



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

"Diseño Térmico de un Generador de Vapor por Recuperación de
Calor (HRSG) para el Proyecto de Ciclos Combinados de dos
Centrales Térmicas de la Ciudad de Guayaquil"

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Proyecto de Graduación

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Marlon Ludgardo Fuentes Castillo

GUAYAQUIL- ECUADOR

Año: 2015

AGRADECIMIENTO

A Dios y a mi familia.

Al Ing. Vicente Adum

Gilbert por su apoyo en

el desarrollo de este

trabajo y de mi carrera

profesional.

DEDICATORIA

A MIS AMADOS

PADRES

A MI AMADA

HERMANA

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Dr. Guillermo Soriano I., Ph.D.
PRESIDENTE

Ing. Vicente Adum G.
DIRECTOR DEL TFG

Ing. Jorge Duque R.
DECANO DE LA FIMCP
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en el presente Trabajo Final de Graduación me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Marlon Ludgardo Fuentes Castillo

RESUMEN

Mediante la implementación de un ciclo combinado se busca disminuir el consumo de combustible de dos centrales térmicas ubicadas en la ciudad de Guayaquil. Para esto se pretende utilizar la energía de los productos de combustión de una turbina a gas tipo aeroderivativa de 42 MW y de una turbina a gas tipo industrial de 32 MW pertenecientes a la Central Térmica 1, con el fin de generar el vapor necesario para alimentar a la turbina a vapor de 33 MW de la Central Térmica 2.

Un estudio de ingeniería termodinámica conceptual y básica demostró que mediante la implementación de dos Generadores de Vapor por Recuperación de Calor o HRSG, por sus siglas en inglés, sí es posible técnicamente implementar un ciclo combinado para estas centrales térmicas. Además en ese estudio se estableció los puntos de operación bajo los cuales debe operar el HRSG #1 (asociado a la turbina aeroderivativa) y el HRSG #2 (asociado a la turbina industrial).

Un HRSG es un ducto de sección rectangular por donde pasa el flujo de gases de combustión de una turbina a gas. En su interior alberga un conjunto de intercambiadores de calor, que se divide en tres equipos: el supercalentador, el evaporador y el economizador, con los cuales se logra generar el flujo másico y el estado termodinámico del vapor demandado.

En el presente proyecto de graduación se desarrolló programas de diseño para cada uno de los intercambiadores de calor de un HRSG y se utilizó estos programas para obtener un diseño del HRSG #2 que sea térmicamente eficiente, el cual cumple con los puntos de operación del estudio de ingeniería termodinámica conceptual y básica mencionado.

Debido a que tanto en el supercalentador como en el economizador no se maneja cambios de fase, se desarrolló un programa que permite diseñar el supercalentador y el economizador, mientras que para el evaporador se desarrolló un programa aparte que considera los efectos causados por la ebullición en el interior de los tubos. Cada programa de diseño se elaboró con una estructura lógica que solo recibe como información de entrada los parámetros de operación del equipo y la geometría que se proponga para el diseño. Esto significa que internamente cada programa realiza las iteraciones necesarias para alcanzar un diseño eficiente.

Por medio de los programas de diseño se analizó el efecto de modificar la geometría de las aletas tipo aserradas en el coeficiente externo de transferencia de calor, también se analizó cómo influye el coeficiente interno de transferencia de calor en la selección del número apropiado de aletas por pulgada para los tubos de los intercambiadores de calor de un HRSG.

ÍNDICE GENERAL

	Pág
RESUMEN.....	ii
ÍNDICE GENERAL.....	iv
ABREVIATURAS.....	viii
SIMBOLOGÍA.....	x
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xv
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. DESCRIPCIÓN DEL ESTADO ACTUAL.....	3
1.1 Central Térmica 1.....	3
1.2 Central Térmica 2.....	8
1.3 Descripción de la Central de Ciclos Combinados Propuesta.....	13
1.4 Análisis Termodinámico de la Planta de ciclos Combinados Propuesta.....	14
1.5 Funcionamiento del HRSG#2.....	16
CAPÍTULO 2	
2. GENERALIDADES DE LOS HRSG.....	20
2.1 Descripción de los HRSGs.....	20

2.2 Partes de un HRSG.....	23
2.3 Construcción e Instalación de un HRSG.....	33
2.4 Control de Emisiones en los HRSGs.....	37
2.5 Corrosión en los HRSGs.....	41

CAPÍTULO 3

3. TERMODINÁMICA DE LOS HRSGs.....	45
3.1 Rango de Fijación del Evaporador y Aproximación del Economizador	45
3.2 Balance de Energía en los HRSGS.....	47
3.3 Propiedades Termodinámicas de los Productos de Combustión.....	53
3.4 Balance de Energía en el Domo Principal de Vapor.....	56

CAPÍTULO 4

4. TRANSFERENCIA DE CALOR EN HRSGs.....	60
4.1 Fundamentos de Transferencia de Calor.....	61
4.1.1 Transferencia de Calor en Superficies Extendidas.....	61
4.1.2 Convección en Flujo Interno sin Cambio de Fase.....	66
4.1.3 Proceso de Ebullición por Transferencia de Calor a Fluidos Saturados en Flujo Interno.....	79
4.1.4 Intercambiadores de Calor.....	79
4.2 Transferencia de Calor en el Supercalentador y el Economizador.....	85

4.3 Transferencia de Calor en el Evaporador.....	90
--	----

CAPÍTULO 5

5. CAÍDA DE PRESIÓN EN HRSGs.....	95
-----------------------------------	----

5.1 Caída de Presión en el Exterior de los Tubos del Supercalentador, Evaporador y Economizador.....	95
---	----

5.2 Caída de Presión en el Interior de los Tubos del Supercalentador y el Economizador.....	97
--	----

5.3 Caídas de Presión por Circulación de Vapor en el Evaporador.....	103
--	-----

CAPÍTULO 6

6. IMPLEMENTACIÓN DE SOFTWARE PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE LOS COMPONENTES INTERNOS DEL HRSG #2.....	114
--	-----

6.1 Descripción General del Programa EES.....	115
---	-----

6.2 Programa para Determinar las Propiedades de los Gases.....	117
--	-----

6.3 Programa de Diseño del Supercalentador y del Economizador.....	119
--	-----

6.4 Programa de Diseño del Evaporador.....	130
--	-----

CAPÍTULO 7

7. RESULTADOS.....	139
--------------------	-----

7.1 Dimensiones de los Componentes Internos del HRSG #2.....	139
--	-----

7.2 Coeficientes de Transferencia de los Calor.....	145
---	-----

7.3 Distribución de Temperaturas a lo Largo de los Tubos del HRSG.....	150
7.4 Distribución de la Calidad del Vapor a lo Largo de los Tubos del Evaporador.....	156
7.5 Caídas de Presión.....	157

CAPÍTULO 8

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	160
8.1 Conclusiones.....	160
8.2 Recomendaciones.....	161

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

HRSG	Generador de Vapor por Recuperación de Calor.
HPH	Calentador de Presión Alta.
IPH	Calentador de Presión Intermedia.
LPH	Calentador de Presión Baja.
DP	Bomba de Drenaje.
CP	Bomba de Condensado.
BFP	Bomba de Alimentación de la Caldera.
ABFP	Bomba Auxiliar de Alimentación.
SCR	Sistema de Reducción Catalítica.
ESCOA	Corporación de Superficies Extendidas de América.
EES	Engineering Equations Solver.
WCP	Potencia de la bomba de condensado.
WBFP	Potencia de la bomba de alimentación de la caldera.
EA	Exceso de aire.
VC	Volumen de control.
O2	Oxígeno.
CO2	Dióxido de Carbono
H2O	Agua.
CO	Monóxido de Carbono.
NOX	Óxidos Nitrosos.
SOX	Óxidos de Azufre.
NH3	Amoniaco.
Cr	Cromo.
Mo	Molibdeno.
V	Vanadio.
Si	Silicio.
Ni	Níquel.
T	Titanio.
Hz	Hertz .
W	Watt.
kW	Kilowatt.
MW	Megawatt.
V	Voltio.
kVA	Kilovoltiamperio.
mm	Milímetro.
in	Pulgada.

ft	Pie.
m	Metro.
kg	Kilogramo.
lbm	Libra masa.
kPa	Kilopascal.
mmH ₂ O	Milímetros de columna de agua.
inWC	Pulgadas de columna de agua.
°C	Grado Centígrado.
°F	Grado Fahrenheit.
K	Kelvin.
s	Segundo.
h	Hora.
RPM	Revoluciones por minuto.
Tph	Toneladas por hora.
ppm	Partes por millón.
ppmv	Partes por millón por volumen.

SIMBOLOGÍA

T_g	Temperatura de los gases.
P_g	Presión de los gases.
T_s	Temperatura del vapor.
P_s	Presión del vapor.
T_{st}	Temperatura de saturación.
P_{st}	Presión de saturación.
T_{fw}	Temperatura del agua de alimentación del evaporador.
P_{fw}	Presión del agua de alimentación del evaporador.
T_w	Temperatura del agua.
P_w	Presión del agua.
Δ_{Pinch}	Rango de fijación del evaporador.
$\Delta_{Approach}$	Aproximación del economizador.
\dot{m}_g	Flujo másico de los gases.
\dot{m}_s	Flujo másico del vapor.
\dot{m}_{st}	Flujo másico del vapor saturado.
\dot{m}_{bd}	Flujo másico del blowdown.
\dot{m}_{dw}	Flujo másico del agua que desciende por cada downcomer.
\dot{m}_{riser}	Flujo másico de vapor que asciende por cada riser.
\dot{m}_{total}	Flujo másico total que asciende por los risers.
G	Velocidad másica.
h_c	Coefficiente de convección de los gases.
h_i	Coefficiente de convección interno sin cambio de fase
h_{mac}	Coefficiente de convección macroconvectiva.
h_{mic}	Coefficiente de convección microconvectiva.
h_{TF}	Coefficiente de convección de flujo bifásico.
U_o	Coefficiente global de transferencia de calor.
F_o	Ratio entre el Reynolds bifásico y el Reynolds líquido
S	Factor de supresión.
nf	Densidad de aletas o número de aletas por pulgada.
hf	Altura de aletas.
A_{net}	Área neta.

A_o	Área por unidad de longitud de la sección ocupada.
A_d	Área libre.
A_T	Área unitaria total.
A_i	Área unitaria interna.
A_W	Área unitaria media de la pared.
ff_i	Factor de impureza interno.
ff_o	Factor de impureza externo.
η_f	Eficiencia superficial global.
ΔT_{LM}	Diferencia de temperaturas logarítmica
ΔP	Caída de presión.
T_j	Temperatura del vapor en el volumen de control j.
T_{bj}	Temperatura del tubo en el volumen de control j.
T_{fj}	Temperatura de la aleta en el volumen de control j.
i_j	Entalpía del fluido a la entrada del volumen de control j.
q_j	Flujo de calor hacia el volumen de control j.
A	Área de transferencia de calor.
N_w	Número de columnas.
N_r	Números de filas.
NT	Número de tubos de la sección de transferencia de calor.
t_f	Espesor de aletas.
\varnothing_f	Diámetro externo de la aleta.
\varnothing_o	Diámetro externo del tubo.
\varnothing_i	Diámetro interno del tubo.
\varnothing_{dw}	Diámetro de los downcomers.
\varnothing_{riser}	Diámetro de los risers.
f	Factor de fricción de las tuberías.
d_1	Diámetro menor de una expansión brusca.
d_2	Diámetro mayor de una expansión brusca.
g	Gravedad.
\bar{T}_g	Temperatura promedio del gas.
\bar{T}_{fin}	Temperatura promedio de la punta de la aleta.
T_b	Temperatura de la pared del tubo.
\overline{CR}	Ratio de circulación global o total.
CR	Ratio de circulación de un circuito de vapor.

ALTO	Altura de la sección interna del ducto del HRSG.
ANCHO	Ancho de la sección interna del ducto del HRSG.
F	Factor de fricción.
Pr	Número de Prandtl.
L	Longitud.
Re	Número de Reynolds.
X _{tt}	Número de Martinelli.
x	Calidad del vapor.
x _j	Calidad del vapor a la entrada del volumen de control j.
σ	Tensión superficial.
Λ	Calor latente de vaporización.
J	Coefficiente de Colburn.
C _p	Calor específico.
h	Entalpía.
ρ	Densidad.
μ	Viscosidad Dinámica.
C _x H _y	Composición química del combustible.
N	Números de moles de cada producto de combustión.
N _t	Número total de moles de productos de combustión.
X	Fracción molar de cada producto de combustión.
MW	Masa molar de cada producto de combustión.
MW _{mix}	Masa molar de la mezcla.
Y	Concentración de cada producto de combustión.
\dot{V}	Flujo volumétrico.
V	Velocidad.
v	Volumen específico.

ÍNDICE DE FIGURAS

		Pág.
Figura 1.1	Unidad Generadora #1	4
Figura 1.2	Unidad Generadora #2.....	6
Figura 2.1	HRSG Horizontal.....	20
Figura 2.2	Esquema Básico de Un HRSG.....	22
Figura 2.3	Esquema del Funcionamiento de una Compuerta Derivadora.....	23
Figura 2.4	Junta de Expansión.....	24
Figura 2.5	Velocidad de los Gases a la Salida del Ducto de Entrada, con y sin Grilla de Distribución.....	26
Figura 2.6	Aislamiento Térmico Tipo Sándwich.....	27
Figura 2.7	Esquema de un Quemador de Ducto.....	28
Figura 2.8	Esquema de una Sección de Transferencia de Calor de un HRSG.....	30
Figura 2.9	Esquema del Evaporador de un HRSG.....	31
Figura 2.10	Componentes del Domo de Vapor.....	32
Figura 2.11	Instalación de una Sección Tipo Arpa.....	36
Figura 2.12	Secciones Tipo O.....	37
Figura 2.13	Corrosión por Filtración de Agua en la Carcasa del HRSG...	43
Figura 3.1	Perfil de Temperaturas para un HRSG con una Estructura Básica.....	47
Figura 3.2	Esquema Termodinámico de un HRSG con una Estructura Básica.....	48
Figura 3.3	Volumen de Control #1 (Supercalentador + Evaporador).....	50
Figura 3.4	Volumen de Control #2 (Supercalentador).....	51
Figura 3.5	Volumen de Control #3 (Economizador).....	52
Figura 3.6	Esquema Termodinámico del Domo Principal de Vapor.....	57
Figura 4.1	Modelos de Flujo en el Proceso de Ebullición.....	71
Figura 4.2	Transición del Modelo Bubbly Flow a Churn flow.....	73
Figura 4.3	Flujo Anular.....	73
Figura 4.4	Distribución de Temperaturas para un Intercambiador de Calor en Contraflujo.....	83
Figura 4.5	Factor de Corrección para un Intercambiador de Calor de un solo paso, en Flujo Cruzado no Mezclado.....	84
Figura 4.6	Volumen de Control de una Sección Arbitraria del tubo de un Supercalentador o de un Economizador.....	88
Figura 4.7	Volumen de Control de una Sección Arbitraria del Tubo de un Evaporador.....	93
Figura 5.1	Coeficientes de Pérdida a la entrada y salida de los tubos.	102
Figura 5.2	Factor de multiplicación r_3	108

Figura 5.3	Factor de multiplicación r_2	109
Figura 5.4	Factor de multiplicación r_4	110
Figura 5.5	Fracción volumétrica de vapor α	111
Figura 5.6	Factor de Fricción Bifásico para Tubos Aislados r_f	112
Figura 6.1	Diagrama de Flujo del Programa de Diseño del Supercalentador y del Economizador.....	120
Figura 6.2	Diagrama de Flujo del Programa de Diseño del Evaporador.....	132
Figura 7.1	Coefficientes de Transferencia de Calor a lo largo del HRSG #2.....	145
Figura 7.2	Efectos de la Geometría de las Aletas Aserradas en el Coeficiente de Transferencia de Calor del lado del Gas....	146
Figura 7.3	Efectos del Coeficiente Interno de Transferencia de Calor en la Selección del número de Aletas por Pulgada...	149
Figura 7.4	Distribución de Temperaturas a lo largo de los Tubos del Supercalentador 1.....	151
Figura 7.5	Distribución de Temperaturas a lo largo de los Tubos del Supercalentador 2 de Temperatura Intermedia.....	152
Figura 7.6	Distribución de Temperaturas a lo largo de los Tubos del Supercalentador 2 de Temperatura Baja.....	152
Figura 7.7	Distribución de Temperaturas a lo largo de los Tubos del Evaporador.....	154
Figura 7.8	Distribución de temperaturas a lo largo de los tubos del economizador.....	155
Figura 7.9	Distribución de la Calidad del Vapor a lo largo de los tubos de los Circuitos de Vapor.....	156

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Puntos de Operación de los Productos de Combustión que pasan por el HRSG #2.....	18
Tabla 2	Puntos de Operación del Vapor en el HRSG #2.....	18
Tabla 3	Energía Recuperada en el HRSG #2.....	19
Tabla 4	Máxima Temperatura en distintos Aceros.....	34
Tabla 5	Longitud Aletada Recomendada.....	35
Tabla 6	Factor de Fricción, para Tuberías Comerciales, Nuevas, de Acero y en la zona de Total Turbulencia.....	68
Tabla 7	Dimensiones Internas del ducto del HRGS #2.....	139
Tabla 8	Configuración de las Secciones de Transferencias de Calor del HRGS #2.....	140
Tabla 9	Especificaciones del Supercalentador #1 y #2.....	141
Tabla 10	Especificaciones del Economizador.....	142
Tabla 11	Especificaciones del Evaporador (Circuito 1-5).....	143
Tabla 12	Especificaciones del Evaporador (Circuito 6-9).....	144
Tabla 13	Caídas de Presión del lado de los Gases (HRSG #2).....	157
Tabla 14	Caídas de Presión que se producen en el Interior de los Tubos de los Supercalentadores y del Economizador.....	158
Tabla 15	Caídas de Presión por Circulación del Vapor en los Tubos del Evaporador del HRSG #2.....	159

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto de graduación comprende el diseño térmico de un Generador de Vapor por Recuperación de Calor o HRSG, que debe operar según los puntos de operación que estableció previamente un estudio de ingeniería termodinámica conceptual y básica. Si bien este proyecto de graduación pretende ser concienzudo en el diseño de un HRSG particular, también hace hincapié en el proceso de diseño de estos equipos y comprueba criterios de selección de las geometrías y de los materiales que debe manejarse.

Para esto en el capítulo 1 se describe el proyecto de ciclos combinados de dos centrales térmicas ubicadas en la ciudad de Guayaquil, en el cual se expone el funcionamiento del HRSG a diseñar y se muestra los puntos de operación bajo los cuales debe operar este equipo.

En el capítulo 2 se expone de manera general los aspectos más relevantes de un HRSG. Primero se describe las partes principales y se muestra los métodos de construcción e instalación de un HRSG. Además se expone los sistemas que un HRSG utiliza para controlar las emisiones de gases al ambiente. Por último, se describe los problemas de corrosión que tiene un HRSG durante su funcionamiento.

En los capítulos 3,4 y 5 se presenta la teoría que se aplica en el diseño térmico de un HRSG. En el capítulo 3 se muestra como establecer correctamente los puntos de operación de un HRSG a través del análisis termodinámico, el capítulo 4 describe los distintos modelos de transferencia de calor en los componentes internos de un HRSG, mientras que en el capítulo 5 se expone el procedimiento para determinar las caídas de presión en el exterior de los tubos por el paso de los gases, y en el interior de los tubos por el paso del agua, ya sea mientras recibe calor sensible o mientras cambia de fase.

El capítulo 6 se ha estructurado de tal forma que se entienda el proceso de diseño térmico de un HRSG, para esto se muestra las estructuras lógicas de los programas de diseño térmico de los componentes internos de un HRSG.

En el capítulo 7 se presenta los resultados obtenidos al aplicar los programas de diseño en el diseño térmico de un HRSG para la planta de ciclos combinados descrita. Además se muestra los resultados de los análisis realizados para obtener criterios de selección de las geometrías y materiales de las aletas.

Finalmente, en el capítulo 8 se muestra las conclusiones y recomendaciones del presente proyecto de graduación.

CAPÍTULO 1

1. DESCRIPCIÓN DEL ESTADO ACTUAL.

1.1. Central Térmica 1.

La Central Térmica 1 se ubica sobre un área de 62.500 m² al Noroeste de la ciudad de Guayaquil. Dispone de dos turbinas a gas denominadas Unidad Generadora #1 y Unidad Generadora #2. La Unidad Generadora #1 es una turbina aeroderivativa y la Unidad Generadora #2 es una turbina industrial.

