	813.9	166.0	3.56	757.7	3395.3	8.20

a)

CARGA, %	u^o	u_{sh}	u^{oo}	Error, %	T _s calc.	Error, %
25	38466.3	62182.1	62182.1	61.6	804.2	12.4
50	85033.4	148220.0	120265.7	41.4	887.9	9.1
75	124170.2	228957.0	186318.3	50.0	902.6	10.9
100	160399.3	303027.0	271319.5	69.1	934.4	14.8
107	171577.4	326435.0	304806.7	77.6	948.9	16.6

PROMEDIO

59.9

12.7

b)

TABLA 4.3 SOBRECALENTADOR. Combustible: combustóleo

CARGA, %	Vapor					Q_{rh}	Q_{rh}	Error, %	T_g calc.	Error, %
	Flujo	T_e	T_g	P	G_p					
25	56.94	530.0	770.0	10.2	2.18	29791.0	13482.9	54.7	638.6	17.1
50	109.26	551.7	813.9	19.0	2.23	63885.0	31212.8	51.1	679.8	16.4
75	166.10	581.7	813.9	28.7	2.30	88707.4	47378.0	46.6	705.7	13.3
100	229.78	613.9	813.9	39.4	2.35	107996.6	61669.9	42.9	728.1	10.5
107	239.61	619.4	813.9	41.4	2.35	109519.7	66230.4	39.5	737.0	9.4

PROMEDIO

46.9

13.3

TABLA 4.4 RECALENTADOR. Combustible: combustóleo

CARGA, %	Agua					U_{ec}	U_{ec}	Error, %	$T_{s, calc.}$	Error, %
	Flujo	T_e	T_s	P	C_p					
25	65.70	453.3	511.6	168.4	4.44	17006.6	12255.8	27.9	495.3	3.2
50	131.41	482.8	538.3	171.9	4.53	33038.4	28671.5	13.2	531.0	1.4
75	197.11	504.2	550.0	177.5	4.68	42249.3	46372.0	9.7	554.5	0.8
100	262.36	522.2	562.8	185.2	4.87	51874.3	63507.2	22.4	571.9	1.6
107	282.58	525.0	565.5	187.2	4.90	56078.0	69488.1	23.8	575.1	1.7

PROMEDIO

19.4

1.7

TABLA 4.5 ECONOMIZADOR. Combustible: combustóleo

CARGA, %	Temp. salida hogar			Temp. entrada economizador			Temp. salida economizador		
	Medida	Calculada	Error, %	Medida	Calculada	Error, %	Medida	Calculada	Error, %
25	1261.1	1221.8	3.1	672.2	673.8	0.2	494.4	561.2	13.5
50	1486.1	1434.9	3.4	720.0	725.6	0.8	546.1	585.8	7.3
75	1577.7	1588.6	0.7	760.5	776.8	2.1	588.3	611.8	3.9
100	1616.6	1690.7	4.6	790.5	818.9	3.6	617.2	634.7	2.8
107	1622.2	1715.1	5.7	797.8	830.6	4.1	625.5	641.4	2.5

PROMEDIO

3.5

2.1

6.0

TABLA 4.6 LADO DE LOS GASES. Combustible: gas natural

CARGA, %	Agua				Vapor		Q_{wvwm}	Q_{wvwm}	Error, %
	Flujo	T	P	H_0	P_{sat}	H_g			
25	63.87	512.2	168.4	1031.6	168.2	2554.2	97248.5	111539.0	14.7
50	127.56	538.3	172.1	1157.9	171.6	2540.0	176300.7	201546.0	14.3
75	191.25	555.5	180.0	1242.6	176.9	2521.1	244513.1	255535.0	4.5
100	254.93	565.5	186.0	1280.2	184.2	2492.2	308975.2	297774.0	3.6
107	274.04	568.3	188.2	1308.4	186.1	2483.3	321969.6	305188.0	5.2