Unidad generadora #1.

La Unidad Generadora #1 ha trabajado desde el 8 de diciembre de 1995. En mayo de 1996 se le adicionó un sistema de enfriamiento de aire para mantener la temperatura de ingreso de aire constante, con el objetivo de que su capacidad no se vea afectada por los cambios de temperatura. En el año 2001 la turbina aeroderivativa se mejoró por medio de un "PA Uprate Pack".

A continuación se lista las características más relevantes de la Unidad Generadora #1 [1]:



FIGURA 1.1 UNIDAD GENERADORA #1

Tipo:	Aeroderivativa
Combustible:	Diesel #2
Frecuencia:	60 Hz
Potencia Nominal:	42830 kW
Número de Ejes:	2
Etapas Compresor de Baja:	5
Etapas Compresor de Alta:	14
Etapas Turbina de Alta:	2
Etapas Turbina de Baja:	5
Tipo de Combustor:	Anular

Combustores:	1
Boquillas del Combustor:	30
Tipo de Generador:	Sincrónico
Capacidad del Generador:	60000 kVA
Voltaje:	13800 V
Factor de Potencia:	0.9
Velocidad:	3600 RPM

Productos de combustión de la unidad generadora #1.

La unidad generadora #1 maneja a la salida un flujo y temperatura de los productos de combustión de 131 kg/s y 447 °C (837 °F) respectivamente. Estos valores se utilizaron en el análisis termodinámico del HRSG de la Unidad Generadora #1 [1].

La composición de los productos de combustión, con un exceso de aire de 296.0 % y una temperatura de 403.0°C es la siguiente [1]:

Oxígeno (O₂):	16.07%
Dióxido de Carbono (CO₂):	3.79%
Humedad (H₂O):	7.44%
Monóxido de Carbono (CO):	78.6 ppm
Óxidos Nitrosos (NO_x):	25.4 ppm
Dióxido de Azufre (SO₂):	38.0 ppm

Unidad generadora #2.

A continuación se lista las características más relevantes de la Unidad Generadora #2 [1]:



FIGURA 1.2 UNIDAD GENERADORA #2

Tipo:	Industrial
Combustible:	Diesel #2
Frecuencia:	60 Hz
Potencia Nominal (solo turbina):	38940 kW
Número de ejes:	1
Tipo de generador:	Sincrónico
Capacidad del generador:	48000 kVA
Voltaje:	13800 V
Factor de potencia:	0.85
Velocidad:	3600 RPM

Productos de combustión de la unidad generadora #2.

La unidad generadora #2 maneja a la salida un flujo y temperatura de los productos de combustión de 141 kg/s y 554.4°C (1030°F) respectivamente. Estos valores fueron utilizados para el análisis termodinámico del HRSG de la unidad generadora #2 [1].

La composición de los productos de combustión, con una temperatura de 539°C es la siguiente [1]:

Oxígeno (O₂):	15.00%
Dióxido de Carbono (CO₂):	4.50%
Humedad (H₂O):	No disponible
Monóxido de Carbono (CO):	617.8 ppm
Óxidos Nitrosos (NO_x):	173.8 ppm
Dióxido de Azufre (SO₂):	72.6 ppm

Dada la escasa información se realizó varias suposiciones para estimar las propiedades termodinámicas de los productos de combustión, necesarias para el diseño del HRSG #2.

1.2. Central Térmica 2.

La Central Térmica 2 se localiza al noroeste de la ciudad de Guayaquil, sobre un área de 42000 m². La planta está compuesta por seis unidades de generación de energía: una unidad a vapor de 33 MW de capacidad y cinco unidades a gas.

Descripción general de la unidad a vapor de la central térmica 2 [1].

La unidad a vapor fue construida desde el año 1968 y puesta en operación a fines de 1969. La unidad de vapor trabaja en un ciclo de Rankine regenerativo cuyos componentes principales se detallan a continuación:

1	Caldero
1	Turbina a vapor
1	Generador eléctrico
1	Condensador
2	Bombas de condensado
2	Bombas de agua de alimentación
4	Intercambiadores de calor

Descripción del ciclo termodinámico de la unidad a vapor de la central térmica 2 [1].

El ciclo termodinámico bajo el cual opera la unidad de vapor de la central térmica 2 es un ciclo de Rankine regenerativo. El Anexo A muestra el esquema termodinámico de la unidad de vapor de la central térmica 2.

Parte del vapor producido por la caldera ingresa a la válvula de toma de la turbina (punto #2) y se expande hasta el punto #3, una fracción de vapor de esa etapa se extrae para ser utilizado en el calentador de presión alta #1 (HPH #1), el condensado proveniente del HPH #1 pasa por un proceso de estrangulamiento para llegar al punto #20, que tiene la misma presión que el punto #4.

En la segunda etapa de la turbina, la fracción de vapor que ha quedado luego de la primera extracción se expande del punto #3 al punto #4, en este punto se realiza una segunda extracción de vapor. Parte del vapor extraído de la turbina en el punto #4 junto con el vapor del punto #20 calientan el calentador de alta presión #2 (HPH #2).

En la tercera etapa de la turbina, la fracción de vapor que ha quedado luego de la primera y segunda extracción se expande del punto #4 al punto #5, en este punto se realiza una tercera extracción de vapor para que junto con el vapor del punto #21 y el flujo de vapor proveniente del “Air Heater” calienten el calentador de presión intermedia (IPH). El condensado proveniente del IPH (punto #22) es bombeado por una bomba de drenaje (DP) hacia la línea de condensado (Punto #23).

En la cuarta etapa de la turbina, la fracción de vapor que ha quedado luego de la primera, segunda y tercera extracción se expande del punto #5 al punto #6, en este punto se realiza la última extracción de vapor para que junto con el vapor proveniente del regulador de sello de vapor alimenten el calentador de presión baja (LPH). El condensado obtenido a la salida del LPH, que ha pasado por un proceso de estrangulamiento para llegar al punto #24 y que tiene la misma presión que el punto #7, se reincorpora al agua de alimentación de la caldera con el flujo obtenido debajo del condensador de la planta.

El vapor que es expandido totalmente en la turbina (punto #7), rechaza calor Q_r en el condensador, el cual utiliza agua del estero salado para cumplir con este propósito.

Con el fin de precalentar el agua a la entrada del LHP, deshacerse de los gases no condensables y mantener la presión de vacío en el condensador, se utilizan eyectores que funcionan con vapor de alta presión y temperatura proveniente del punto #25. El flujo proveniente de los eyectores (Punto #26) junto con el flujo proveniente del condensador (Punto #7f) y el agua de reposición son mezclados para obtener el flujo en el punto #8. Se eleva la presión de este flujo por medio de la bomba de condensados (CP), que consume una potencia W_{CP} , hasta la presión del vapor extraído en la tercera etapa de la turbina (Punto #9). El condensado del punto #9 eleva su nivel energético producto del calor que recibe en los intercambiadores de calor, obteniéndose un flujo con mayor entalpía y temperatura en el punto #12.

Para completar el flujo de alimentación de la caldera se mezcla el condensado del punto #23 con el condensado del punto #12, obteniéndose el flujo del punto #13, seguidamente éste flujo es llevado a la presión de operación de la caldera gracias al efecto de

la bomba de alimentación de la caldera (BFP), que consume una potencia $WBFP$. Finalmente, el agua de alimentación de la caldera sigue incrementando su temperatura por efecto de los dos calentadores de alta presión (entre los puntos #14 y #16) hasta alcanzar un nivel adecuado para ingresar a la caldera.

En el caldero se agrega calor Q_A para alcanzar los niveles de presión y temperatura bajo los cuales opera la turbina a vapor. El caldero tiene una purga permanente y una línea para vapor auxiliar saturado utilizada para diversos procesos en la planta (Puntos #18 y #19 respectivamente).

A continuación se muestran los resultados de más relevancia en el análisis de la planta [1]:

Eficiencia de la central η	28.8%
Tasa Térmica de la central	11837.50 BTU/kW-h

1.3. Descripción de la Central de Ciclos Combinados Propuesta.

La central de ciclos combinados propuesta tiene como objetivo disminuir el consumo de combustible que actualmente se tiene en la Central Térmica 2 por el uso de la caldera para generar vapor. Para esto se utilizará la energía de los productos de combustión de la turbina aeroderivativa de 42 MW y de la turbina industrial de 32 MW de la Central Térmica 1, con el fin de generar el vapor necesario para alimentar la turbina a vapor de 33 MW de la unidad a vapor de la Central Térmica 2. Esto se logra implementando dos generadores de vapor por recuperación de calor o HRSG.

El estado termodinámico del vapor a la entrada de la turbina debe ser el mismo con el que esta funciona actualmente. Además en el proyecto de ciclos combinados se realizó el menor número de modificaciones en el ciclo original con el fin de mantener la opción de operar con el vapor generado por la caldera actual. En el Anexo B (Esquema termodinámico de la central de ciclos combinados propuesta) se muestra que para la operación en ciclo combinado se mantiene la extracción de vapor en el punto #3 de la turbina cerrada, e inactivos los siguientes equipos:

- El calentador de alta presión #1 (HPH #1).
- El caldero

- El calentador de aire (Air Heater).

La temperatura para el agua de alimentación de la planta debe ser mayor al punto de rocío de ácidos en los productos de combustión. Este valor está entre 110 y 139°C para combustibles con contenido de sulfuro inferior al 1%. El valor seleccionado para la temperatura del agua de alimentación, según el estudio de ingeniería termodinámica conceptual y básica realizado previo al presente proyecto de graduación es de 135°C.

La bomba BFP debe elevar la presión del condensado a una presión cercana a la presión del caldero, la cual debe ser capaz de vencer la caída de presión inducida por la tubería de retorno de condensados. Al final de la tubería de condensados el flujo es dividido para poder alimentar a los dos HRSGs por medio de dos bombas auxiliares de alimentación (ABFP).

1.4. Análisis termodinámico de la planta de ciclos combinados propuesta.

A continuación se muestra los resultados más importantes del análisis termodinámico de la central de ciclos combinados propuesta:

Calor demandado a los HRSG:	97931 kW
Flujo de vapor a la salida del caldero:	34.5024 kg/s
Presión a la salida del caldero:	6226 kPa
Temperatura a la salida del caldero:	489.5 C
Calor rechazado en el condensador:	63301 kW
Potencia entregada por la turbina:	33660 kW
Potencia a la salida del generador:	33000 kW
Potencia bomba BFP:	375.7 kW
Potencia total bombas ABFP:	29.13 kW
Potencia bomba CP:	8.202 kW

Para que la central de ciclos combinados propuesta funcione se debe proveer 97931 kW por los dos HRSGs en conjunto. El flujo de vapor en los HRSGs se ha repartido de tal manera que el HRSG #1 maneje el 47.5% del total (46509 kW) y el HRSG #2 el balance (52,5%=51405 kW). Esto se debe a que el estado termodinámico de los productos de combustión a la salida de la turbina industrial permite mayor recuperación de calor.

La eficiencia de la central de ciclos combinados propuesta es de **45.85%** y la tasa térmica o Heat Rate es de **7442 BTU/kW-h**.

1.5. Funcionamiento del HRSG#2.

En la presente sección se expone los puntos de operación que manejará el HRSG #2, cuyo diseño térmico es el tema principal de este proyecto, ya que permitió enfocar el proyecto en el diseño térmico de los intercambiadores de calor de un HRSG sin tener que tomar en cuenta el diseño de un quemador de ducto, el cual si es necesario en el HRSG #1.

Como se muestra en el Anexo C (Esquema termodinámico del HRSG #2), el flujo de productos de combustión provenientes de la turbina industrial ingresa al HRSG #2 en el punto g_0 . Un sistema de válvulas desviadoras de flujo (Dampers) permite que el flujo no se escape por la chimenea de la turbina e ingrese al HRSG.

En el supercalentador #1 se recupera parte de la energía que transporta el flujo de productos de combustión al pasar del estado g_0 al estado g_1 , que es con el cual se ingresa al supercalentador #2. En el supercalentador #2 se cede otro porcentaje de energía por parte de los productos de combustión y se llega el estado g_2 . A continuación el flujo de productos de combustión ingresa al evaporador, donde se recupera la mayor parte de su energía sensible y se alcanza el estado g_3 . Finalmente, en el economizador

se realiza una última entrega de energía por parte de los productos de combustión, con la cual se llega al estado g_4 a la salida del HRSG.

El agua ingresa al HRSG #2 en el punto 17a, una pequeña parte de ese flujo es impulsado por una bomba auxiliar hacia el desupercalentador (desuperheater S1a) ubicado entre el supercalentador #1 y el supercalentador #2. El flujo que resta ingresa al economizador en el punto S1 y es calentado sin cambio de fase hasta el estado S2. En el evaporador el agua cambia de fase y alcanza el estado S3, además en el punto S7 se realiza una purga constante del domo principal de vapor (blowdown) que equivale al 2% del flujo másico del vapor a la salida del evaporador. En el supercalentador #2 el vapor adquiere energía sensible pasando del estado S3 al estado S4. Posteriormente el vapor ingresa en el desupercalentador donde mediante un sistema de control adecuado se mezcla con el flujo proveniente de S1a, esto se realiza para mantener controlada la temperatura a la salida del HRSG #2. El flujo a la salida del desupercalentador (punto S5) ingresa al supercalentador #2 para alcanzar el estado termodinámico que se necesita en la entrada de la turbina (S6 (1a)).

A continuación se muestra los valores numéricos de los puntos de operación del HRSG #2 en las tablas 1, 2 y 3 [1].

TABLA 1
PUNTOS DE OPERACIÓN DE LOS PRODUCTOS DE COMBUSTIÓN QUE PASAN POR EL HRSG #2

Punto	m [kg/s]	T [°C]	Pman [mmH2O]
g0	141	554.40	208
g1	141	537.60	158
g2	141	480.07	57
g3	141	298.90	32
g4	141	222.94	18

TABLA 2
PUNTOS DE OPERACIÓN DEL VAPOR EN EL HRSG #2

Punto	m [kg/s]	T [°C]	P [kPa]
17a	18.47	134.5	6690
s1a	0.26	134.5	6690
s1	18.21	134.5	6690
s2	18.21	272.5	6559
s3	17.85	281.5	6559
s4	17.85	445.8	6390
s5	18.11	430.0	6390
s6 (1a)	18.11	489.5	6226
s7	0.36	281.5	6559

TABLA 3
ENERGÍA RECUPERADA EN EL HRSG #2.

Equipo	Q [kW]	Q/Q_{total}[%]
Economizador	11420	22.22%
Evaporador	28228	54.91%
Supercalentador #2	9076	17.66%
Supercalentador #1	2681	5.22%
TOTAL	51405	100.00%

CAPÍTULO 2

2. GENERALIDADES DE LOS HRSGs.

2.1. Descripción de los HRSGs.

En la actualidad en las industrias de procesos químicos, refinerías, y por supuesto plantas de poder, se utiliza ampliamente los generadores de vapor por recuperación de calor, como se muestra en la figura 2.1.



FIGURA 2.1 HRSG HORIZONTAL [2].

Un HRSG aprovecha la energía transportada por los gases de combustión de las turbinas a gas, ya que recibe el flujo de gases y lo hace pasar por un conjunto de intercambiadores de calor para generar vapor. Esto se realiza con el objetivo de disminuir el gasto de combustible que implicaría el generar vapor con el uso de calderas convencionales.

Cuando un HRSG opera en una planta de cogeneración el vapor generado es principalmente utilizado para aplicaciones de proceso. Mientras que cuando opera en una planta de ciclos combinados, el vapor es usado para mover una turbina a vapor que genera energía eléctrica, como es el caso del presente proyecto.

Básicamente un HRSG cuenta en su interior con tres intercambiadores de calor, que son: el supercalentador, el evaporador y el economizador, con los cuales se pretende alcanzar el flujo y el estado termodinámico del vapor demandado. Cada intercambiador de calor mantiene una geometría patrón que se repite hasta completar el tamaño requerido, la cual en el presente proyecto de graduación se describe bajo el nombre de sección de transferencia de calor.

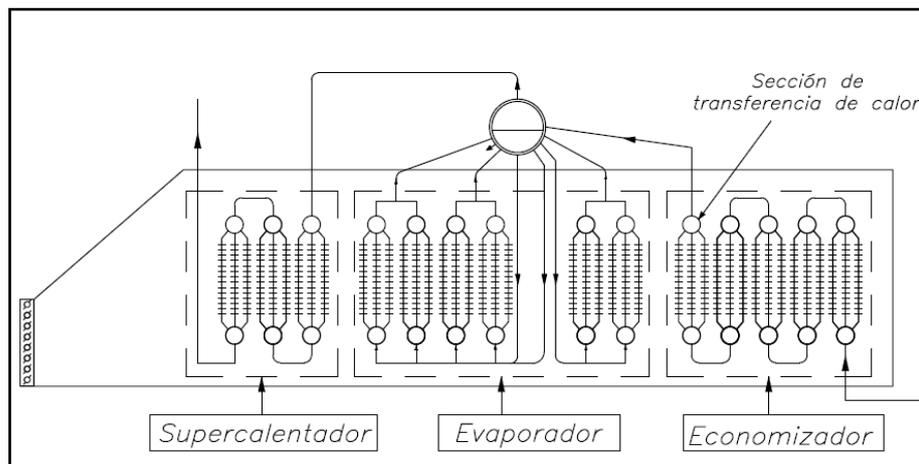


FIGURA 2.2 ESQUEMA BÁSICO DE UN HRSG

Sin embargo a diferencia de los generadores de vapor convencionales, la presión del vapor tiene un efecto significativo en el diseño de un HRSG, ya que mientras mayor sea la presión de vapor, mayor será la temperatura de los gases a la salida del HRSG y menor será la generación de vapor [3].

Por lo tanto plantear la estructura básica de supercalentador, evaporador y economizador genera una baja recuperación de calor, lo cual vuelve ineficiente al HRSG. Un HRSG con sistema de presión múltiple se utiliza en estos casos. Cada sistema mantiene la estructura básica de supercalentador, evaporador y economizador pero para generar vapor de alta, media y baja presión, así se aprovecha al máximo la energía que transportan los gases.

2.2. Partes de un HRSG.

Compuerta derivadora.

La compuerta derivadora regula el paso del flujo de gas que proviene de la turbina a gas y que se dispone a ingresar al ducto de entrada del HRSG, además permite que no existan fugas de gas hacia la chimenea de la turbina a gas, como se muestra en el esquema de la figura 2.3.

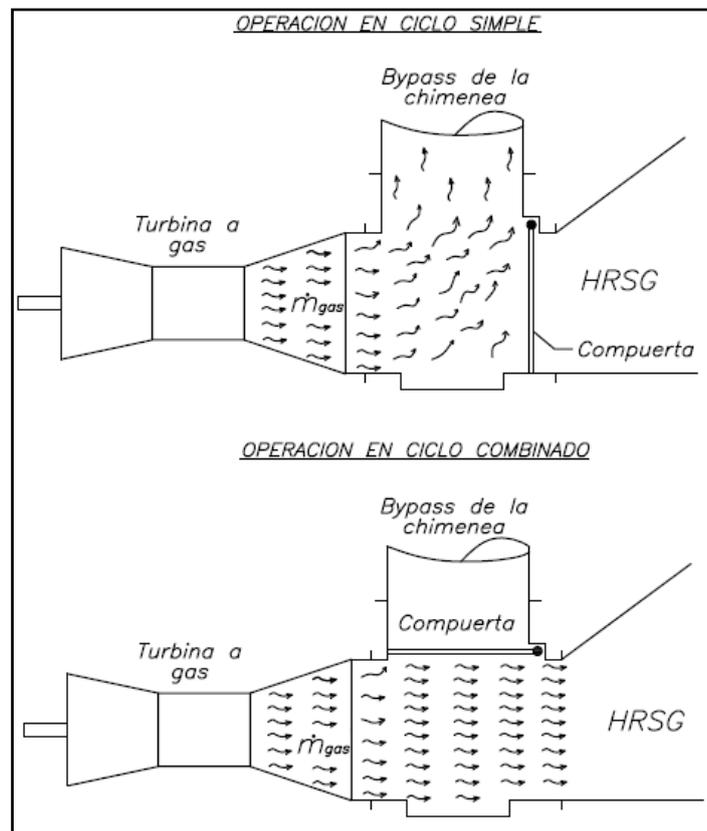


FIGURA 2.3 ESQUEMA DEL FUNCIONAMIENTO DE UNA COMPUERTA DERIVADORA.

Juntas de expansión.

La junta de expansión es el medio de conexión que tiene el ducto principal del HRSG con la compuerta derivadora y el conjunto de la chimenea. Aparte de ser un medio de conexión, la junta de expansión tiene la función de no permitir la fuga de gases y de absorber las dilataciones térmicas a la que es sometido el equipo que conecta.



FIGURA 2.4 JUNTA DE EXPANSIÓN [2].

Ducto de entrada.

El ducto de entrada o difusor del HRSG reduce la velocidad de los gases de combustión a valores recomendados para el diseño térmico y mecánico de las secciones de transferencia de calor del HRSG. La velocidad axial y la distribución de temperaturas en la

sección de salida del ducto de entrada debe ser lo más uniforme posible para evitar los siguientes problemas [4]:

- Sobrecalentamiento en las primeras filas de los bancos de tubos del supercalentador.
- Estancamiento de los gases de combustión.
- Mayor vibración en los bancos de tubos.
- Falla prematura del aislamiento.

Debido a que por las propiedades del flujo de gas y el ángulo del difusor no se puede manejar un perfil de velocidades uniforme, el ducto de entrada posee una grilla de distribución formada por una serie de placas perforadas que tienen el fin de mejorar significativamente el perfil de velocidades a la salida del ducto de entrada.

La figura 2.5 muestra como la grilla de distribución permite manejar menores velocidades de los gases en la sección inferior de la primera fila de tubos de un HRSG, esto evita tener una elevada vibración en los bancos de tubos y prolongar el tiempo de vida útil de los soportes [5].

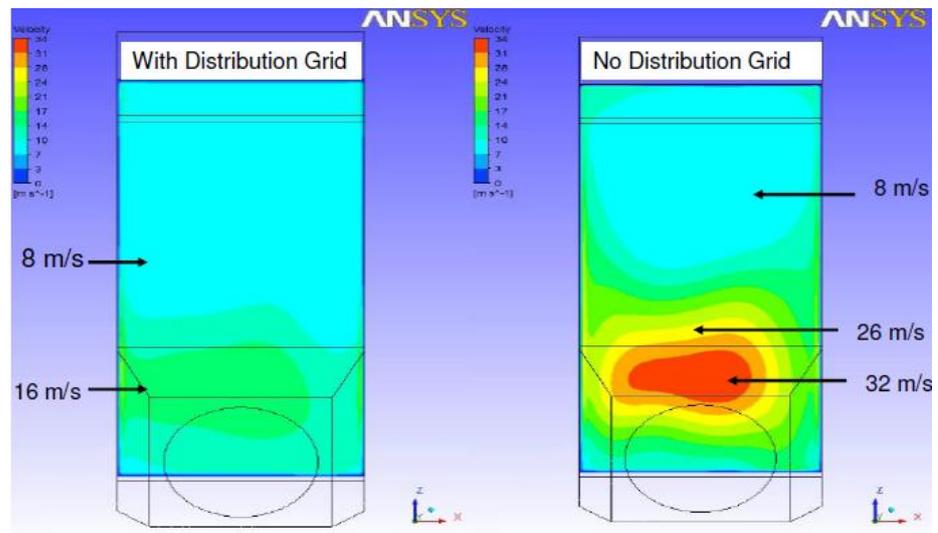


FIGURA 2.5 VELOCIDAD DE LOS GASES A LA SALIDA DEL DUCTO DE ENTRADA, CON Y SIN GRILLA DE DISTRIBUCIÓN [5].

Aislamiento Térmico.

El aislamiento térmico constituye una parte fundamental en la eficiencia y durabilidad de un HRSG ya que debe ser capaz de resistir las altas velocidades y temperatura de los gases.

Un sistema de aislamiento típico que se había utilizado en la mayoría de los HRSGs (figura 2.6) consistía en una capa de aislamiento de 6" de espesor de fibra cerámica de 8 lb/ft² que se encontraba entre la carcasa externa del HRSG (acero al carbono) y una cobertura interna de acero inoxidable calibre 14, la cual protegía a el aislamiento de las altas velocidades de los gases [6].

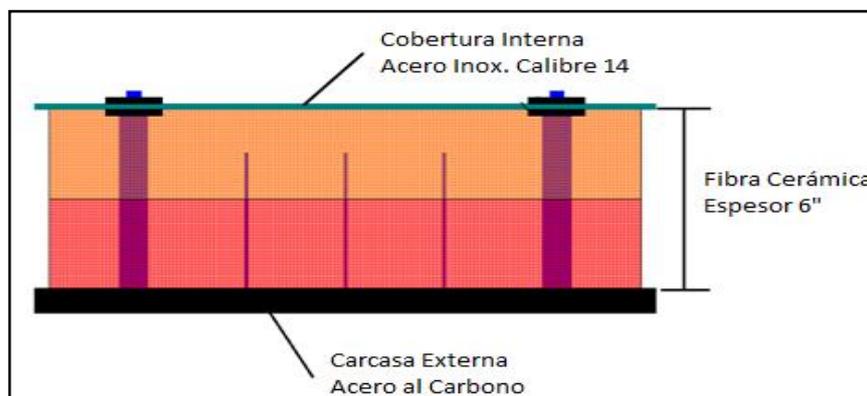


FIGURA 2.6 AISLAMIENTO TÉRMICO TIPO SÁNDWICH [2].

Sin embargo este sistema de aislamiento tenía una durabilidad de 4 a 6 años debido a la deformación de la cobertura de acero inoxidable, cuando el tiempo de vida útil estimado para el aislamiento es de 10 años. Cuando el aislamiento térmico de un HRSG empieza a deteriorarse antes del tiempo estimado de cambio, se empieza a sobrecalentar ciertas zonas más que otras, lo que conlleva a pérdidas de cientos de miles de dólares en daños así como varios días de parada del equipo [6].

Actualmente se utiliza el sistema de aislamiento “Pyro-Block” por los siguientes motivos [7]:

- No necesita cobertura metálica
- Fácil instalación
- Resiste velocidades de gases mayores a los 30 mts/s
- Costo del sistema instalado similar al sistema sándwich.

Quemador de ducto.

El quemador de ducto se implementa en los HRSGs cuya temperatura del flujo de gases es relativamente baja en comparación con la temperatura del vapor que se pretende generar, esto se debe a que se maneja gases de una turbina a gas con una alta eficiencia. El quemador de ducto es un dispositivo de sección rectangular que encaja a la salida del ducto de entrada del HRSG pero antes de la grilla de distribución, consiste básicamente en un sistema de alimentación de combustible que puede ser gas o combustible líquido, un sistema de control, los inyectores de combustible y el ducto de fuego que vendría a ser una continuación del ducto de entrada del HRSG. En los quemadores de ducto no se dispone generalmente de un ventilador para la alimentación de aire, esto se debe al elevado nivel de exceso de aire de los gases que provienen de las turbinas.

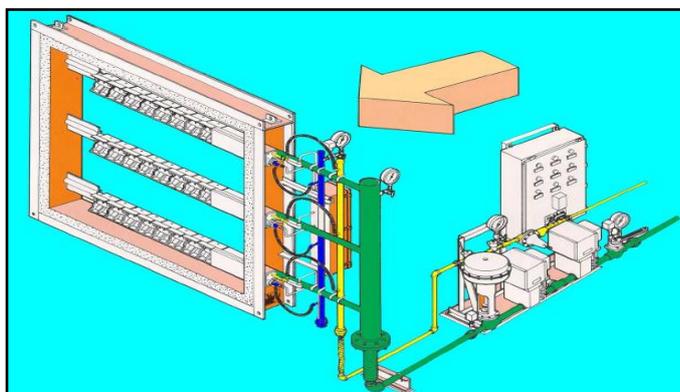


FIGURA 2.7 ESQUEMA DE UN QUEMADOR DE DUCTO [2].

Secciones de transferencia de calor.

A la salida del ducto de entrada el flujo de gases empieza a ceder energía en las secciones de transferencia de calor que tiene cada intercambiador de calor. Cada sección de transferencia de calor es un banco de tubos conectado en sus extremos a un cabezal de distribución, el cual cumple con las siguientes funciones:

- En el supercalentador y el economizador permite conectar una sección de transferencia de calor con otra.
- En el evaporador permite conectar cada circuito de vapor con el domo principal de vapor, a través de los downcomers y los risers.
- Sirve además como soporte estructural [8].

El uso de secciones de transferencia de calor en el supercalentador y economizador permite un mayor intercambio de calor ya que la recuperación de calor se realiza por pasos, por lo tanto el número de secciones de transferencia de calor representa el número de pasos de estos intercambiadores de calor. Las secciones de transferencia de calor del supercalentador, evaporador y economizador generalmente tienen el mismo número, arreglo y diámetro de tubos, variando solamente el número de aletas por pulgada en función del calor recuperado en cada intercambiador de

calor. Esto se realiza con el fin de mantener una sección de ducto y velocidad de los gases constantes.

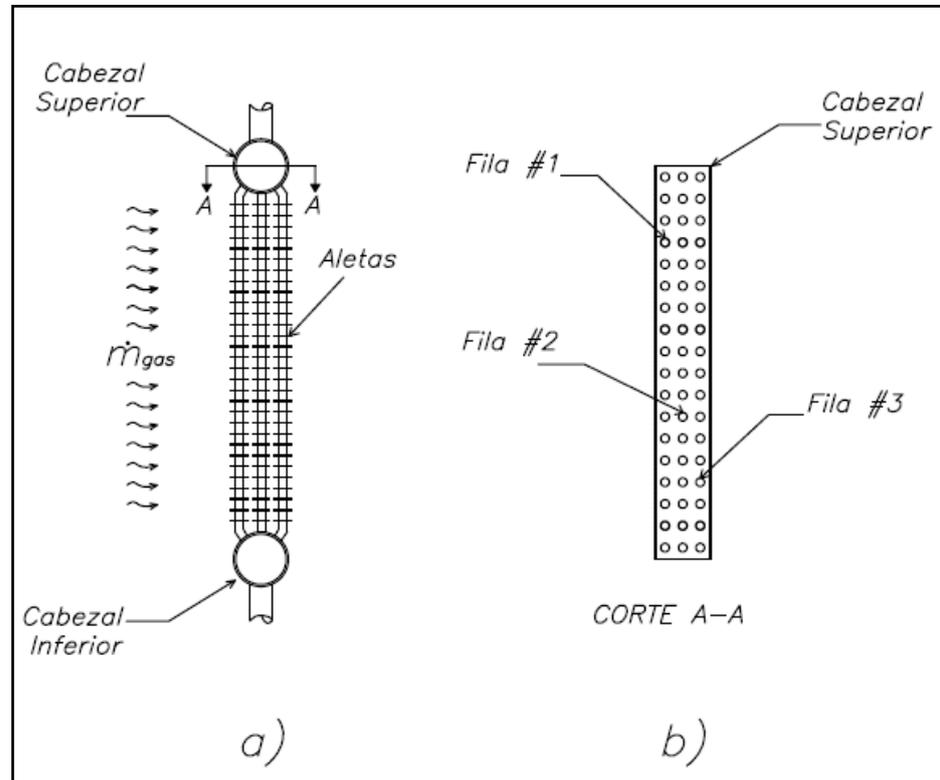


FIGURA 2.8 ESQUEMA DE UNA SECCIÓN DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE UN HRSG. a) VISTA FRONTAL; b) VISTA EN CORTE DE UN CABEZAL.

Evaporador.

El evaporador está compuesto por el domo principal de vapor, las secciones de transferencia de calor o evaporadores, los downcomers y los risers. La figura 2.9 muestra un esquema del funcionamiento del evaporador de un HRSG.

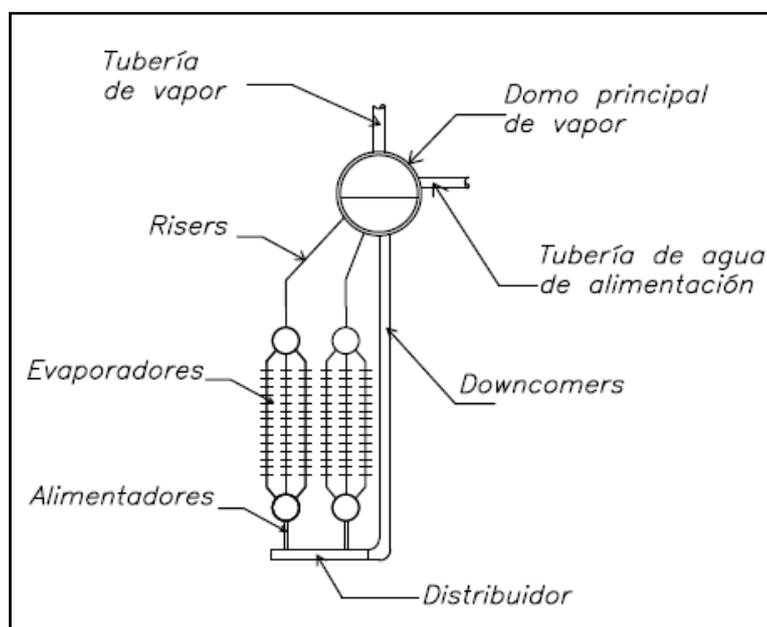


FIGURA 2.9 ESQUEMA DEL EVAPORADOR DE UN HRSG.

El agua precalentada proveniente del economizador ingresa al evaporador donde pasa a formar parte de la mezcla líquido-vapor que se encuentra en el domo principal de vapor. Cada downcomer está conectado a la parte inferior del domo principal de vapor y lleva por gravedad parte del agua que se encuentra depositada en el fondo del domo principal de vapor hacia el cabezal inferior de los evaporadores. Por diferencia de densidad entre el líquido que ingresa por el cabezal inferior de los evaporadores y la mezcla líquido-vapor que se sale por el cabezal superior, se produce una circulación natural del fluido por los tubos de los evaporadores.

Cada riser recoge del cabezal superior de cada sección de transferencia de calor la mezcla obtenida y la transporta de regreso al domo principal de vapor, cuya estructura interna separa el vapor saturado de la mezcla, permitiendo que éste salga del domo principal de vapor y se dirija hacia el supercalentador.

La estructura interna del domo principal de vapor consta de los siguientes componente [9]:

- Purificador de vapor.
- Tubería de distribución del agua de alimentación.
- Tubería dosificadora de químicos
- Tubería para blowdown.

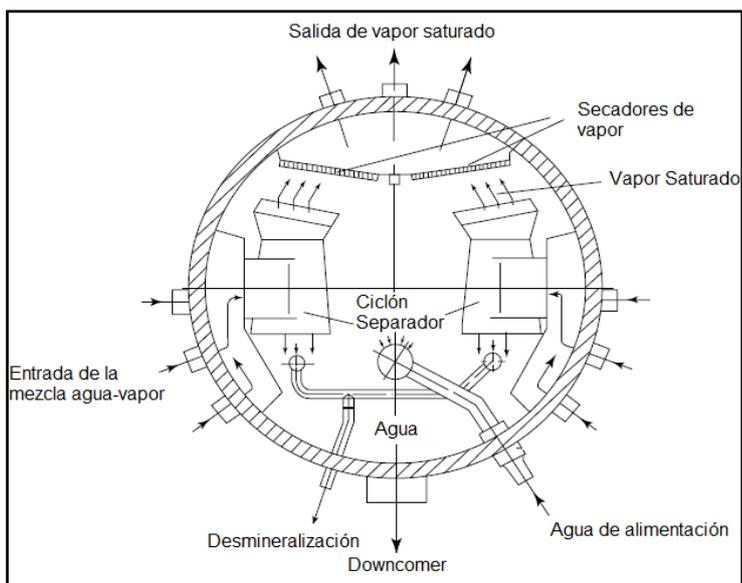


FIGURA 2.10 COMPONENTES DEL DOMO DE VAPOR [9].

El purificador de vapor cumple con la función de separar y secar el vapor. En los separadores de vapor se aprovecha la diferencia de densidad entre el líquido y el vapor de la mezcla para quitarle una fracción de humedad al vapor. Este separador puede ser: un conjunto de deflectores (maneja hasta 15000kPa de presión) o un conjunto de ciclones separadores (maneja hasta 21000kPa de presión). En los secadores de vapor la fracción de humedad restante es removida por absorción, para esto se coloca un conjunto de placas corrugadas o sino una malla de alambre rígido por debajo de la salida del vapor, el líquido se adhiere al acero y la capa de líquido se desliza hacia abajo sea por la inclinación de las placas o la disposición de los alambres. Cualquier tipo de secador que se diseñe debe usar como material acero inoxidable [9].

2.3. Construcción e Instalación de un HRSG.

En los bancos de tubos el material seleccionado para cada parte debe soportar las altas temperaturas de los gases de la turbina a gas. Por lo tanto, la selección del material es importante tanto en el aspecto de durabilidad como en el aspecto económico. La tabla 4 muestra la máxima temperatura permitida para los materiales que un HRSG generalmente utiliza.

TABLA 4
MÁXIMATEMPERATURA EN DISTINTOS ACEROS [10].

Material	Composición	Temp. (°F)
SA 178A	Acero al carbono	950
SA 178C	Acero al carbono	950
SA 192	Acero al carbono	950
SA 210A1	Acero al carbono	950
SA 210C	Acero al carbono	950
SA 213-T11	1.25Cr-0.5Mo-Si	1050
SA 213-T22	2.23Cr-1Mo	1125
SA 213-T91	9Cr-1Mo-V	1200
SA 213-TP304H	18Cr-8Ni	1400
SA 213-TP347H	18Cr-10Ni	1400
SA 213-TP321H	18Cr-10Ni-Ti	1400

La superficie extendida de los tubos de un HRSG puede ser del tipo aserrado o del tipo anular. Si la concentración de partículas en los gases es alta y el HRSG no posee un sistema de limpieza, se recomienda el uso de aletas tipo anular. Sin embargo, cuando no ocurre esto, el diseño más recomendado es el aserrado ya que permite obtener un mayor coeficiente de transferencia de calor [10].

La longitud de los tubos de un HRSG es un parámetro que no debe ser seleccionado de forma arbitraria, ya que este parámetro condiciona las dimensiones de la sección interna del ducto y por

ende la velocidad de los gases. La tabla 5 muestra la longitud de los tubos que se recomienda dependiendo del tipo de turbina a gas que se maneje.

TABLA 5
LONGITUD ALETADA RECOMENDADA [9].

Turbina a Gas	Flujo de Gas Aproximado (Tph)	Longitud Aletada Aproximada (m)
LM 6000	463	9
Fr 6B	505	9
Fr 6FA	713	12
Fr 9E	1456	15
Fr 94.2	1793	18
Fr 9FA	2526	20

En la construcción de estos equipos se maneja distintos tipos de diseños para garantizar una flexibilidad en el transporte e instalación de los mismos, debido al tamaño que tiene un HRSG.

El diseño tipo arpa consiste en un banco de tubos que no tiene carcasa ni techo, este sistema permite la instalación en lugares donde el acceso y el transporte es limitado. Por lo tanto, cuando las secciones de transferencia de calor son tipo arpa, primero se

construye la carcasa del HRSG y luego se instala cada banco de tubos [11].



FIGURA 2.11 INSTALACIÓN DE UNA SECCIÓN TIPO ARPA [11].

La sección tipo O consiste en un banco de tubos con su carcasa instalada al mismo, lo que permite realizar una instalación más rápida.



FIGURA 2.12 SECCIONES TIPO O [11].

El arreglo modular incluye el conjunto de secciones de transferencia de calor del supercalentador, el evaporador y el economizador, todos unidos por un arreglo de vigas (techo) que soporta los bancos de tubos y el domo principal de vapor. Este arreglo es el más común para HRSGs con sistemas de presión múltiple.

2.4. Control de emisiones en los HRSGs.

Debido a las nuevas regulaciones ambientales de los gobiernos, el control de emisiones ha sido un punto de mucha consideración en el diseño de cualquier tipo de generador de vapor. El sistema de control de emisiones debe limitar las emisiones de CO₂, CO, NO_x,

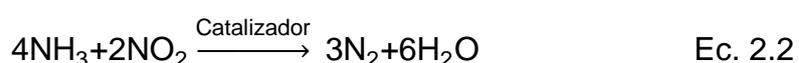
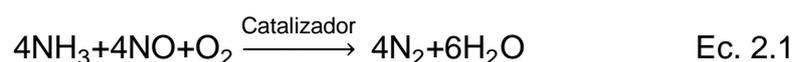
SO₂ y partículas, a valores por debajo de los permisibles por las normas de cada país.