PROMEDIO

8.4

TABLA 4.7 PAREDES DE AGUA. Combustible: gas natural

CARGA, %	Vapor					Agua al atemperador		
	Flujo	T_e	T_s	P	C_p	H_e	H_s	Flujo
25	63.05	624.7	793.9	166.7	3.80	542.5	3345.9	0.00
50	126.11	626.6	813.9	166.6	3.65	630.4	3400.4	18.92
75	189.17	629.0	813.9	166.5	3.60	692.9	3398.4	22.07
100	252.22	632.2	813.9	166.5	3.56	749.1	3395.8	22.07
107	271.14	633.1	813.9	166.0	3.56	757.7	3395.3	18.92

a)

CARGA, %	Q^o	Q_{sh}	Q^{oo}	Error, %	T_s calc.	Error, %
25	40538.6	63226.1	63226.1	55.9	888.6	11.9
50	86214.5	142412.0	90003.6	4.4	822.1	1.0
75	125919.1	229933.0	170222.6	35.2	878.9	7.9
100	163149.0	311534.0	253121.3	55.1	914.1	12.3
107	174518.7	334930.0	285026.6	63.3	928.4	14.1

PROMEDIO

42.8

9.4

b)

TABLA 4.8 SOBRECALENTADOR. Combustible: gas natural

CARGA, %	Vapor					U_{rh}	U_{rh}	Error, %	T_g calc.	E, %
	Flujo	T_g	T_g	P	C_p					
25	56.94	529.4	778.9	10.1	2.18	30970.2	13808.8	55.4	640.6	17.7
50	109.26	551.7	813.9	18.9	2.23	63884.9	29798.7	53.3	674.0	17.2
75	166.10	581.7	813.9	28.5	2.30	88707.4	47472.7	46.5	706.0	13.2
100	229.78	612.8	813.9	39.2	2.35	108590.6	63482.8	41.5	730.4	10.2
107	239.61	618.9	813.9	41.0	2.35	109801.3	68068.4	38.0	739.8	9.1

PROMEDIO

46.9

13.5

TABLA 4.9 RECALENTADOR. Combustible: gas natural

CARGA, %	AGUA					Q_{ac}	Q_{eo}	Error, %	$T_{calc.}$	$Z, %$
	Flujo	T_e	T_a	P	C_p					
25	63.87	453.3	512.2	168.4	4.44	16703.0	12557.4	24.8	497.6	2.8
50	127.56	482.8	538.3	171.9	4.53	32070.5	27300.5	14.9	530.0	1.5
75	191.25	503.9	555.5	177.5	4.68	46184.6	46305.3	0.3	555.6	0.0
100	254.93	521.7	565.5	185.2	4.87	54378.1	65740.0	20.9	574.6	1.6
107	274.04	524.4	568.3	187.2	4.90	58948.7	71777.8	21.7	577.8	1.7

PROMEDIO

16.5

1.5

TABLA 4.10 ECONOMIZADOR. Combustible: gas natural

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se ha desarrollado un modelo matemático simple, en estado estacionario, con el fin de predecir las temperaturas y velocidades de transferencia de calor del lado de los gases en un generador de vapor.

El modelo se probó para 5 regímenes de carga diferentes que van desde 25 % hasta 107 %, y dos combustibles: combustóleo y gas natural.

Intuitivamente se trató de limitar a un máximo de 10 % los errores relativos en las predicciones, cosa que solamente pudo cumplirse en la sección de radiación en la que se tuvo un error promedio máximo de 8.4 % (tabla 4.7). En la sección de convección se obtuvieron errores sumamente altos, especialmente en el sobrecalentador (tabla 4.3 b) y recalentador (tabla 4.9) en los que el error promedio máximo alcanzó valores de 59.9 % y 46.9 %, respectivamente, cuando se compararon las velocidades de transferencia de calor predichas y aquellas "teóricas" determinadas a partir de datos de operación.

Es importante hacer notar que cuando se efectuaron balances de calor empleando las velocidades de transferencia de calor predichas para determinar la temperatura de salida del fluido que va dentro de la tubería de los intercambiadores, los errores promedio correspondientes a los dos máximos arriba mencionados (59.9 % y 46.9 %) resultaron ser de 12.7 % y 13.5 % respectivamente. Esto muestra dos cosas: que hay sobre-simplificación en la parte de convección, y que existen problemas de sensibilidad en el modelo correspondiente.

En consecuencia, aquellas personas interesadas en llevar a cabo un estudio más profundo del problema que se ha planteado es conveniente que tomen en cuenta las siguientes recomendaciones:



1) Analizar el efecto de la geometría del sobrecalentador y recalentador en los resultados, tanto sobre ellos mismos como sobre el modelo matemático global.

2) Empleo de nuevas correlaciones entre los números adimensionales de transporte para la determinación del coeficiente convectivo de la transferencia de calor.

3) Incluir el efecto de la radiación no luminosa dentro de los bancos de tubos de los intercambiadores.

4) Tomar en cuenta la cinética de las reacciones de combustión, la reactividad del nitrógeno y las reacciones de disociación de los productos. Cuando estos factores se desprecian, por lo general las temperaturas adiabáticas de flama que se obtienen son superiores a las "reales".

5) Efectuar los cambios necesarios en el modelo para que éste sea dinámico, empleando criterios como el de parámetros integrados o el de parámetros distribuidos y haciendo énfasis en la inercia térmica de la masa metálica de la tubería de los intercambiadores.

VI. BIBLIOGRAFIA

1. Instituto de Investigaciones Eléctricas
Informe Anual 1979
Abril de 1980
2. Usoro, P.B.
Modelling and simulation of a drum boiler-turbine power plant under
emergency state control
M.Sc. Thesis
M.I.T., 1977
3. Masada, G.
Modelling and control of power plant boiler-turbine-generator sys-
tems
Ph.D. Thesis
M.I.T., 1979
4. Aguilera P., Ortiz H.
Descripción de sistemas de la planta termoeléctrica de Tula
Vol. I, II
Comisión Federal de Electricidad
5. Coordinadora Ejecutiva del Proyecto Eléctrico Completo Salamanca
(PECS)
Instructivo para generadores de vapor Combustion Engineering (Can-
adá) para unidades de 300 Mw
Comisión Federal de Electricidad
6. Gilchrist, J.D.

Hornos

Ed. Alhambra, 1969

7. McAdams, W.

Heat transmission

Ed. McGraw-Hill, 1954

8. Taylor, P.B. y Foster, P.J.

The total emissivities of luminous and non-luminous flames

International Journal of Heat and Mass Transfer

Vol. 17, p. 1591-1605

Pergamon Press, 1974

9. Central Electricity Generating Board

Modern power station practice

Vol. II

Pergamon Press, 1971

10. Rohsenow y Hartnett

Handbook of heat transfer

Ed. McGraw-Hill, 1973

11. Zanzjevic, K.

Handbook of thermodynamic tables and charts

Hemisphere Publishing Co., 1976

12. Reid y Sherwood

The properties of gases and liquids

Ed. McGraw-Hill, 1966

13. Smith, M.Y.

Data for calculating adiabatic flame temperatures

Journal of the Institute of Fuel

June 1969, p. 248-250

14. Keenan y Keyes

Steam tables

Ed. John wiley and sons, 1969

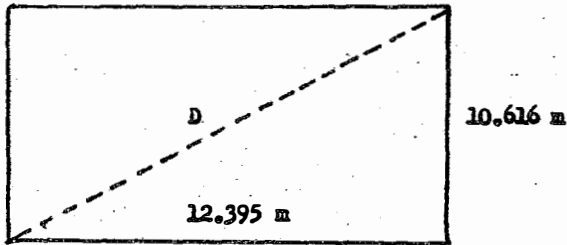
15. Himmelblau

Basic principles and calculations of chemical engineering

Ed. Prentice-Hall, 1967 .