La emisión de óxido nitroso es un problema para el medio ambiente debido a que esto inicia la reacción que resulta en la formación de ozono y por ende la lluvia ácida, que puede causar problemas de salud, destruir construcciones y reducir la visibilidad. Un sistema de reducción catalítica selectiva o SCR, por sus siglas en inglés, es utilizado para controlar las emisiones de NO_x en los HRSGs. El principio básico de este sistema es el de inyectar un agente reductor de NO_x (Amoniac, Urea) en la corriente de gases. Sin embargo por motivos de tiempo de residencia y de la alta temperatura de reacción del separador (1400 a 1650 °F) se utiliza un catalizador (Zeolitas, Platino o Vanadio) para mejorar la eficiencia del sistema y disminuir la temperatura de reacción a un rango manejable. Para asegurarse de que el amoniac no se oxide a NO este sistema trabaja en las secciones del HRSG donde se maneja un rango de temperaturas de los gases de 650 °F a 780 °F [10].

El SCR funciona en dos etapas. La primera etapa llamada inyección del reactante empieza con el almacenamiento de una

mezcla de NH₃ (una mezcla típica contiene un 30% de amoníaco y un 70% de agua), ésta mezcla es bombeada hacia un vaporizador y el vapor obtenido es mezclado con aire que ha sido precalentado, seguidamente la nueva mezcla obtenida es enviada a la grilla de mezcla donde se inyecta la mezcla de amoníaco-vapor-aire en la corriente de gases que circula por el interior del HRSG.

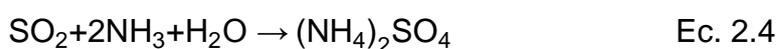
La segunda etapa conocida como la etapa de reducción catalítica selectiva inicia unas cuantas secciones por delante de la aplicación de reductor, con el fin de garantizar la distancia suficiente para una mezcla eficiente y el manejo de las temperaturas adecuadas de reacción. En esta etapa se aplica el catalizador y se produce la reacción química que se muestra a continuación [10]:



Para obtener una completa reacción se debe aplicar un exceso de amoníaco al valor teórico que es menor a las 5 ppm [10].

Un punto a tomar muy en cuenta en el diseño de un SCR es el contenido de azufre en la corriente de gases que circula por el

HRSG. Un catalizador como el Vanadio convierte el SO₂ en SO₃, que puede reaccionar con el exceso de amoníaco para formar sulfato de amoníaco o con el vapor de agua para formar ácido sulfúrico, estos sulfatos se forman de acuerdo a las siguientes reacciones:



El sulfato de amonio es una sustancia que se adhiere a las superficies de transferencia de calor y produce el ensuciamiento de los tubos (fouling). Se deben mantener el exceso de amoníaco menor a las 10 ppm y las concentraciones de SO₃ menores a 5 ppm para evitar los problemas anteriormente mencionados [10].

Generalmente entre 25-50 ppmv de CO se generan en los gases de las turbinas. Para reducir estos valores a valores a un solo dígito, el sistema de reducción de monóxido de carbono por oxidación catalítica puede ser utilizado. Este sistema produce las siguientes reacciones:



2.5. Corrosión en los HRSGs.

La corrosión es uno de los mayores problemas que tiene un HRSG ya que si no se toma en cuenta cada uno de los mecanismos de corrosión que se debe evitar en un HRSG, el tiempo de vida útil del equipo será muy bajo y la inversión realizada nunca se podrá recuperar, convirtiendo el proyecto en un fracaso.

En un HRSG se lidia con los siguientes problemas de corrosión del lado de los gases [12]:

- Corrosión por rocío de gases
- Oxidación a altas temperaturas
- Filtraciones en la carcasa
- Corrosión en la chimenea.

Corrosión por rocío de gases [12].

La corrosión por rocío de gases ocurre cuando se maneja temperaturas superficiales por debajo del punto de condensación de la fracción de humedad que transporta el flujo de gases. Generalmente este problema ocurre en los economizadores cuando no se selecciona adecuadamente el rango de aproximación y la temperatura de los gases a la salida del economizador es muy baja.

Oxidación a altas temperaturas [12].

La oxidación en los metales se da más rápidamente cuando se maneja temperaturas elevadas. La oxidación a altas temperaturas es un problema considerable en la cobertura de acero inoxidable del sistema de aislamiento tipo sándwich, en los componentes del quemador de ducto, en las puntas de las aletas de los tubos, en los baffles, entre otros componentes. Además la oxidación a altas temperaturas también disminuye la resistencia del material de las partes presurizadas.

Este problema ocurre cuando no hay una correcta selección de los materiales y se utiliza aceros al carbono en vez de aceros inoxidables o aleaciones especiales. Otra causa muy común de este problema es la mala distribución del flujo de los gases lo que produce sectores expuestos a una mayor temperatura que otros, lo que implica que exista una mayor dilatación en aquellos sectores.

Por lo tanto es recomendable revisar si existe distinta coloración entre las piezas metálicas como indicativo de que ocurre este fenómeno.

Filtraciones en la carcasa [12].

Cada tubería que debe salir de la carcasa de un HRSG debe tener un adecuado sello, el cual debe ser capaz de resistir las velocidades de los gases y el peso del equipo que soporta. Cuando el sello de una tubería que sale del techo de un HRSG falla, se produce filtración de agua en días lluviosos por esa tubería, corroyendo la tubería, el sello y los equipos a sus alrededores. Esto produce charcos de agua en la parte inferior del HRSG. La figura 2.13 muestra como se ha corroído una tubería que sale de un HRSG por las filtraciones de agua.



FIGURA 2.13 CORROSIÓN POR FILTRACIÓN DE AGUA EN LA CARCASA DEL HRSG [12].

Corrosión en la chimenea [12].

Mientras el HRSG se encuentre operando, la alta temperatura de los gases garantiza una chimenea seca. Sin embargo cuando un HRSG se encuentra parado es común ver agua estancada en la parte inferior de la chimenea, lo cual garantiza un rápido ataque corrosivo.

Para evitar una rápida corrosión se debe mantener abierto todos los drenajes de la chimenea cuando el HRSG se encuentre parado.

CAPÍTULO 3

3. TERMODINÁMICA DE LOS HRSG.

3.1. Rango de fijación del evaporador y aproximación del economizador.

El punto de partida en el diseño térmico de un HRSG es la determinación de la capacidad que se tiene para generar vapor y el perfil de temperaturas de los gases y del vapor, lo cual se realiza a través del balance de masa y energía del HRSG. Sin embargo para realizar estos cálculos se debe entender la definición de rango de fijación del evaporador y de aproximación del economizador.

El rango de fijación del evaporador es la diferencia entre la temperatura de los gases a la salida del evaporador y la temperatura de saturación en el domo principal de vapor. Este parámetro define la pendiente de la línea de los productos de combustión en un gráfico Temperatura vs Calor y por lo tanto la temperatura a la salida de los gases y la cantidad de calor que se

puede recuperar en el HRSG. Este valor se debe encontrar en el rango de 11 a 28 C [1].

Si el rango de fijación del evaporador es mayor al rango recomendado el HRSG puede ser ineficiente, mientras que si es menor se corre el riesgo de llegar a una temperatura de los gases a la salida menor al punto de rocío de ácidos en los productos de combustión.

La aproximación del economizador es la diferencia entre la temperatura de saturación en el domo principal de vapor y la temperatura a la salida del economizador. Esta diferencia define la temperatura a la entrada del evaporador (salida del economizador).

El rango recomendado para la aproximación del economizador es de 6 a 17 C. Si este valor es menor al rango recomendado, es probable que se formen burbujas de vapor antes de salir del economizador, mientras que si es mayor al rango recomendado, la longitud no evaporada en los evaporadores sería considerable y la caída de presión aumentaría.

En la figura 3.1 se muestra el perfil de temperatura de un HRSG y se señala el rango de fijación del evaporador (Pinch Point) y la aproximación del economizador (Approach Point).

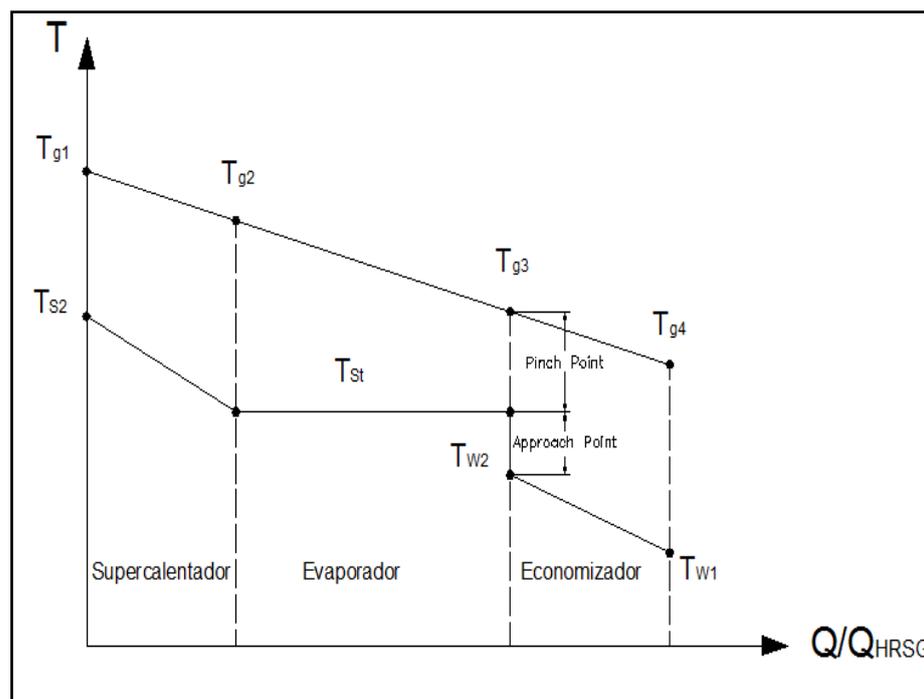
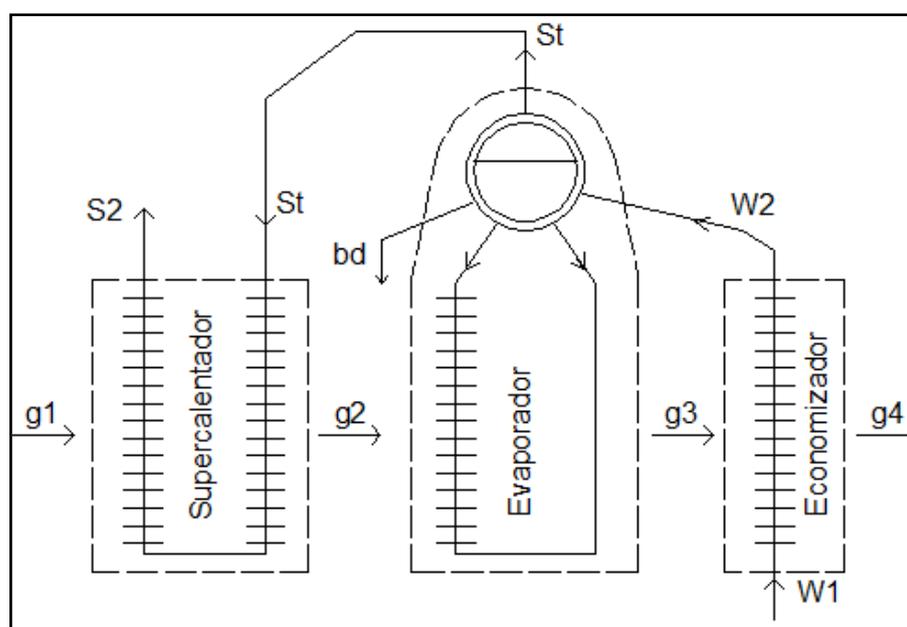


FIGURA 3.1 PERFIL DE TEMPERATURAS PARA UN HRSG CON UNA ESTRUCTURA BÁSICA

3.2. Balance de energía en los HRSGs.

Esta sección describe los pasos a seguir para poder realizar correctamente el balance de energía en un HRSG. Como ya se mencionó la estructura básica de un HRSG es: un supercalentador, un evaporador y un economizador (figura 3.2). Para determinar el

perfil de temperaturas de los gases y del vapor se asume el valor del Pinch Point y del Approach Point, según el rango recomendado en la sección anterior. Con estos valores se procede a determinar la capacidad para generar vapor que tiene el HRSG y se completa el perfil de temperaturas.



**FIGURA 3.2 ESQUEMA TERMODINÁMICO DE UN HRSG
CON UNA ESTRUCTURA BÁSICA**

Para calcular los valores anteriormente mencionados se procede a realizar balances de energía en regiones específicas del HRSG.

Para esto se toma en cuenta las siguientes suposiciones:

- El sistema opera en estado estable y flujo estable

- El cambio de energía cinética y potencial del sistema es despreciable.
- Cada componente del sistema es rígido.
- Los productos de combustión son gases ideales.

Al iniciar los cálculos se conoce los siguientes datos:

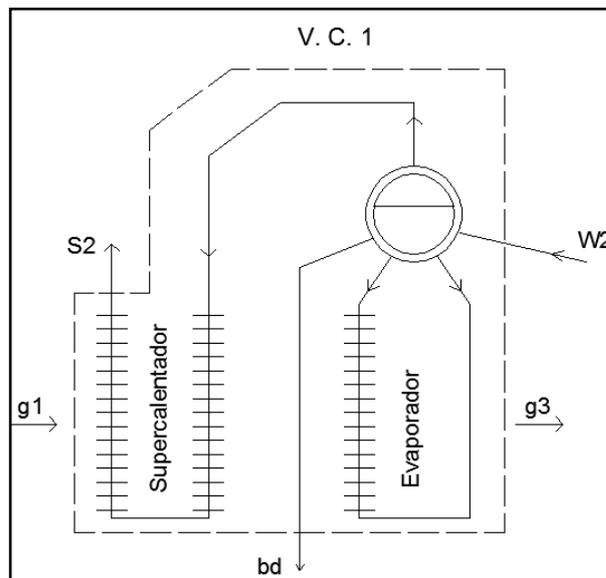
- Flujo másico de los gases (\dot{m}_g)
- Temperatura de los gases a la entrada del supercalentador (T_{g1})
- Temperatura del agua a la entrada del HRSG (T_{W1})
- Temperatura del vapor a la salida del supercalentador (T_{S2})
- Presión del vapor a la salida del supercalentador (P_{S2})
- Temperatura de saturación en el evaporador (T_{St})
- Pinch Point (Δ_{Pinch})
- Approach Point ($\Delta_{Approach}$)
- Pérdidas de calor permisibles en cada equipo (Pérdidas).
- Flujo másico de blowdown recomendado (\dot{m}_{bd})
- Porcentaje de blowdown (bd)

Conocido el Pinch y Approach Point se calcula la temperatura del gas a la salida del evaporador (T_{g3}) y la temperatura del agua a la salida del economizador (T_{w2}).

$$T_{g3} = T_{st} + \Delta Pinch \quad \text{Ec. 3.1}$$

$$T_{w2} = T_{st} - \Delta Approach \quad \text{Ec. 3.2}$$

Para determinar la capacidad para generar vapor se realiza un balance de energía en la región que comprende al supercalentador y al evaporador.



**FIGURA 3.3 VOLUMEN DE CONTROL #1
(SUPERCALENTADOR + EVAPORADOR)**

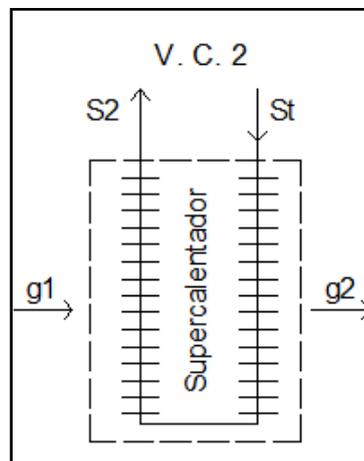
Se conoce el estado termodinámico de los puntos g1, g3, w2, bd y s2, así como el flujo másico de los gases y el porcentaje de blowdown. Por lo tanto se puede determinar la capacidad para

generar vapor que tiene el HRSG (\dot{m}_{st}) para el Pinch Point y Approach Point asumido, a través de las ecuaciones 3.3 y 3.4.

$$Q_{13} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_{g1} - T_{g3}) - \text{Pérdidas} \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$Q_{13} = \dot{m}_s \cdot (h_{s2} - h_{w2}) + \dot{m}_{bd} \cdot (h_{bd} - h_{w2}) \quad \text{Ec. 3.4}$$

Se aplica un balance de energía en el supercalentador. Así se obtiene las ecuaciones 3.5 y 3.6, con las cuales se calcula la temperatura de los gases a la salida del supercalentador.



**FIGURA 3.4 VOLUMEN DE CONTROL #2
(SUPERCALENTADOR)**

$$Q_{12} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_{g1} - T_{g2}) - \text{Pérdidas} \quad \text{Ec. 3.5}$$

$$Q_{12} = \dot{m}_s \cdot (h_{s2} - h_{st}) \quad \text{Ec. 3.6}$$

Se completa el perfil de temperaturas del HRSG con el cálculo de la temperatura de los gases a la salida del economizador, mediante las ecuaciones 3.7 y 3.8. Este grupo de ecuaciones se obtiene del balance de energía realizado en el volumen de control #3.

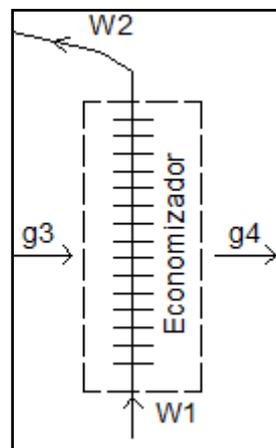


FIGURA 3.5 VOLUMEN DE CONTROL #3 (ECONOMIZADOR)

$$Q_{34} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_{g3} - T_{g4}) - \text{Pérdidas} \quad \text{Ec. 3.7}$$

$$Q_{34} = \dot{m}_s \cdot (h_{w2} - h_{w1}) \cdot (1 + bd) \quad \text{Ec. 3.8}$$

La cantidad de calor recuperado en el HRSG es:

$$Q_{14} = \dot{m}_g \cdot C_{p_g} \cdot (T_{g1} - T_{g4}) - \text{Pérdidas} \quad \text{Ec. 3.9}$$

3.3. Propiedades termodinámicas de los productos de combustión.

El diseño térmico de un HRSG se puede realizar solo si se conoce las propiedades termodinámicas de los productos de combustión de la turbina a gas. Ya que en un HRSG el flujo de gases sale con una temperatura mucho menor en comparación con la que entró al HRSG, se produce una variación considerable de las propiedades termodinámicas en función de la temperatura. Por lo tanto asumir un valor fijo de las propiedades termodinámicas podría generar errores considerables en los cálculos.

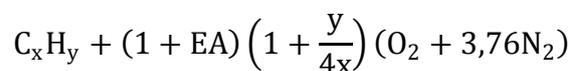
Las propiedades de los productos de combustión dependen de la composición química de los combustibles la cual se expresa como C_xH_y , y del exceso de aire utilizado en la combustión (EA). Para poder plantear la ecuación de la combustión se ha planteado las siguientes suposiciones:

- El combustible está compuesto únicamente por Carbono e Hidrógeno
- El exceso de aire usado en la ecuación de la combustión asegura una combustión completa.

Bajo estos supuestos la ecuación de la combustión para un combustible fósil es:

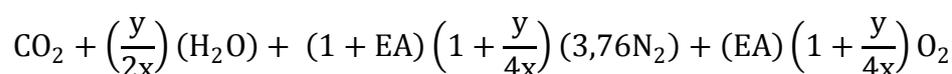
Ec. 3.10

Reactantes



→

Productos



Para obtener una propiedad termodinámica de los productos de combustión se multiplica la concentración de cada producto por el valor de la propiedad termodinámica de ese producto, con esto se obtiene la aportación de cada producto a la propiedad termodinámica de los gases de combustión. El valor de la propiedad termodinámica se obtiene sumando las aportaciones de cada producto.

Número total de moles:

$$N_{tot} = N_{CO_2} + N_{H_2O} + N_{N_2} + N_{O_2} \quad \text{Ec. 3.11}$$

Masa molar de la mezcla:

Ec. 3.12

$$MW_{mix} = X_{CO_2} \cdot MW_{CO_2} + X_{H_2O} \cdot MW_{H_2O} + X_{N_2} \cdot MW_{N_2} + X_{O_2} \cdot MW_{O_2}$$

Donde:

X: Fracción molar del producto

MW: Masa molar de cada producto

Concentración de los productos de combustión:

$$Y_{CO_2} = X_{CO_2} \cdot \frac{MW_{CO_2}}{MW_{mix}} \quad \text{Ec. 3.13}$$

$$Y_{H_2O} = X_{H_2O} \cdot \frac{MW_{H_2O}}{MW_{mix}} \quad \text{Ec. 3.14}$$

$$Y_{N_2} = X_{N_2} \cdot \frac{MW_{N_2}}{MW_{mix}} \quad \text{Ec. 3.15}$$

$$Y_{O_2} = X_{O_2} \cdot \frac{MW_{O_2}}{MW_{mix}} \quad \text{Ec. 3.16}$$

Propiedades de los productos de combustión:

Ec. 3.17

$$C_{p_{gas}} = (Y_{CO_2} \cdot C_{p_{CO_2}} + Y_{H_2O} \cdot C_{p_{H_2O}} + Y_{N_2} \cdot C_{p_{N_2}} + Y_{O_2} \cdot C_{p_{O_2}})$$

Ec. 3.18

$$P_{gas} = (Y_{CO_2} \cdot P_{CO_2} + Y_{H_2O} \cdot P_{H_2O} + Y_{N_2} \cdot P_{N_2} + Y_{O_2} \cdot P_{O_2})$$

Ec. 3.19

$$k_{\text{gas}} = (Y_{\text{CO}_2} \cdot k_{\text{CO}_2} + Y_{\text{H}_2\text{O}} \cdot k_{\text{H}_2\text{O}} + Y_{\text{N}_2} \cdot k_{\text{N}_2} + Y_{\text{O}_2} \cdot k_{\text{O}_2})$$

Ec. 3.20

$$\mu_{\text{gas}} = (Y_{\text{CO}_2} \cdot \mu_{\text{CO}_2} + Y_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \mu_{\text{H}_2\text{O}} + Y_{\text{N}_2} \cdot \mu_{\text{N}_2} + Y_{\text{O}_2} \cdot \mu_{\text{O}_2})$$

3.4. Balance de energía en el domo principal de vapor.

Conocer el estado termodinámico del líquido que fluye por los downcomers es fundamental en el análisis de las caídas de presión por circulación de vapor en el evaporador. La fuerza motriz que impulsa la mezcla líquido-vapor en los sistemas de circulación natural es la diferencia de densidad entre el líquido que fluye por los downcomers y la mezcla líquido-vapor que fluye por los risers.

Para poder plantear el balance de energía en el domo principal de vapor se ha planteado los siguientes supuestos:

- El sistema opera en estado estable y flujo estable
- El cambio de energía cinética y potencial del sistema es despreciable.
- El sistema es adiabático
- Los componentes del sistema son rígidos.
- La separación de vapor tiene una eficiencia del 100%.

Como se muestra en la figura 3.6 (Esquema termodinámico del domo principal de vapor), el agua proveniente del economizador ingresa al evaporador con una temperatura menor a la del evaporador (T_{fw}) y se combina con la mezcla líquido-vapor del domo principal de vapor. Simultáneamente agua descende por los tubos del sistema de downcomers con una entalpía h_{dw} , mientras que por los risers asciende la mezcla líquido-vapor obtenida en los evaporadores hacia el domo principal de vapor con una entalpía h_{riser} , la mezcla pasa por un sistema de separación y se obtiene vapor saturado con una entalpía de saturación h_{st} que sale del domo principal de vapor y se dirige hacia el sistema de supercalentamiento.

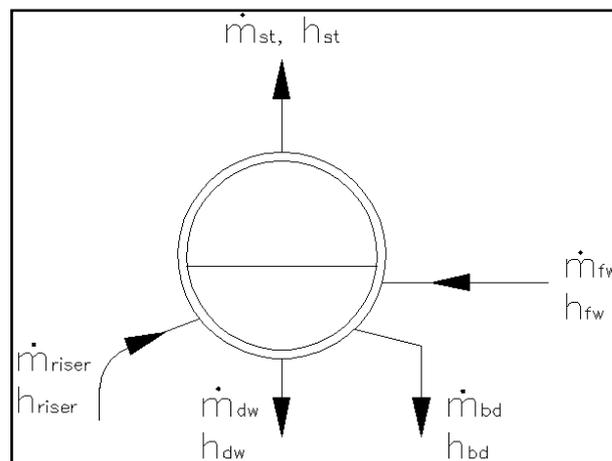


FIGURA 3.6 ESQUEMA TERMODINÁMICO DEL DOMO PRINCIPAL DE VAPOR.

Para poder realizar el balance de energía en el domo principal de vapor se define el ratio de circulación global (\overline{CR}).

$$\overline{CR} = \frac{\dot{m}_{total}}{\dot{m}_{st}} \quad \text{Ec. 3.21}$$

Donde:

\dot{m}_{total} : Flujo másico total que asciende por los risers

Se plantea el balance de energía dividiendo todos los términos de la ecuación para el flujo másico de vapor y se despeja la entalpía del flujo másico que desciende por los downcomers

$$h_{dw} = \frac{\overline{CR} \cdot h_r + \frac{\dot{m}_{fw}}{\dot{m}_{st}} \cdot h_{fw} - h_{st} - \frac{\dot{m}_{bd}}{\dot{m}_{st}} \cdot h_{bd}}{\overline{CR}} \quad \text{Ec. 3.22}$$

La entalpía de la mezcla que fluye por los risers se calcula según la ecuación 3.23, siendo h_f entalpía de líquido comprimido a la presión de trabajo del domo principal de vapor.

$$h_{riser} = x \cdot h_v + (1 - x) \cdot h_f \quad \text{Ec. 3.23}$$

Siendo la única incógnita la entalpía del agua que desciende por los downcomers, se resuelve la ecuación 3.22 para obtener su valor numérico.

Como se conoce la entalpía del agua que desciende por los downcomers y la presión del domo principal de vapor, se obtiene la densidad o el volumen específico de las tablas de vapor, cuyo valor es fundamental en el análisis de circulación del evaporador.

$$v_{dw} := v(\text{'Water'} ; h = h_{dw} ; P = P_{fw}) \quad \text{Ec. 3.24}$$

CAPÍTULO 4

4. TRANSFERENCIA DE CALOR EN HRSGs.

En el interior de un HRSG se desarrolla distintos modelos de transferencia de calor para cada componente interno, como consecuencia de las diferentes fases y geometrías que se maneja. Cada equipo es considerado un intercambiador de calor de flujo cruzado no mezclado que se diseña de manera independiente, esto significa que las modificaciones que se haga en un equipo no modificarán las dimensiones de los demás equipo.

Los fundamentos de transferencia de calor permiten determinar el área de la superficie que garantiza la tasa de transferencia de calor que le corresponde a cada intercambiador de calor. Sin embargo, para poder aplicar estos fundamentos es necesario realizar un diseño de forma y establecer: diámetros, longitudes, arreglo de tubos, tipo de aletas, etc.

Estos datos no pueden establecerse de forma arbitraria ya que se corre el riesgo de tener un diseño que teóricamente funcione, pero que en la práctica tenga los siguientes problemas: muy costoso, poco tiempo de vida útil, costos de mantenimiento muy elevados, etc.

Por lo tanto, al momento de seleccionar cada uno de los parámetros que determina el diseño de forma es necesario aplicar criterios y recomendaciones en base a la experiencia de los constructores y los proveedores de materiales e insumos de los HRSGs. Estos criterios son diferentes en el supercalentador, evaporador y economizador.

En la primera sección de este capítulo se explican los fundamentos de transferencia de calor que rigen el diseño térmico de un HRSG, mientras que en las secciones siguientes se expone como aplicar estos fundamentos para poder calcular el área de las superficies de transferencia de calor de cada equipo en base a las recomendaciones de los fabricantes.

4.1. Fundamentos de transferencia de calor.

4.1.1. Transferencia de calor en superficies extendidas.

En un HRSG se utiliza ampliamente las superficies extendidas tanto en el supercalentador como en el evaporador y el economizador. Al

ser bajos los valores que se recomienda para el Pinch Point y Approach Point en un HRSG sin calor suplementario se termina manejando en los intercambiadores de calor diferencias de temperaturas logarítmicas pequeñas. Esto crea la necesidad de usar considerables superficies de transferencia de calor, siendo las aletas anulares o aserradas la mejor solución para obtener diseños compactos.

El coeficiente de convección en este tipo de aletas se lo puede determinar con la correlación de ESCOA desarrollada por la compañía ESCOA (Extended Surface Corporation of America), fabricante de este tipo de aletas.

Correlación de ESCOA.

$$h_c = J \cdot G_g \cdot C_{p_{\text{gas}}} \cdot \left[\frac{K_{\text{gas}}}{\mu_{\text{gas}} \cdot C_{p_{\text{gas}}}} \right]^{0,67} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

J: Coeficiente de Colburn.

G_g : Velocidad másica del gas.

C_p : Calor específico del gas [Btu/(Lbm*°F)]

k_{gas} : Conductividad del gas [Btu/(hr*ft*°F)]

μ_{gas} : Viscosidad dinámica del gas [lb/(ft*hr)]

Es necesario señalar que todas las propiedades del gas son evaluadas a su temperatura media y que esta correlación es válida cuando:

$$2000 \leq Re \leq 500000$$

$$9.5 \text{ mm} \leq h_f \leq 38.1 \text{ mm}$$

$$1 \leq n_f \leq 7 \text{ aletas/pulgada}$$

Donde:

n_f : Densidad de Aletas

h_f : Altura de aletas

La velocidad másica debe ser determinada con la siguiente ecuación:

$$G_g = \frac{\dot{m}_{\text{gas}}}{A_{\text{net}}} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Donde:

A_{net} : Área Neta [ft^2].

Y se calcula como se muestra a continuación:

$$A_{\text{net}} = A_d - A_o \cdot N_w \cdot L \quad \text{Ec. 4.3}$$

$$A_d = \text{Ancho} \cdot \text{Alto} \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$A_o = \frac{\phi_o}{12} + \frac{2 \cdot n_f \cdot t_f \cdot h_f}{12} \quad \text{Ec. 4.5}$$

Donde:

A_o : Sección Ocupada [ft].

A_d : Área Libre [ft²].

N_w : Número de filas

t_f : Espesor de aletas [in]

El coeficiente de Colburn se determina a partir de:

$$J = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left[\frac{\phi_f}{\phi_o} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\bar{T}_{gas} + 460}{\bar{T}_{fin} + 460} \right]^{0,25} \quad \text{Ec. 4.6}$$

Donde:

ϕ_f : Diámetro externo de la aleta [in].

ϕ_o : Diámetro externo del tubo [in].

\bar{T}_g : Temperatura promedio del gas [°F].

\bar{T}_{fin} : Temperatura promedio de la punta de la aleta [°F].

A continuación se expone la función de los coeficientes C_1 , C_3 y C_5 . El coeficiente C_1 considera el tipo de flujo, el coeficiente C_3 considera la influencia de la altura de las aletas y el espacio entre aletas y el coeficiente C_5 considera la influencia del arreglo de tubos que se tiene.

Para el cálculo del coeficiente C1 se necesita conocer el número de Reynolds el cual se calcula como sigue:

$$\text{Re}_{\text{gas}} = \frac{G \cdot \phi}{12 \cdot \mu_{\text{gas}}} \quad \text{Ec. 4.7}$$

El Anexo D muestra como calcular cada uno de los coeficientes de la ecuación 4.6. Se muestra el cálculo para aletas anulares y el cálculo para aletas aserradas por separado.

Para poder completar el cálculo del coeficiente de transferencia de calor del lado del gas es necesario conocer la temperatura promedio de la punta de la aleta. La ecuación de la temperatura de la punta de la aleta se plantea bajo los siguientes supuestos:

- Condiciones unidimensionales en la dirección longitudinal de la aleta.
- La conductividad térmica de la aleta es constante.
- La radiación desde la superficie es insignificante.
- El coeficiente de convección es uniforme sobre toda la superficie.

Ec. 4.8

$$\frac{\bar{T}_{\text{gas}} - T_{\text{fin}}}{\bar{T}_{\text{gas}} - T_{\text{b}}} = \frac{1}{\cosh \left[m \cdot \frac{h_f}{12} \right] + \frac{h_c}{m \cdot K_{\text{fin}}} \cdot \sinh \left[m \cdot \frac{h_f}{12} \right]}$$

Como se aprecia la temperatura de la punta de la aleta depende de la temperatura de la base del tubo, la misma que varía con la longitud del tubo. Para calcular el valor de la temperatura promedio de la aleta es necesario obtener un mapeo de las temperaturas de la base y la punta de la aleta a lo largo del tubo. Este análisis se realiza en las secciones posteriores.

4.1.2. Convección en flujo interno sin cambio de fase.

Este modelo de transferencia de calor ocurre en el interior de los tubos del supercalentador o del economizador.

Determinar el régimen de flujo es necesario para determinar el coeficiente de convección interno, para esto se calcula el número de Reynolds en flujo interno.

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_w}{\pi \cdot \Phi_i \cdot \mu_s} \quad \text{Ec. 4.9}$$

Donde:

Φ_i : Diámetro interno del tubo.

μ_s : Viscosidad del fluido.

El régimen del fluido se lo puede conocer mediante la siguiente relación:

Flujo laminar	ReD < 2100
Flujo en transición	2100 < ReD < 10000
Flujo turbulento	ReD > 10000

En un HRSG los flujos interiores así como los exteriores son turbulentos. La correlación que proporciona menos error en el cálculo del número de Nusselt y por ende en el cálculo del coeficiente de convección interno es la correlación de Gnielinski, que es de la forma:

$$\text{Nut}_D = \frac{f_s \cdot (\text{Re}_D - 1000) \cdot \text{Pr}_s}{1 + 12,7 \cdot \left[\frac{f_s}{8} \right]^{0,5} \cdot (\text{Pr}_s^{0,666} - 1)} \quad \text{Ec. 4.10}$$

Donde:

f : Factor de fricción.

Prs: Número de Prandtl.

Para poder evaluar esta correlación se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Se debe evaluar las propiedades del fluido a su temperatura promedio.

- Válida para:

$$0.5 < Pr < 2000$$

$$3000 < Re_D < 5 \times 10^6$$

$L/D \geq 10$ Flujo desarrollado.

- Errores de hasta el 10%.

Al tener un flujo turbulento por el interior de los tubos, el coeficiente de fricción en esa región del diagrama de Moody se vuelve asintótico. La tabla 6 muestra el factor de fricción para tuberías comerciales, nuevas y de acero.

TABLA 6
FACTOR DE FRICCIÓN, PARA TUBERÍAS COMERCIALES,
NUEVAS, DE ACERO Y EN LA ZONA DE TOTAL
TURBULENCIA.

ϕ_i (in)	f
0.5	0.028
0.75	0.0245
1.0	0.023
1.5	0,021
2.0	0.0195
2.5	0.018

Conocido el número de Nusselt, se determina el coeficiente de convección interno como sigue:

$$h_i = \frac{Nut_D \cdot K_s}{\Phi_i} \quad \text{Ec. 4.11}$$

4.1.3. Proceso de ebullición por transferencia de calor a fluidos saturados en flujo interno.

El evaporador es el equipo más complicado de diseñar térmicamente en un HRSG, ya que en este equipo se debe generar el flujo de vapor saturado deseado y a su vez la calidad del vapor a la salida de los evaporadores debe ser la prevista en el diseño, para garantizar una eficiente separación de vapor en el domo principal de vapor y evitar recalentamiento en los tubos. Conocer el proceso de ebullición en los tubos verticales es el primer paso para entender el modelo de transferencia de calor que se debe aplicar en el evaporador de un HRSG.

Proceso de ebullición.

El líquido ingresa a los evaporadores con un estado termodinámico cercano al de saturación y recibe un flujo de calor constante que modifica la estructura molecular del líquido y permite que el vapor se empiece a formar gradualmente. A medida que el vapor se

forma se desarrollan distintos modelos de flujo a lo largo del tubo, además se produce una variación de los coeficientes de transferencia de calor debido a estos cambios.

Desde la entrada de cada tubo del evaporador aumenta la temperatura del líquido y de la pared del tubo. Antes de llegar a la temperatura de saturación se inicia la formación de pequeñas burbujas en la pared del tubo, seguidamente cada burbuja se desprende de la pared del tubo y se condensa en la masa de líquido. A esta etapa del proceso se la conoce como ebullición subenfriada (subcooled boiling) y se la puede apreciar junto con los distintos modelos de flujo en la figura 4.1.

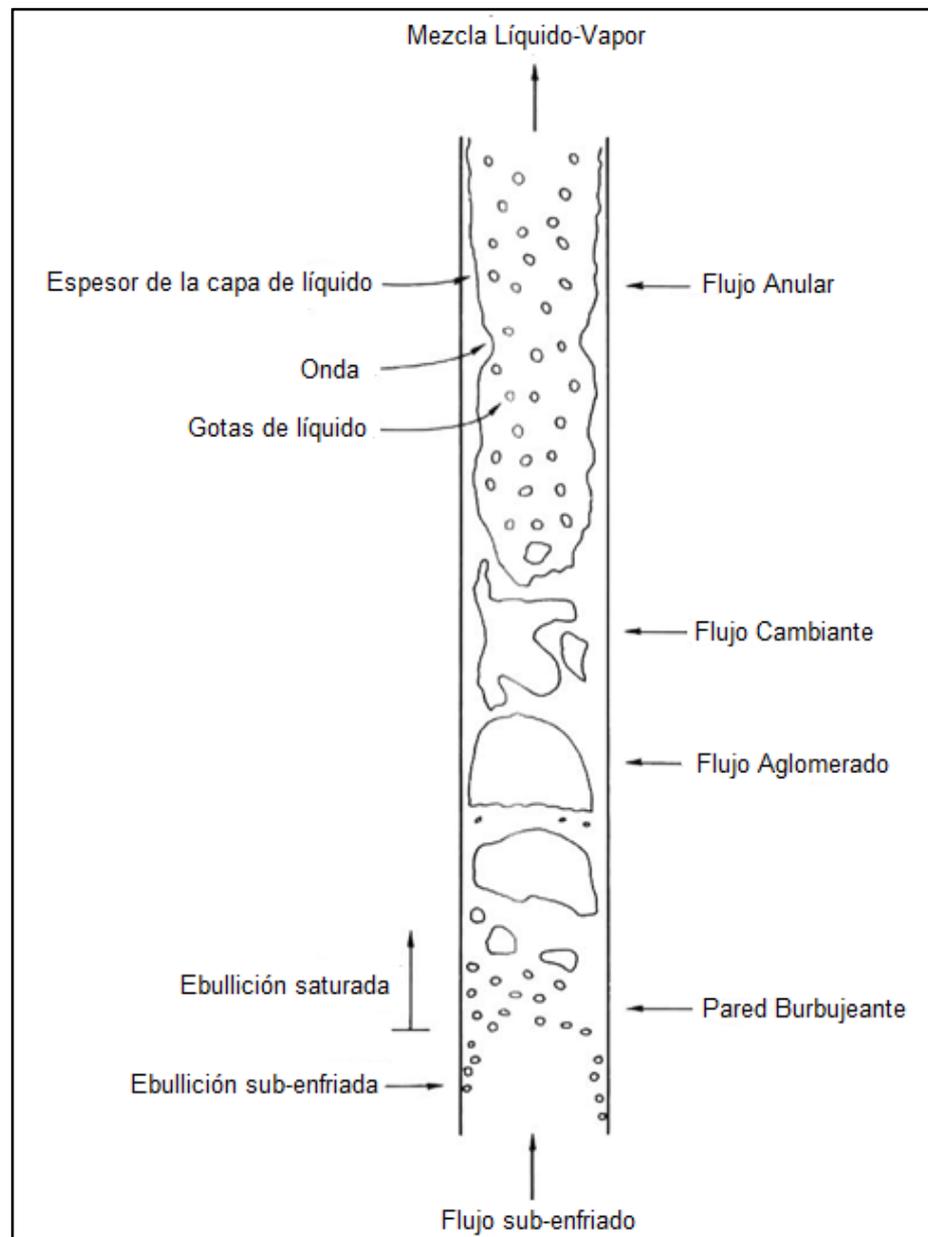


FIGURA 4.1 MODELOS DE FLUJO EN EL PROCESO DE EBULLICIÓN [13].

El proceso continúa y se incrementa el número de puntos de formación de burbujas en la pared del tubo, el modelo de flujo en esta etapa es conocido como pared burbujeante (bubbly flow). El espesor de la capa de burbujas aumenta hasta que la masa de líquido alcanza la temperatura de saturación.

A la temperatura de saturación empieza la ebullición nucleada (nucleation boiling). El tamaño de las burbujas aumenta con lo cual aumenta la velocidad del flujo y el coeficiente de transferencia de calor, mientras que la temperatura de la pared empieza a disminuir. Seguidamente empieza una aglomeración de burbujas en el centro del flujo hasta formar un flujo de burbujas de mayor tamaño (slug flow). Este proceso continúa hasta formar una sola burbuja que abarca una mayor sección del tubo la cual tiene en su interior una mezcla de vapor y agua [14].