APENDICE

A.1 DETERMINACION DE LA CONSTANTE K_{xgg}



aplicando el teorema de Pitágoras:

$$D = ((10.616)^2 + (12.395)^2)^{0.5}$$

$$D = 16.320 \text{ m}$$

$$K_{xwgs} = \sum_{i=1}^8 E_i / 8 = 11.864 \text{ m}$$

E_i es la elevación del nivel i de quemadores con respecto al techo del hogar de la caldera. Aquí se anotan esas elevaciones:

NIVEL	ELEVACION, m
1	17.831
2	16.154
3	14.508
4	12.862
5	11.033
6	9.571
7	7.284
8	5.670

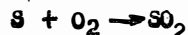
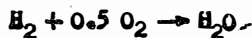
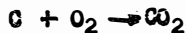
$$K_{xgg} = D / 4K_{xwgs} = 16.320 / (4 \times 11.864) = 0.343$$

A.2 ALGUNOS CALCULOS SOBRE COMBUSTION

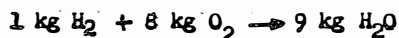
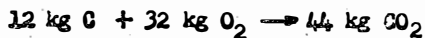
1. COMBUSTOLEO

1.1 Aire teórico de combustión

Reacciones en base molar:



Reacciones en base peso:



Oxígeno necesario tomando como base 1 kg de combustóleo:

$$\text{Para C} \quad 0.853 \times 32/12 = 2.2747 \text{ kg}$$

$$\text{Para H}_2 \quad 0.103 \times 8/1 = 0.8240$$

$$\text{Para S} \quad 0.039 \times 32/32 = 0.0390$$

$$\text{TOTAL} \quad 3.1377 \text{ kg}$$

El aire contiene 23.3 % en peso de oxígeno, aproximadamente; en consecuencia el aire teórico de combustión (KATAC) será:

$$\text{KATAC} = 3.1377/0.233$$

$$\text{KATAC} = 13.4665 \text{ kg aire/kg de combustóleo}$$

1.2 Agua producida

$$\frac{0.103 \text{ kg H}_2}{1 \text{ kg aceite}} \times \frac{9 \text{ kg H}_2O}{1 \text{ kg H}_2} = 0.927 \text{ kg H}_2O/\text{kg aceite}$$

1.3 Poder calorífico neto (KHAC)

El poder calorífico superior (PCS) del combustible debe corregirse - cuando se emplee en los cálculos debido a que el agua formada durante la combustión consume energía como calor latente y sensible.

$$\text{KHAC} = \text{PCS} - K \cdot (\text{Agua de combustión})$$

$$\text{PCS} = 18450 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{Agua de combustión} = 0.927 \text{ kg H}_2\text{O/kg aceite} = 0.927 \text{ lb H}_2\text{O/lb aceite}$$

De (15):

$$K = 1020 \text{ BTU}/(\text{lb H}_2\text{O/lb de combustible})$$

Entonces,

$$\text{KHAC} = 18450 - 1020 \times 0.927$$

$$\text{KHAC} = 17504.46 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{KHAC} = 4.06305 \times 10^7 \text{ Joules/kg}$$

1.4 Producción molar de los componentes de gases de combustión

Kgmol de CO_2 producidos por la combustión de 1 kg de combustible:

$$\text{KMGAC} = (0.853/12) \times 1$$

$$\text{KMGAC} = 0.07108331$$

Kgmol de H_2O producidos por la combustión de 1 kg de combustible:

$$\text{KMHAC} = (0.103/2) \times 1$$

$$\text{KMHAC} = 0.0515$$

Kgmol de SO_2 producidos por la combustión de 1 kg de combustible:

$$\text{KMSOAC} = (0.039/32) \times 1$$

$$\text{KMSOAC} = 0.00121875$$

1.5 Contribución del aire a la composición de los gases

Base: 1 kg de aire

Kgmol de O_2 introducidos por 1 kg de aire:

$$KMOAR = 0.233/32$$

$$KMOAR = 0.00728125$$

Kgmol de N_2 introducidos por 1 kg de aire:

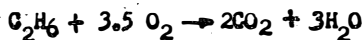
$$KMNAR = 0.767/28$$

$$KMNAR = 0.02739286$$

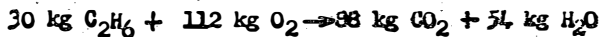
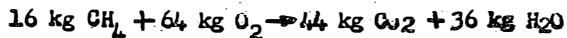
2. GAS NATURAL

2.1 Aire teórico de combustión (KATGAS)

Reacciones en base molar:



Reacciones en base peso:



Suponiendo que el gas natural se comporta como ideal, calcularemos su peso molecular promedio:

$$PM = 0.9197(16) + 0.0712(30) + 0.0091(44) = 17.2516 \text{ kg/kgmol}$$

Oxígeno necesario tomando como base 1 mol de gas natural:

$$\text{Para } CH_4 \quad 0.9197 \times 2 = 1.8394 \text{ kgmol}$$

$$\text{Para } C_2H_6 \quad 0.0712 \times 3.5 = 0.2492$$

$$\text{Para } C_3H_8 \quad 0.0091 \times 5 = \underline{0.0455}$$

$$\text{TOTAL} \quad 2.1341 \text{ kgmol}$$

$$\text{Peso } O_2 = 2.1341 \times 32 = 68.2912 \text{ kg } O_2/\text{kgmol de gas natural}$$

Dividiendo entre PM para tener O_2 en base peso

$$\text{Peso } O_2 = 68.2912/17.2516 = 3.9585429 \text{ kg } O_2/\text{kg gas natural}$$

El aire teórico es entonces

$$K_{AIGAS} = 3.9585429/0.233$$

$$K_{AIGAS} = 16.989454 \text{ kg aire/kg de gas natural}$$

2.2 Agua producida

Producción por componente:

$$CH_4 \quad 0.9197 \times 2 = 1.8394 \text{ kmol}$$

$$C_2H_6 \quad 0.0712 \times 3 = 0.2136$$

$$C_3H_8 \quad 0.0091 \times 4 = \underline{0.0364}$$

$$\text{TOTAL} \quad 2.0894 \text{ kmol}$$

$$\text{Agua de combustión} = 2.0894 \times 18/17.2516$$

$$\text{Agua de combustión} = 2.1800412 \text{ kg/kg de gas natural}$$

2.3 Poder calorífico neto (KHCAS)

$$PCS = 1054 \text{ BTU/ft}^3 = 23936 \text{ BTU/lb}$$

$$KHCAS = 23936 - 1020 \times 2.1800412$$

$$KHCAS = 21712.406 \text{ BTU/lb}$$

$$KHCAS = 5.04597 \times 10^7 \text{ Joules/kg}$$

2.4 Producción molar de componentes de gases de combustión

Kmol de CO_2 producidos por cada kg de gas natural quemado:

$$K_{MCGAS} = (0.9197 + 0.0712 \times 2 + 0.0091 \times 3)/17.2516$$

$$K_{MCGAS} = 0.0631477$$

Kmol de H_2O producidos por cada kg de gas natural quemado

$$K_{MHGAS} = 2.1800412/18$$

$$K_{MHGAS} = 0.1211134$$

A.3 NOMECLATURA EMPLEADA EN EL MODELO

A	área de termotransferencia del intercambiador de calor
a	ancho interior de la caldera
a_g	constante de la expresión $Cp_g = a_g + b_g T + c_g T^2$
a_i	constante de la expresión $Cp_i = a_i + b_i T + c_i T^2$
A_L	área libre mínima de paso de los gases
A_{oc}	área transversal ocupada por la tubería
A_{sh2}	área de termotransferencia del segundo sobrecalentador
A_{ww}	área de termotransferencia de las paredes de agua
b_g	constante de la expresión $Cp_g = a_g + b_g T + c_g T^2$
b_i	constante de la expresión $Cp_i = a_i + b_i T + c_i T^2$
B_1	denominación de la expresión $w_g Cp_g T_2$
B_2	denominación de la expresión $A(T_m - 0.5T_2)$
B_3	denominación de la expresión $w_g Cp_g$
B_4	denominación del producto 0.5A
b_{1n}	constante de la ecuación de Taylor-Foster(ec. 3.31)
b_{2n}	constante de la ecuación de Taylor-Foster(ec. 3.31)
c	fracción de área de sumido(ec. 3.30)
c_g	constante de la expresión $Cp_g = a_g + b_g T + c_g T^2$
c_i	constante de la expresión $Cp_i = a_i + b_i T + c_i T^2$
Cp	capacidad calorífica media del fluido que circula dentro del intercambiador
Cp_g	capacidad calorífica de los gases de combustión
Cp_i	capacidad calorífica del componente i
D	diagonal de la caldera (radiación)
D	diámetro externo de los tubos (convección)

e_g	emisividad de los gases de combustión
e_m	emisividad total de los tubos de la pared de agua y segundo sobrecalentador
e_n	emisividad normal de los tubos
e_t	emisividad del sistema gas-intercambiador
h	coeficiente convectivo de transmisión de calor
H_e	entalpia de entrada del fluido que circula dentro del intercambiador
H_s	entalpia de salida del fluido que circula dentro del intercambiador
i	especie gaseosa pura (CO_2, H_2O, M_2 u O_2)
KATAC	aire teórico de combustión del combustóleo
KATGAS	aire teórico de combustión del gas natural
KFC	factor de corrección por la geometría del banco de tubos
k_g	conductividad térmica de los gases de combustión
K_{gn}	constante de la ecuación de Taylor-Foster (ec. 3.31)
K_{nac}	poder calorífico neto del combustóleo
K_{ngas}	poder calorífico neto del gas natural
KBCAC	moles de CO_2 producidas por la combustión de una unidad de masa de combustóleo
KBCGAS	moles de CO_2 producidas por la combustión de una unidad de masa de gas natural
KMHAC	moles de H_2O producidas por la combustión de una unidad de masa de combustóleo
KMHAB	moles de H_2O por unidad de masa de aire
KMHCAS	moles de H_2O producidas por la combustión de una unidad de masa de gas natural

KMHVAP	moles de CO_2 por unidad de masa de vapor de atomización
KMNAR	moles de N_2 por unidad de masa de aire
KMOAR	moles de O_2 por unidad de masa de aire
K_{sac}	capacidad calorífica del combustible
K_{sar}	capacidad calorífica del aire
K_{vi1}	denominación de la expresión $6.00873 \times 10^{-4} \sqrt{M_1} / G_1^2$
K_{vi2}	denominación de la expresión siguiente: $-(\sqrt{M_1} / G_1^2)(1.86029 \times 10^{-3} - 6.00873 \times 10^{-4} \ln (\epsilon_0 / K_1))$
K_{xgg}	denominación de la expresión $(D \text{ tg } X_{\text{gg}}) / (4K_{\text{xwwe}})$
K_{xwwe}	longitud efectiva del hogar
L	longitud media del recorrido de los rayos luminosos dentro de la cámara de combustión
l	longitud interna de la caldera
l_t	longitud de cada tubo
M_{CO_2}	moles de CO_2
$M_{\text{H}_2\text{O}}$	moles de H_2O
M_i	moles del componente i (radiación)
M_i	peso molecular del componente i (convección)
M_{N_2}	moles de N_2
M_{O_2}	moles de O_2
M_t	número total de moles
n	número de tubos del intercambiador
Nu	número de Nusselt
P_c	presión parcial del CO_2 en el hogar
Pr	número de Prandtl
Pr_i	número de Prandtl del componente i
P_w	presión parcial del H_2O en el hogar