Como el flujo de calor es constante esta estructura no se puede mantener y la mezcla entra en un estado de agitación que permite la separación de las dos fases, observándose un flujo cambiante (churn flow).

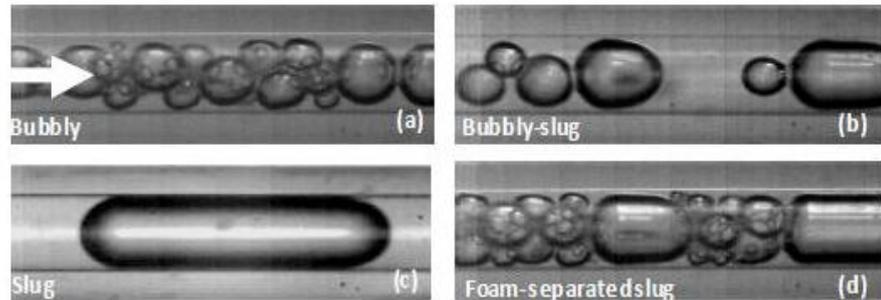


FIGURA 4.2 TRANSICIÓN DEL MODELO BUBBLY FLOW A CHURN FLOW. a) FLUJO BURBUJEANTE; b) TRANSICIÓN DE FLUJO BURBUJEANTE A FLUJO AGLOMERADO; c) ÚLTIMA ETAPA DEL MODELO DE FLUJO AGLOMERADO; d) DESARROLLO DEL MODELO DE FLUJO CAMBIANTE [15].

Mientras la mezcla avanza por el tubo la separación de las fases se vuelve más notoria. Se empieza a formar una capa de líquido que cubre el vapor que circula por el centro del tubo, a este modelo se lo conoce como flujo anular (anular flow).

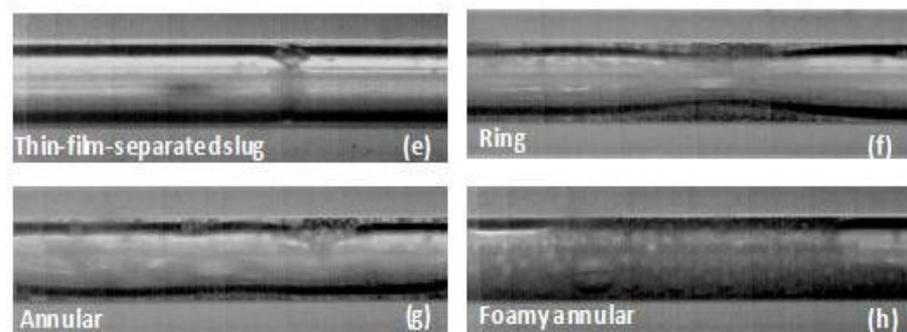


FIGURA 4.3 FLUJO ANULAR. e) ÚLTIMA ETAPA DEL MODELO DE FLUJO CAMBIANTE; f) INICIO DEL MODELO DE FLUJO ANULAR; g) FLUJO ANULAR DESARROLLADO; h) INTERCAMBIO DE LÍQUIDO ENTRE LA CAPA DE LÍQUIDO Y EL CENTRO DE VAPOR [15].

Sin embargo, la capa de líquido contiene unas cuantas burbujas de vapor y el núcleo de vapor contiene unas cuantas gotas de líquido. La ebullición empieza a completarse cuando la capa de líquido empieza a perder espesor, en esta etapa del proceso de ebullición se empieza a secar la pared del tubo en ciertas zonas, el coeficiente de transferencia de calor disminuye producto de pasar de un proceso de transferencia de calor sólido-líquido a sólido-gas, por lo tanto la temperatura de la pared del tubo aumenta considerablemente [14].

Una condición de no equilibrio se presenta a medida que se evapora la capa de líquido ya que el núcleo de vapor se sobrecalienta para proporcionar la diferencia de temperatura necesaria para evaporar la porción de líquido restante y completar el proceso de ebullición.

Proceso de cálculo del coeficiente de transferencia de calor a fluidos saturados en flujo interno [16].

La existencia de distintos modelos de flujo en el proceso de ebullición impide el desarrollo de teorías generalizadas sobre la transferencia de calor en flujo bifásico. Esto significa que es

ineficiente correlacionar un coeficiente promedio que considere las distintas condiciones que existen en el proceso de ebullición.

John C. Chen planteó trabajar con coeficientes locales de transferencia de calor, así se considera los efectos microscópicos y macroscópicos de manera independiente. Los efectos macroscópicos están asociados con la ebullición por convección, mientras que los efectos microscópicos están asociados con la ebullición por la formación y crecimiento de las burbujas según los modelos de flujo que se ha expuesto. Por último demostró que el coeficiente de transferencia de calor es obtenido sumando las contribuciones macroscópicas y microscópicas.

Antes de plantear la correlación de Chen, es necesario citar las condiciones bajo las cuales se plantea:

- Fluido saturado.
- Flujo axial vertical.
- Flujo estable.
- Flujo de calor menor al crítico
- No existe el fenómeno de pared seca.

El coeficiente de “macro-convección” planteado por Chen es una modificación de la correlación de Ditus-Boelter, como se muestra a continuación:

$$h_{\text{mac}} = 0,023 \cdot \text{Re}_f^{0,8} \cdot \text{Pr}_f^{0,4} \cdot \frac{k_f}{\Phi_{\text{evap}}} \cdot F_o \quad \text{Ec. 4.12}$$

Donde:

Ref: Número de Reynolds con las propiedades de líquido comprimido

Prf: Número de Prandtl con las propiedades de líquido comprimido.

kf: Conductividad del líquido comprimido.

Fo: Ratio entre el Reynolds bifásico y el Reynolds líquido

$$\left(\frac{\text{Re}_{\text{TF}}}{\text{Re}_L} \right)^{0,8}$$

El valor de Fo corrige el número de Reynolds en la ecuación de Ditus-Boelter para poder aplicarla a flujo bifásico. No es necesario realizar una corrección de los valores de Prf y kf ya que no se produce una variación significativamente con la calidad. Antes de calcular el valor de Fo, se calcula el valor de F que se determina según la siguiente relación:

$$F=1; 1/X_{TT} \leq 0.1 \quad \text{Ec. 4.13}$$

$$F = 2,35 \cdot \left[0,213 + \frac{1}{X_{tt}} \right]^{0,736} ; 1/X_{TT} \geq 0.1 \quad \text{Ec. 4.14}$$

Donde:

X_{tt}: Número de Martinelli

Y se calcula como se muestra a continuación:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left[\frac{x}{1-x} \right]^{0,9} \cdot \left[\frac{\rho_f}{\rho_g} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\mu_g}{\mu_f} \right]^{0,1} \quad \text{Ec. 4.15}$$

Donde:

x: Calidad del vapor.

ρ_f : Densidad del líquido comprimido.

ρ_g : Densidad del vapor saturado.

μ_f : Viscosidad del líquido comprimido.

μ_g : Viscosidad del vapor saturado.

Obtenido F, se calcula el valor de Fo:

$$F_o = F \cdot (1-x)^{0,8} \quad \text{Ec. 4.16}$$

El coeficiente de “micro-convección” planteado por Chen es una modificación de la ecuación de Forster y Zuber derivado para el

caso de ebullición de alberca. Para representar el efecto de microconvección se representó la ecuación de Forster y Zuber en términos de un factor de supresión del crecimiento de burbujas S , como se muestra a continuación

Ec. 4.17

$$h_{mic} = 0,00122 \cdot \frac{k_f^{0,79} \cdot C_{p_f}^{0,45} \cdot \rho_f^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_f^{0,29} \cdot \lambda^{0,24} \cdot \rho_g^{0,24}} \cdot \Delta T^{0,24} \cdot \Delta P^{0,75} \cdot S$$

Donde:

σ : Tensión superficial.

ΔT : Sobrecalentamiento.

ΔP : Caída de presión asociada al sobrecalentamiento.

λ : Calor latente de vaporización.

S : Factor de supresión.

A continuación se muestra el cálculo del sobrecalentamiento ΔT y la respectiva caída de presión ΔP :

$$\Delta T = T_w - T_s \quad \text{Ec. 4.18}$$

$$\Delta P = \Delta T \cdot \lambda \cdot \left[\frac{\rho_g}{T_s + 273} \right] \quad \text{Ec. 4.19}$$

Donde:

T_w : Temperatura de la pared del tubo.

Antes de calcular el factor de supresión S , se debe calcular el valor del número de Reynolds bifásico, que es de la forma:

$$Re_{TF} = \frac{G_{evap} \cdot \phi \cdot (1 - x) \cdot F^{1,25}}{\mu_f} \quad \text{Ec. 4.20}$$

Calculado esto, se puede obtener el factor de supresión S con la siguiente ecuación:

$$S = \frac{1}{1 + \frac{2,53}{10^6} \cdot Re_{TF}^{1,17}} \quad \text{Ec. 4.21}$$

El coeficiente total de transferencia de calor es obtenido como la suma:

$$h_{TF} = h_{mic} + h_{mac} \quad \text{Ec. 4.22}$$

4.1.4. Intercambiadores de calor.

El diseño térmico de un intercambiador de calor como los que se tiene en un HRSG tiene como objetivo principal determinar el área de la superficie de transferencia de calor que se necesita para garantizar una determinada tasa de transferencia de calor. Para

esto se debe trabajar con una ecuación de flujo de calor de la forma:

$$Q = U_o \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LM} \quad \text{Ec. 4.23}$$

Donde:

U_o : Coeficiente global de transferencia de calor.

ΔT_{LM} : Diferencia de temperaturas logarítmicas.

F: Factor de corrección de ΔT_{LM}

El área de los tubos con aletas aserradas se calcula sumando el área de las aletas con el área de las porciones lisas, como sigue:

$$A = (A_f + A_b) \cdot L \cdot N_T \quad \text{Ec. 4.24}$$

Donde:

A_f : Área unitaria de las aletas [ft].

A_b : Área unitaria de las regiones lisas [ft].

N_T : Número de tubos.

Y se calculan como sigue:

Ec. 4.25

$$A_{f, \text{evap}} = \frac{n_{f, \text{evap}}}{12} \cdot \left[\frac{\pi}{2} \cdot (\phi_{s, \text{evap}}^2 - \phi_{b, \text{evap}}^2) + 2 \cdot w_{f, \text{evap}} \cdot h_{f, \text{evap}} \cdot n_{s, \text{evap}} \right] \\ + (\pi \cdot \phi_{s, \text{evap}} + 2 \cdot h_{f, \text{evap}} \cdot n_{s, \text{evap}}) \cdot t_{f, \text{evap}} \cdot \frac{n_{f, \text{evap}}}{12}$$

$$A_b = \frac{\pi \cdot \phi_o \cdot (1 - n_f \cdot t_f)}{12} \quad \text{Ec. 4.26}$$

El coeficiente global de transferencia de calor se define como lo muestra la siguiente ecuación:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{A_T}{h_i \cdot A_i} + ff_i \cdot \frac{A_T}{A_i} + ff_o + \frac{A_T}{A_w} \cdot \frac{\phi_o}{24 \cdot K_{\text{tube}}} \cdot \ln \left[\frac{\phi_o}{\phi_i} \right] + \frac{1}{\eta \cdot h_c} \quad \text{Ec. 4.27}$$

Donde:

A_T : Área unitaria total [ft].

A_i : Área unitaria interna [ft].

A_w : Área unitaria media de la pared [ft].

ff_i : Factor de impureza interno.

ff_o : Factor de impureza externo.

k_{tube} : Conductividad térmica del tubo.

η : Eficiencia superficial global.

Las áreas unitarias se calculan de la siguiente forma:

$$A_T = A_f + A_b \quad \text{Ec. 4.28}$$

$$A_i = \frac{\pi \cdot \phi_i}{12}$$

Ec. 4.29

$$A_w = \pi \cdot \left[\frac{\phi + \Phi_1}{24} \right] \quad \text{Ec. 4.30}$$

La eficiencia superficial global se calcula a través de las siguientes ecuaciones:

$$\eta = 1 - (1 - E) \cdot \frac{A_f}{A_T} \quad \text{Ec. 4.31}$$

$$E = \frac{\tanh \left[\frac{m \cdot h_f}{12} \right]}{m \cdot \frac{h_f}{12}} \quad \text{Ec. 4.32}$$

$$m = \left[\frac{24 \cdot h_c}{K_{fin} \cdot t_f} \right]^{0,5} \quad \text{Ec. 4.33}$$

Donde:

k_{fin} : Conductividad térmica de la aleta.

Como ya se mencionó, los intercambiadores de calor del HRSG son considerados intercambiadores de calor de flujo cruzado no mezclado. Para determinar la temperatura media logarítmica (ΔT_{LM}) que se debe aplicar en la ecuación 4.23 se plantea la distribución de temperaturas para un intercambiador de calor en contraflujo.

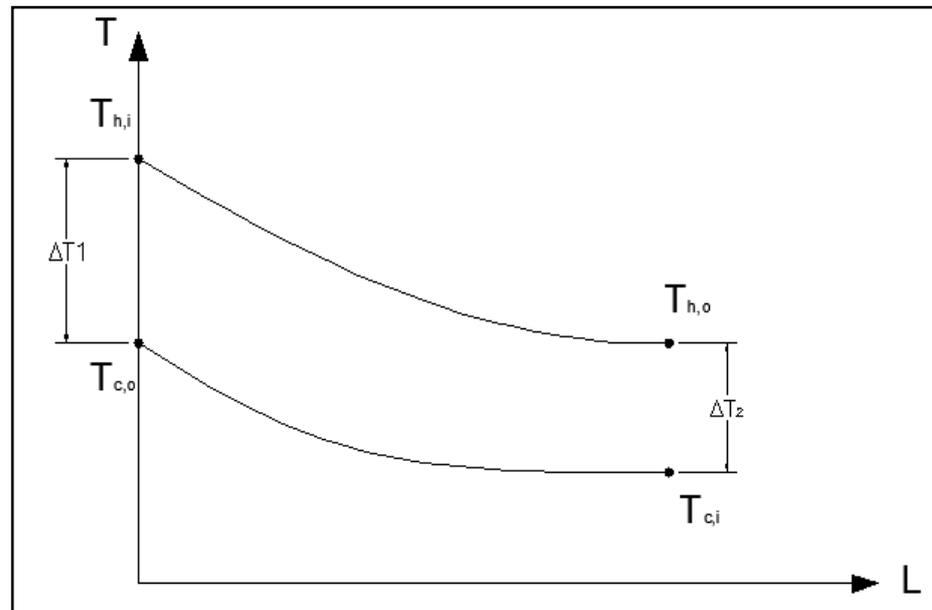


FIGURA 4.4 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS PARA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR EN CONTRAFLUJO.

Donde:

$T_{h,i}$: Temperatura del gas a la entrada.

$T_{h,o}$: Temperatura del gas a la salida.

$T_{c,i}$: Temperatura del fluido (líquido o vapor) a la entrada.

$T_{c,o}$: Temperatura del fluido (líquido o vapor) a la salida.

La diferencia de temperatura media logarítmica es de la forma:

$$\Delta T_{LM;SH1} = \frac{\Delta T_{2;SH1} - \Delta T_{1;SH1}}{\ln \left[\frac{\Delta T_{2;SH1}}{\Delta T_{1;SH1}} \right]} \quad \text{Ec. 4.34}$$

Se corrige el valor de la diferencia de temperaturas logarítmicas multiplicándola por el valor de F, cuyo valor se lo obtiene de la figura 4.5

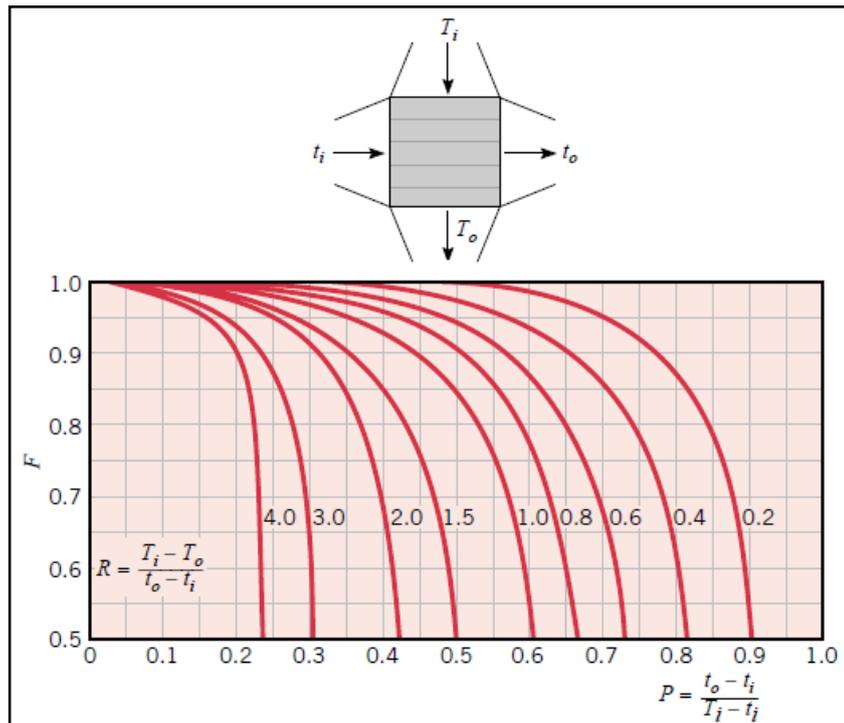


FIGURA 4.5 FACTOR DE CORRECCIÓN PARA UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE UN SOLO PASO, EN FLUJO CRUZADO NO MEZCLADO [17].

Se calcula P y R como sigue:

$$P = \frac{T_{c;o} - T_{c;i}}{T_{h;i} - T_{c;i}} \quad \text{Ec. 4.35}$$

$$R = \frac{T_{h;i} - T_{h;o}}{T_{c;o} - T_{c;i}} \quad \text{Ec. 4.36}$$

4.2. Transferencia de calor en el supercalentador y el economizador.

En el diseño térmico del supercalentador de un HRSG se debe considerar que este es el primer equipo que entra en contacto con los gases de combustión, por lo tanto se maneja elevadas temperaturas de los tubos y de las aletas. Se debe seleccionar de manera correcta el material de los tubos y aletas para evitar fallas prematuras en el supercalentador.

En un supercalentador se utiliza aleaciones como el SA213-T11 o el SA213-T22 ya que el manejo de temperaturas superiores a los 500 °C no resulta un problema con estos materiales. Sin embargo la conductividad térmica de este tipo de aleaciones es menor que la de los aceros al carbono. En el caso de transferencia de calor en superficies extendidas la conductividad térmica tiene una alta influencia en la distribución de temperaturas a lo largo del tubo y en última instancia, en el coeficiente global de transferencia de calor.

Por lo tanto es recomendable siempre que se pueda dividir al supercalentador en dos partes diferentes: la de temperatura intermedia (IT) y la de temperatura baja (LT). De esta manera, se puede realizar mejores diseños de transferencia de calor,

seleccionar materiales adecuados según el nivel de temperatura y por lo tanto lograr diseños más económicos.

En el economizador de un HRSG los intercambiadores de calor están en contacto con gases que ya han sido enfriados en el supercalentador y el evaporador respectivamente. Por lo tanto en los economizadores se utilizan aceros al carbono de manera segura.

Como se transfiere calor sin cambio de fase en estos equipos (supercalentador y economizador), las ecuaciones necesarias para determinar el área de la superficie de transferencia de calor son las mismas. Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor interno se aplica la ecuación 4.10 y 4.11, mientras que para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor externo se aplica la ecuación 4.1. La determinación del área de la superficie de transferencia de calor de estos equipos se realiza por medio de la ecuación de flujo de calor 4.23.

Como ya se mencionó anteriormente, conocer la distribución de la temperatura de la punta de la aleta y del tubo a lo largo del mismo es necesario para poder obtener un coeficiente de convección del

lado del gas más exacto y para inferir si se puede o no dividir en dos partes el supercalentador con el fin de obtener diseños más económicos. El análisis de la distribución de temperaturas consiste en determinar las temperaturas mencionadas en puntos discretos del tubo, este análisis es el mismo para ambos equipos (supercalentador y economizador) ya que no se produce un cambio de fase. Para este análisis se divide el tubo en varios volúmenes de control con alturas iguales, pero que no son diferenciales, luego cada volumen de control se analiza por separado. El hecho de que se realice un análisis numérico y no analítico se debe a que el tubo con aletas no permite el manejo de diferenciales exactos, ya que no se puede obtener una función que relacione el área con un diferencial de altura.

Para poder analizar cada volumen de control se ha planteado los siguientes supuestos:

- El sistema opera en estado estable y flujo estable
- El cambio de energía cinética y potencial del sistema es despreciable.
- Los componentes del sistema son rígidos.
- El calor específico del fluido (líquido o vapor) es constante.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante.

La figura 4.6 muestra el seccionamiento del tubo en una región arbitraria

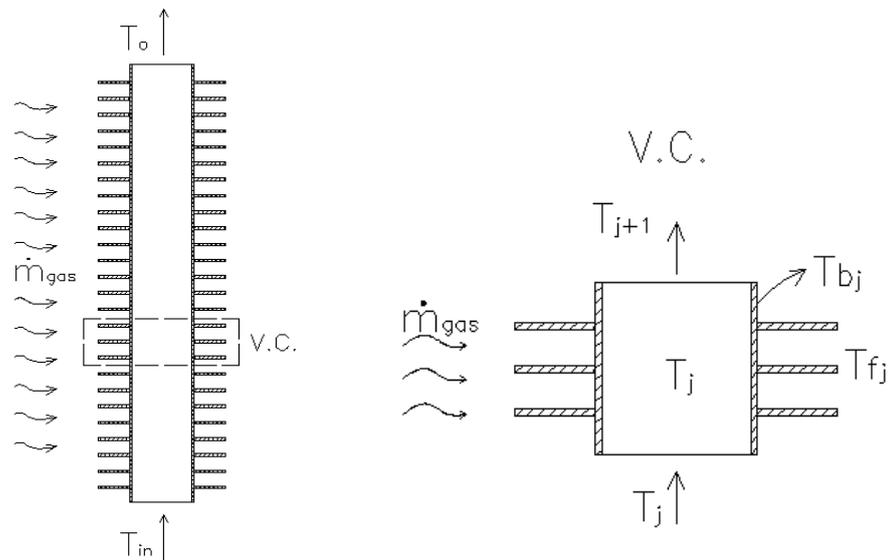


FIGURA 4.6 VOLUMEN DE CONTROL DE UNA SECCIÓN ARBITRARIA DEL TUBO DE UN SUPERCALENTADOR O DE UN ECONOMIZADOR.

Se realiza el balance de energía del volumen de control, y se obtiene:

$$\Delta Q = \dot{m}_i \cdot C_{p_i} \cdot (T_{j+1} - T_j) \quad \text{Ec. 4.37}$$

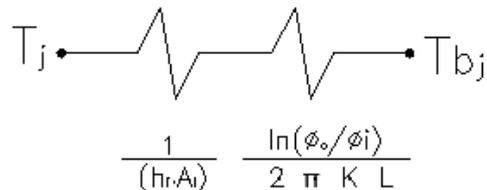
La tasa de calor transferido también se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$\Delta Q = U_o \cdot A \cdot (T_{\text{gas;med}} - T_j) \quad \text{Ec. 4.38}$$

Igualando la ecuación 4.37 con la ecuación 4.38 se obtiene la ecuación para poder calcular el valor de la temperatura del fluido a la salida del volumen de control de la figura 4.6

$$T_{j+1} = \frac{U_o \cdot (T_{\text{gas;med}} - T_j) \cdot A}{m_i \cdot C_{p_i}} + T_j \quad \text{Ec. 4.39}$$

Para poder obtener la temperatura de la punta de la aleta por medio de la ecuación 4.8, se debe conocer la temperatura del tubo. A continuación se muestra la malla térmica que se utiliza para poder calcular este valor.



A partir de esto se obtiene las siguientes ecuaciones de flujo de calor:

$$q_j = U_o \cdot (T_{\text{gas;med}} - T_j) \quad \text{Ec. 4.40}$$

Ec. 4.41

$$q_j = \left[\frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \ln\left(\frac{\phi_b}{\phi}\right) \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K_{\text{tube}}}} \right] \cdot (T_{b;j} - T_j)$$

Igualando la ecuación 4.40 con la ecuación 4.41 se obtiene la ecuación para poder calcular el valor de la temperatura del tubo del volumen de control de la figura 4.6($T_{b,j}$).

Ec. 4.42

$$T_{b,j} = \frac{U_o \cdot (T_{\text{gas;med}} - T_j)}{1} + T_j$$

$$\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \ln \left[\frac{\phi_o}{\phi} \right] \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K_{\text{tube}}}$$

El análisis expuesto es para un volumen de control arbitrario. Para que se pueda determinar la distribución de temperaturas a lo largo del tubo, se debe desarrollar un programa que tome como dato la temperatura de entrada del fluido y calcule la temperatura del tubo, de la punta de la aleta y del fluido a la salida del volumen de control uno y con este último valor calcule las temperaturas antes citadas para el siguiente volumen de control, hasta llegar al último volumen de control. Este programa se expone con mayor detalle en el capítulo 6 del presente proyecto.

4.3. Transferencia de calor en el evaporador.

El diseño térmico del evaporador del HRSG es distinto al diseño del supercalentador y del economizador, ya que se tiene un fluido

saturado fluyendo por el interior de los tubos. El evaporador está compuesto por varias secciones de transferencia de calor (evaporadores) cada una con un circuito de vapor independiente, esto significa que a la salida de cada intercambiador de calor se obtiene vapor con una calidad diferente. Como ya se explicó anteriormente, cada circuito de vapor está compuesto fundamentalmente por: el sistema de downcomers, los evaporadores, los risers y el domo principal de vapor.

El diámetro de la tubería que se utilice en los downcomers no debe ser menor a 6" para garantizar que la velocidad del flujo descendente no sea demasiado elevada y por lo tanto no se acarreen burbujas de vapor. El diámetro de la tubería de los risers debe ser igual o mayor al de los downcomers [9].

El coeficiente externo de transferencia de calor se calcula por medio de la ecuación 4.1, mientras que el coeficiente interno se calcula por medio de las ecuaciones 4.12, 4.17 y 4.22. El área de transferencia de calor se determina con la ecuación 4.23.

Conocer la calidad que tenga el vapor generado a la salida de cada circuito de vapor es fundamental para el diseño térmico del evaporador, ya que a partir de este valor se puede determinar:

- El coeficiente interno de convección.
- El flujo másico que circula por los evaporadores.
- Si existe recalentamiento excesivo en los tubos por flujo crítico de calor.

El procedimiento para determinar la distribución de la calidad del vapor a lo largo de los evaporadores consiste en seccionar el tubo del evaporador y analizar cada volumen de control por separado. Este procedimiento de cálculos se ha planteado bajo los siguientes supuestos:

- El sistema opera en estado estable y flujo estable
- El cambio de energía cinética y potencial del sistema es despreciable.
- Los componentes del sistema son rígidos.
- El calor específico del fluido (líquido o vapor) es constante.
- El coeficiente global de transferencia de calor es constante.
- La temperatura de la base del tubo y de la punta de las aletas se mantiene constante a lo largo del tubo.

La figura 4.7 muestra el esquema utilizado para este análisis.

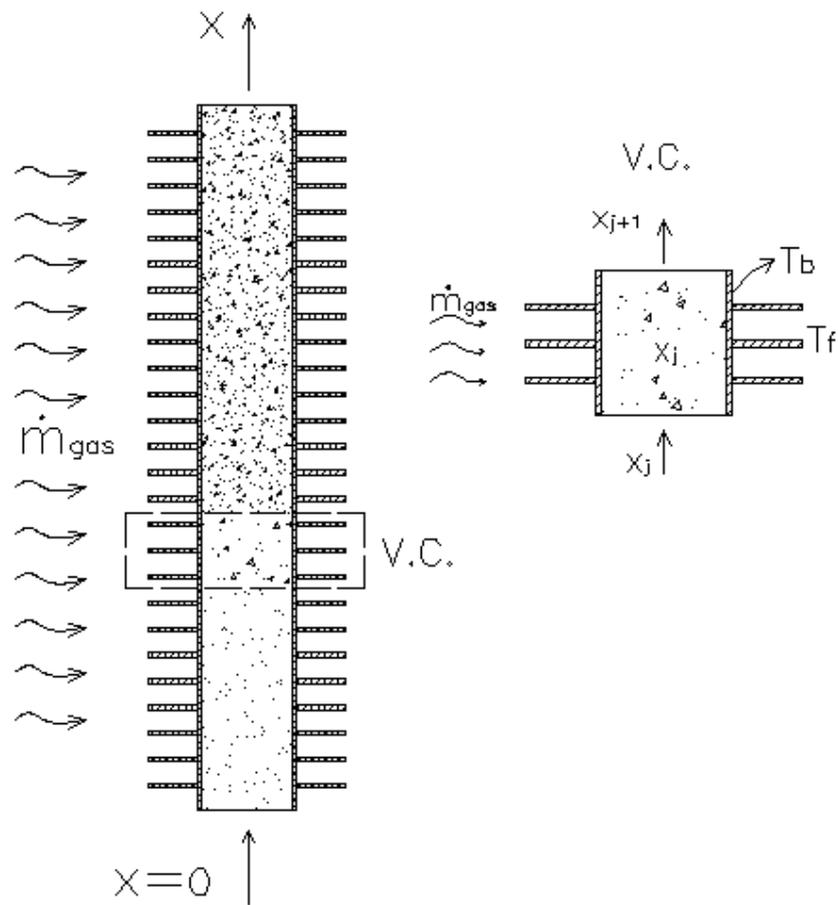


FIGURA 4.7 VOLUMEN DE CONTROL DE UNA SECCIÓN ARBITRARIA DEL TUBO DE UN EVAPORADOR.

Se realiza el balance de energía del volumen de control y se obtiene:

$$\Delta Q = \dot{m} \cdot (i_{j+1} - i_j) \quad \text{Ec. 4.43}$$

Donde:

i_j : Entalpía del fluido a la entrada del volumen de control j .

La entalpía a la salida del volumen de control se calcula como se muestra a continuación:

$$i_{j+1} = x_{j+1} \cdot h_v + (1 - x_{j+1}) \cdot h_f \quad \text{Ec. 4.44}$$

Donde:

h_v : Entalpía del vapor saturado.

Para el cálculo de la temperatura de la punta de la aleta se aplica las ecuaciones 4.42 y 4.8, con la particularidad de que la temperatura de la punta de la aleta es constante a lo largo del tubo.

El análisis expuesto es para un volumen de control arbitrario. Para que se pueda determinar la distribución de calidades a lo largo del tubo y en última instancia, la calidad a la salida del circuito de vapor, se debe desarrollar un programa que tome como dato la entalpía de entrada del fluido y calcule la entalpía a la salida del volumen de control, con este último valor calcule entalpía a la salida del siguiente volumen de control y así sucesivamente hasta llegar a determinar la entalpía a la salida del último volumen de control y por consiguiente, la calidad a la salida del evaporador. Este programa se expone con mayor detalle en el capítulo 6 del presente proyecto.

CAPÍTULO 5

5. CAÍDA DE PRESIÓN EN HRSG.

5.1. Caída de presión en el exterior de los tubos del supercalentador, evaporador y economizador.

La caída de presión del lado de los gases se debe únicamente al flujo de estos por los bancos de tubos con aletas. Por lo tanto, el procedimiento para calcular la caída de presión del lado del gas en el supercalentador, evaporador y economizador es el mismo.

La compañía ESCOA, constructora de aletas anulares y aserradas, determinó que la caída de presión de los gases que fluyen a través de este tipo de aletas es:

$$\Delta P_g = (f_g + a_g) \cdot \frac{G_g^2 \cdot Nr}{\rho_{gas} \cdot 1,083 \cdot 10^9} \quad \text{Ec. 5.1}$$

Donde:

G_g : Velocidad másica del gas $\left[\frac{\text{Lbm}}{\text{ft}^2 \cdot \text{hr}} \right]$

N_r : Número de filas de tubos

ρ_{gas} : Densidad del gas $\left[\frac{\text{Lbm}}{\text{ft}^3} \right]$

Por medio de las ecuaciones 5.2 y 5.3 se calcula valores de a_g y f_g

$$f_g = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left[\frac{\phi_b + 2 \cdot h_f}{\phi_b} \right]^{0,5} \quad \text{Ec. 5.2}$$

Ec. 5.3

$$a_g = \left[\frac{1 + B}{4 \cdot N_r} \right] \cdot \left[\frac{1,8 \cdot T_{g,i} + 32 - (1,8 \cdot T_{g,o} + 32)}{460 + \bar{T}_{\text{gas}}} \right]$$

El valor de B se calcula como sigue:

$$B = \frac{A_{\text{net}}}{A_d} \quad \text{Ec. 5.4}$$

El cálculo de los coeficientes C_2 , C_4 y C_6 , se muestra en el Anexo D de este proyecto.

Como se puede apreciar en la ecuación 5.1, un valor que influye fuertemente en la caída de presión es el de la velocidad másica. Cuando se manejan altas velocidades másicas de los gases en el

interior de un HRSG, la caída de presión es alta, pero la transferencia de calor es mayor. El diseño que se plantee deberá minimizar a un valor razonable las caídas de presión en los gases, manteniendo una tasa de transferencia de calor alta.

5.2. Caída de presión en el interior de los tubos del supercalentador y del economizador.

La caída de presión en el interior de los tubos del supercalentador y del economizador se analiza bajo el mismo principio ya que se trabaja con un fluido que no experimenta cambio de fase.

La caída de presión total del fluido (líquido o vapor) en su trayecto por el interior de los tubos de los intercambiadores de calor se muestra a continuación:

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_h + \Delta P_{acce} \quad \text{Ec. 5.5}$$

Donde:

ΔP_f : Caída de presión por fricción.

ΔP_h : Caída de presión por diferencia de alturas.

ΔP_{acce} : Caída de presión en los accesorios.

La caída de presión por fricción se calcula a través de la ecuación de Darcy:

$$\Delta P_f = f_s \cdot \frac{\rho_{\text{steam}} \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot \Phi_1} \quad \text{Ec. 5.6}$$

Donde:

f_s : Factor de fricción.

v : Velocidad del fluido

L : Longitud del tubo.

Como ya se mencionó, el factor de fricción en los HRSG se determina por medio de la tabla 4.1, ya que los flujos que se maneja en el HRSG son turbulentos.

La velocidad del fluido se calcula a partir de:

$$\dot{V} = V \cdot \frac{\pi \cdot \Phi_1^2}{4} \quad \text{Ec. 5.7}$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_i}{\rho} \quad \text{Ec. 5.8}$$

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{m}}{N_T} \quad \text{Ec. 5.9}$$

Donde:

\dot{V} : Flujo volumétrico.

\dot{m}_i : Flujo másico por el interior de un tubo.

\dot{m} : Flujo másico total.

N_T : Número total de tubos.

La caída de presión por diferencia de alturas tiene un valor positivo cuando el fluido tiene que ascender por los tubos y tiene un valor negativo cuando tiene que descender

$$\Delta P_h = \rho \cdot g \cdot L \quad \text{Ec. 5.10}$$

Las caída de presión por accesorios en un HRSG se debe al doblez que tiene en cada extremo (semejante a un codos a 45°), a las expansiones y contracciones bruscas a la entrada y salida de los domos secundarios y la entrada y salida de los tubos de calentamiento.

Las caídas de presión por accesorios se calculan por medio de las siguientes ecuaciones:

$$\Delta P_{\text{acce}} = K_{\text{acce}} \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad \text{Ec. 5.11}$$

Donde:

k_{acce} : Coeficiente de pérdida.

Y se calcula como se muestra a continuación:

$$K_{\text{acce}} = f_s \cdot \frac{L}{\Phi_1} \quad \text{Ec. 5.12}$$

En el caso de los dobleces en los extremos del tubo, el coeficiente de pérdida es:

$$K_{\text{codo}} = 16 \cdot f_s \quad \text{Ec. 5.13}$$

A través de las ecuaciones 5.14 y 5.15 se calculan los coeficientes de pérdidas en expansiones y contracciones bruscas:

$$K_{\text{expan}} = \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right]^2 \quad \text{Ec. 5.14}$$

$$K_{\text{contrac}} = 0,5 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right] \quad \text{Ec. 5.15}$$

Donde:

k_{expan} : Coeficiente de pérdidas en expansiones bruscas.

k_{contrac} : Coeficiente de pérdidas en contracciones bruscas.

Se debe tomar en cuenta que d_1 es el diámetro menor y d_2 es el diámetro mayor.

La figura 5.1 muestra los coeficientes de pérdida en la entrada y salida de los tubos.

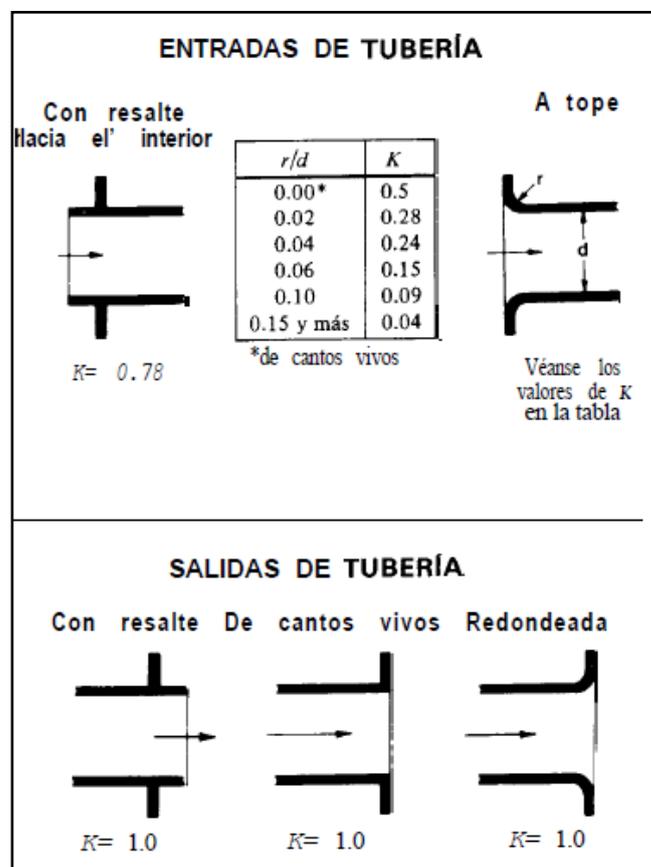


FIGURA 5.1 COEFICIENTES DE PÉRDIDA A LA ENTRADA Y SALIDA DE LOS TUBOS [18].

Conocida la caída de presión en el economizador y el supercalentador, se puede determinar la potencia de la bomba que transporta el flujo a la entrada del economizador. Así se asegura que la presión del vapor a la salida del HRSG siempre sea la esperada.

5.3. Caídas de Presión por Circulación de Vapor en el Evaporador.

Determinar la calidad del vapor que circula por los risers permite calcular el coeficiente interno de transferencia de calor y permite observar si el circuito de vapor va a sufrir recalentamientos por tener una calidad bajo la cual ocurre el fenómeno de pared seca. Para esto es necesario realizar un análisis de las pérdidas de presión por circulación de vapor en el evaporador.

Este análisis se inicia asumiendo un ratio de circulación CR para cada circuito de vapor (inverso de la calidad de vapor x), que equivale a asumir el flujo másico que circula por cada circuito de vapor [10].

$$CR = \frac{\dot{m}_{dw}}{\dot{m}_s} \quad \text{Ec. 5.16}$$

Donde:

\dot{m}_{dw} : Flujo másico que desciende por el sistema de downcomers.

\dot{m}_{st} : Flujo másico de vapor saturado.

En el capítulo 3 se mostró el procedimiento para determinar la densidad o el volumen específico del agua que fluye a través de los downcomers. El cabezal térmico que tiene un circuito de vapor depende de la longitud de los downcomers y se calcula como se muestra a continuación:

$$\Delta P = \frac{L_{dw}}{v_{dw} \cdot 144} \quad \text{Ec. 5.17}$$

Donde:

ΔP : Cabezal térmico [psi].

L_{dw} : Longitud del downcomer (Altura disponible) [ft].

v_{dw} : Volumen específico del agua en el downcomer $\left[\text{ft}^3/\text{lbm} \right]$.

El análisis de las caídas de presión por circulación de vapor continúa con el cálculo de la caída de presión en los distintos componentes del circuito de vapor. Se calcula primero la caída de presión por fricción en los downcomers:

$$\Delta P_{dw} = \frac{3,36}{10^6} \cdot f_{dw} \cdot L_e \cdot v_{dw} \cdot \left[\frac{\dot{m}_{dw}}{N_{dw}} \right]^2 \quad \text{Ec. 5.18}$$

[Psi]

Donde:

f_{dw} : Factor de fricción de los downcomer.