q	flujo de calor(predicho)
q_{acs}	calor sensible del combustóleo
q_{ar}	calor sensible del aire
q_c	calor generado por la combustión
q_g	contenido de calor en los gases de combustión
q_{gass}	calor sensible del gas natural
q_{pg}	calor perdido por los gases de combustión
q_s	calor sensible de los fluidos que entran al hogar
q_{sh2r}	calor ganado a los gases por el segundo sobrecalentador
q_{vap}	calor sensible del vapor de atomización
q_{wgm}	calor ganado a los gases por las paredes de agua
q'	flujo de calor(teórico)
q''	calor efectivo cedido al vapor(calculado o predicho)
Re	número de Reynolds
T	temperatura absoluta
T_{ac}	temperatura del combustóleo
T_{ar}	temperatura del aire
T_{capa}	temperatura media de la capa límite
T_e	temperatura de entrada del fluido al intercambiador(medida)
T_f	temperatura adiabática de flama
T_m	temperatura media de la pared exterior de los tubos
T_s	temperatura de salida del fluido del intercambiador(medida)
T_{sc}	temperatura de salida del fluido del intercambiador(predicha)
T_{sh2}	temperatura absoluta media del segundo sobrecalentador
T_{wge}	temperatura absoluta media de los gases dentro del hogar
T_{wgo}	temperatura absoluta media de los gases a la salida del hogar
T_{wm}	temperatura absoluta media de la pared de agua

T_0	temperatura ambiente
T_1	temperatura de salida de los gases del intercambiador
T_2	temperatura de entrada de los gases al intercambiador
T_3	temperatura media de los gases dentro del banco de tubos
T^*	denominación de la expresión $T/(C/K)_i$
u_g	viscosidad de los gases de combustión
U_{ps}	denominación de la expresión $(1/U_{xgg})A_{sh2} \sigma_{et}$
U_{wgm}	denominación del producto $U_{xgg} A_{ww} \sigma_{et}$
U_{xgg}	factor de corrección por la inclinación de los quemadores
V	volumen interno del hogar
v_g	velocidad de los gases de combustión
W	flujo del fluido que circula dentro del intercambiador
W_{ac}	flujo de combustóleo
W_{ar}	flujo de aire de combustión
W_{arext}	flujo de aire en exceso
W_g	flujo de gases de combustión
W_{gas}	flujo de gas natural
W_{vap}	flujo de vapor de atomización
X_{EG}	ángulo de inclinación de los quemadores
Y_i	fracción mol del componente i
Z_1	denominación de la suma $U_{ps} + U_{wgm}$
Z_2	denominación del producto $2W_g C_p T_f$
Z_3	denominación de la siguiente expresión: $U_{wgm} T_{wm}^4 + U_{ps} T_{sh2}^4 + 2W_g C_p T_f$
ΔL	altura entre el nivel de quemadores y el vértice de las flamas
Ω_{vi}	factor de corrección por colisión molecular
ρ	resistividad eléctrica

- ρ_g densidad de los gases
- ρ_0 resistividad eléctrica evaluada a 273 °K
- σ constante de Stefan-Boltzman
- d_i diámetro equivalente de la molécula de la especie i

ADENDA

NOMECLATURA NO INCLUIDA EN EL APARTADO ANTERIOR

- P presión
- q_{ec} flujo de calor al economizador (predicho)
- q_{rh} flujo de calor al recalentador (predicho)
- q_{sh} flujo ~~total de~~ calor de sobrecalentamiento (predicho)
- q_{wsgn} flujo de calor a las paredes de agua (predicho)
- q'_{ec} flujo de calor al economizador (teórico)
- q'_{rh} flujo de calor al recalentador (teórico)
- q'_{wsgn} flujo de calor a las paredes de agua (teórico)