L_e : Longitud equivalente del downcomer [ft].

N_{dw} : Número de downcomers.

ϕ_{dw} : Diámetro de los downcomers [in].

El agua proveniente de los downcomers ingresa a los intercambiadores de calor y se empieza a calentar. Como la temperatura del agua se encuentra por debajo de la temperatura de saturación a la presión de vapor deseada, la ebullición empieza a una altura en particular conocida como altura de ebullición, cuyo cálculo se muestra a continuación:

$$L_b = L_{evap} \cdot \dot{m}_{dw} \cdot \left[\frac{h_f - h_{dw}}{\dot{m}_{dw} \cdot (h_{riser} - h_{dw})} \right] \quad \text{Ec. 5.19}$$

Donde:

L_b : Altura de ebullición [ft].

L_{evap} : Longitud de los tubos de los evaporadores [ft].

h_f : Entalpía de líquido comprimido [KJ/Kg].

h_{dw} : Entalpía del agua en los downcomers [KJ/Kg].

h_{riser} : Entalpía de la mezcla en los risers [KJ/Kg].

Con este valor se obtiene la caída de presión por fricción hasta la altura de ebullición, como se muestra a continuación:

$$\Delta P_{f_{Lb}} = \frac{3,36}{10^6} \cdot f_{\text{evap}} \cdot L_b \cdot v_{\text{dw}} \cdot \dot{m}_{\text{evap}}^2 \quad \text{Ec. 5.20}$$

[Psi]

Donde:

f_{evap} : Factor de fricción de los evaporadores.

\dot{m}_{evap} : Flujo másico por el interior de un tubo del evaporador

[lbm/hr]

$\phi_{i,\text{evap}}$: Diámetro interior de los evaporadores [in].

El flujo másico por el interior de un tubo del evaporador se determina como sigue:

$$\dot{m}_{\text{evap}} = \frac{\dot{m}_{\text{dw}}}{N_{T,\text{evap}}} \quad \text{Ec. 5.21}$$

Donde:

$N_{T, \text{evap}}$: Número total de evaporadores.

La caída de presión por gravedad debido a la altura de ebullición se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{g_{L_b}} = \frac{L_b}{v_{dw} \cdot 144} \quad \text{Ec. 5.22}$$

[Psi]

El método de Thom es usado para evaluar las pérdidas de presión en el flujo bifásico. Primero se calcula las caídas de presión en los tubos del evaporador:

- Caída de presión por fricción.
- Caída de presión por aceleración.
- Caída de presión por gravedad.

La caída de presión por fricción es calculada como se muestra a continuación:

$$\Delta P_{f_{\text{evap}}} = \frac{4}{10^{10}} \cdot v_f \cdot \frac{f_{\text{evap}} \cdot (L_{\text{evap}} - L_b)}{\phi_{\text{evap}}} \cdot G_{\text{evap}}^2 \cdot r_3$$

Ec. 5.23

[Psi]

Donde:

$\Delta P_{f_{\text{evap}}}$: Caída de presión por fricción en los evaporadores

L_{evap} : Longitud de los tubos de los evaporadores [ft].

r_3 : Factor de multiplicación de la caída de presión por fricción.

G_{evap} : Velocidad másica en el interior de un tubo del evaporador

$\left[\text{lbm}/\text{ft}^2 \cdot \text{hr} \right]$.

v_f : Volumen específico de líquido comprimido $\left[\text{ft}^3/\text{lbm} \right]$.

La velocidad másica en el interior de un tubo del evaporador se calcula como sigue:

$$G_{\text{evap}} = \dot{m}_{\text{evap}} \cdot \frac{4}{\pi \cdot \left[\frac{\phi_{\text{;evap}}}{12} \right]^2} \quad \text{Ec. 5.24}$$

Por medio de la figura 5.2 se determina el factor de multiplicación

r_3 .

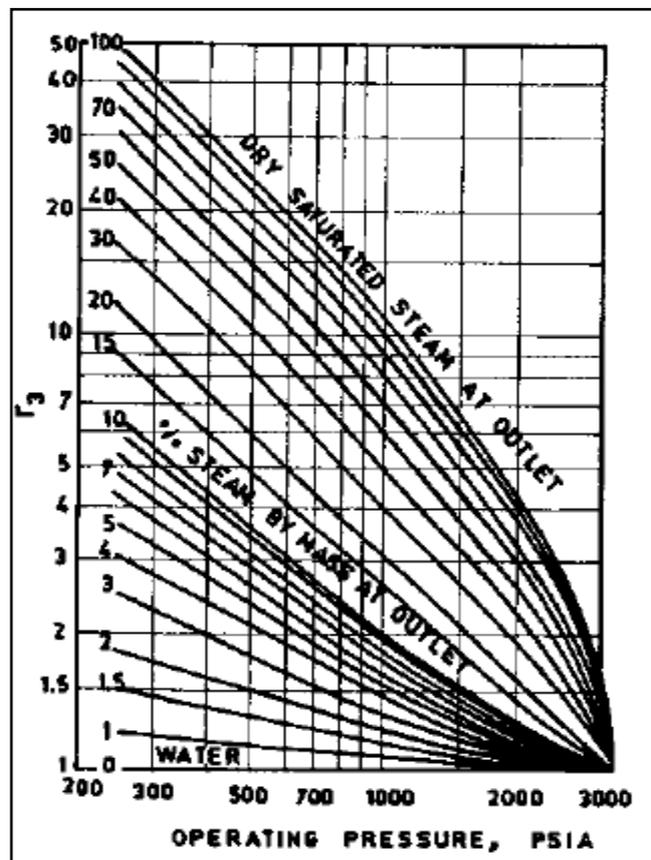


FIGURA 5.2 FACTOR DE MULTIPLICACIÓN R3 [10].

La caída de presión por aceleración es de la forma:

$$\Delta P_{a_{\text{evap}}} = \frac{1,664}{10^{11}} \cdot v_f \cdot G_{\text{evap}}^2 \cdot r_2 \quad \text{Ec. 5.25}$$

[Psi]

Donde:

$\Delta P_{a_{\text{evap}}}$: Caída de presión por aceleración en los evaporadores.

r_2 : Factor de multiplicación de la caída de presión por aceleración.

Por medio de la figura 5.3 se determina el factor de multiplicación r_2 .

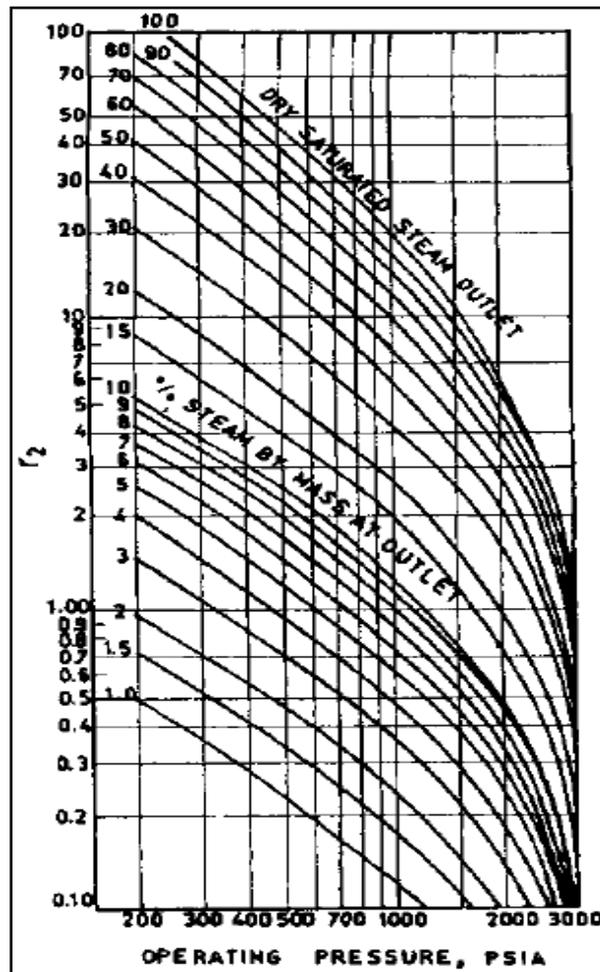


FIGURA 5.3 FACTOR DE MULTIPLICACIÓN r_2 [10].

Las pérdidas de presión por gravedad en los tubos del evaporador se calculan a través de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{g_{\text{evap}}} = \frac{6,944}{10^3} \cdot \frac{(L_{\text{evap}} - L_b) \cdot r_4}{V_f} \quad [\text{Psi}] \quad \text{Ec. 5.26}$$

Donde:

$\Delta P_{g_{\text{evap}}}$: Caída de presión por gravedad en los evaporadores

r_4 : Factor de multiplicación de la caída de presión por gravedad.

Por medio de la figura 5.4 se determina el factor de multiplicación

r_4 .

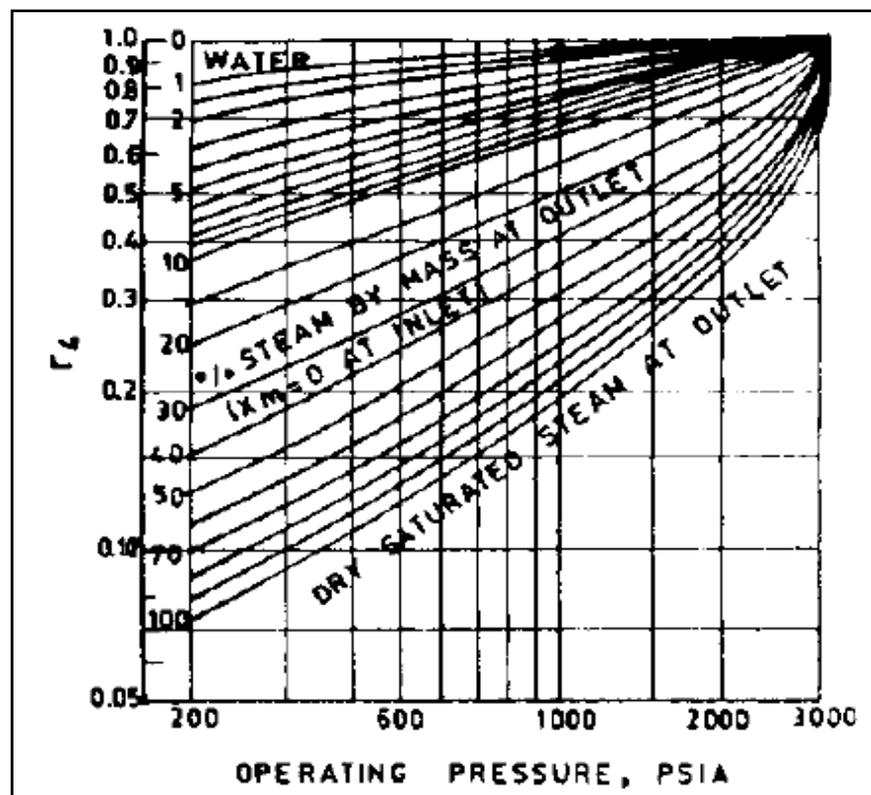


FIGURA 5.4 FACTOR DE MULTIPLICACIÓN r_4 [10].

Seguidamente se calcula las caídas de presión en los risers:

- Caídas de presión por gravedad.
- Caídas de presión por fricción.

La pérdida de presión por gravedad en los risers se calcula a través de la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{g_{\text{riser}}} = \left[\frac{1}{v_f} \cdot (1 - \alpha) + \frac{1}{v_g} \cdot \alpha \right] \cdot \frac{h_{\text{riser}}}{144} \text{ [Psi]} \quad \text{Ec. 5.27}$$

Donde:

$\Delta P_{g_{\text{riser}}}$: Caída de presión por gravedad en los risers

h_{risers} : Longitud de los risers [ft].

α : Fracción volumétrica de vapor (voidfraction)

v_g : Volumen específico de vapor saturado $\left[\frac{\text{ft}^3}{\text{lbm}} \right]$.

Por medio de la figura 5.5 se determina la fracción volumétrica de vapor α .

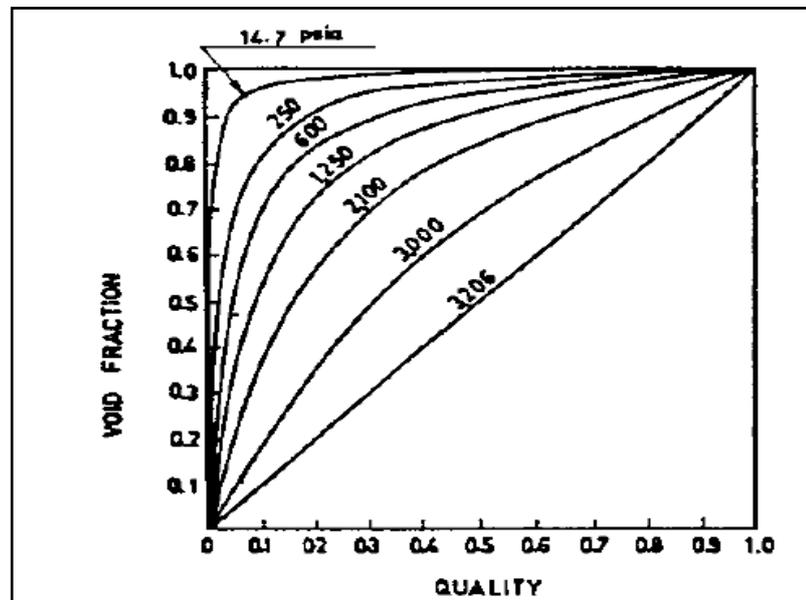


FIGURA 5.5 FRACCIÓN VOLUMÉTRICA DE VAPOR α [10].

La caída de presión por fricción en los risers se calcula como se muestra a continuación:

Ec. 5.28

$$\Delta P_{f_{riser}} = f_{riser} \cdot \frac{12 \cdot L_{e,riser}}{\phi_{riser}} \cdot G_{riser}^2 \cdot \frac{v_f \cdot r_f}{2 \cdot g \cdot 144}$$

[Psi]

Donde:

f_{riser} : Factor de fricción de los tubos de los risers

r_f : Factor de fricción bifásico para tubos aislados.

Por medio de la figura 5.6 se determina el factor de fricción bifásico para tubos aislados r_f :

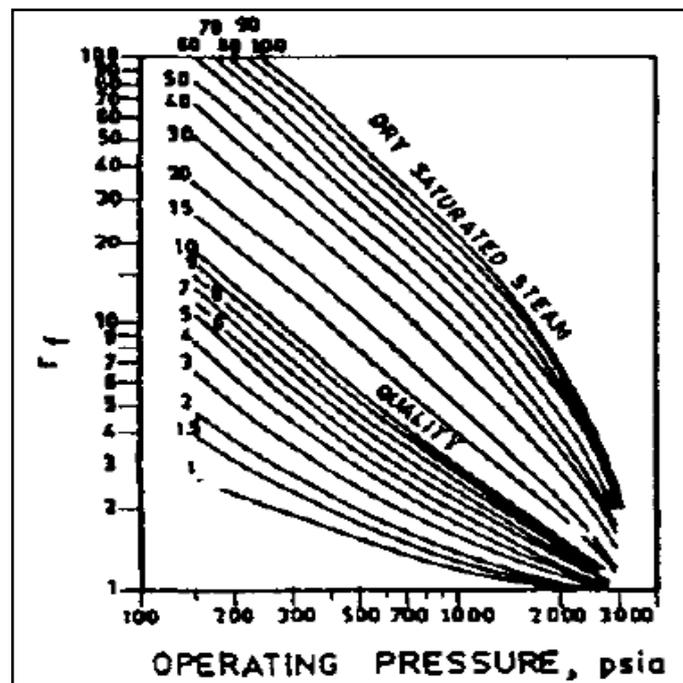


FIGURA 5.6 FACTOR DE FRICCIÓN BIFÁSICO PARA TUBOS AISLADOS r_f . [10].

La caída de presión total en el circuito de vapor se determina como sigue:

Ec. 5.29

$$\Delta P_{\text{evap}} = \Delta P_{\text{dw}} + \Delta P_{\text{g}_{\text{Lb}}} + \Delta P_{\text{f}_{\text{Lb}}} + \Delta P_{\text{a}_{\text{evap}}} + \Delta P_{\text{f}_{\text{evap}}} + \Delta P_{\text{g}_{\text{evap}}} + \Delta P_{\text{f}_{\text{riser}}} + \Delta P_{\text{g}_{\text{riser}}} + \Delta P_{\text{domo}}$$

Donde:

ΔP_{domo} : Caída de presión en el domo principal de vapor (suministrada por el proveedor del domo).

El ratio de circulación asumido será válido cuando la caída de presión total en el circuito de vapor sea igual al cabezal térmico disponible. La calidad del vapor generado en los evaporadores es el inverso del ratio de circulación asumido.

CAPÍTULO 6

6. IMPLEMENTACIÓN DE SOFTWARE PARA EL DISEÑO TÉRMICO DE LOS COMPONENTES INTERNOS DEL HRSG #2.

El diseño térmico de los intercambiadores de calor de un HRSG consiste en establecer primero una sección de transferencia de calor (diseño de forma) en base a la sección del ducto manejada, y luego diseñar el número de secciones de transferencia de calor que sea necesario para alcanzar el grado de recuperación de calor que demanda cada intercambiador. La iteración en el diseño de estos equipos es necesaria para evitar asumir valores equivocados y lograr alcanzar un diseño que en la práctica opere bajo los parámetros de operación demandados, con un porcentaje de error permisible.

Sin embargo aplicar iteraciones en el diseño de cada sección de transferencia de calor demanda considerable tiempo, ya sea que se lo

realice de forma manual o con solucionadores de ecuaciones, aparte de que existe una alta posibilidad de que se cometa errores. Por estas razones se desarrolló programas de diseño para los componentes internos del HRSG #2.

Cada programa recibe como inputs los puntos de operación de cada sección de transferencia de calor junto con la geometría de la misma, con los cuales el programa realiza las iteraciones necesarias para determinar el tamaño del intercambiador de calor. Por esta razón cabe señalar que para el diseño térmico de HRSGs con puntos de operación diferente al HRSG #2 también se puede utilizar los programas de diseño de este proyecto de graduación.

Cada programa de diseño se desarrolló utilizando el programa EES, el cual se explica de forma general a continuación.

6.1. Descripción General del Programa EES.

EES (Engineering Equation Solver) es un programa desarrollado para aplicarse en el diseño y análisis de sistemas térmicos, permitiendo al usuario concentrarse más en el diseño o el análisis que en los complicados y extensos cálculos que esto implica. La base de datos de las propiedades termodinámicas y físicas de

distintas sustancias y materiales es una de las herramientas más útiles con la que se cuenta en la resolución de problemas por medio de EES.

Además de ser un solucionador de ecuaciones, EES permite aplicar un alto lenguaje de programación a través de subrutinas. Una subrutina puede crearse por medio de la opción función (comando *Function*) o procedimiento (comando *Procedure*). Dependiendo de la subrutina que se utilice el programa puede recibir unos o varios inputs y por medio de asignaciones de instrucción retornar uno o varios resultados. En estas subrutinas se puede aplicar la condicional *If then else*, o un ciclo mientras a través del comando *Repeat*, el cual utiliza como condición la negación de la condición de la estructura mientras para poder funcionar. Un subprograma (comando *Subprogram*) es otra subrutina muy útil, ya que permite el uso de ecuaciones y no de asignaciones de instrucción, además puede ser llamado (comando *Call*) en una subrutina o en la rutina principal del programa [19].

Como se puede apreciar, el programa EES posee el grupo de herramientas necesario para poder desarrollar programas de diseño para equipos térmicos, es por este motivo que ha sido elegido como

plataforma de programación para el presente proyecto de graduación.

6.2. Programa para Determinar las Propiedades de los Gases.

En el HRSG a ser diseñado los gases pasan de 554.40°C a 222.94 °C, rango en el cual puede haber cambios significativos en las propiedades termodinámicas de los gases. Por este motivo previo al diseño de los componentes internos del HRSG #2, se desarrolló un programa en EES para determinar cómo varía cada una de las propiedades de los gases en función de la temperatura de los mismos.

Siguiendo las ecuaciones 3.10 a 3.20 del capítulo 3 de este proyecto y definiendo en EES las propiedades termodinámicas de cada uno de los productos de combustión como sigue:

{CALOR ESPECIFICO}

$Cp_CO2 = \text{SPECHEAT}(CO2; T=T_gas)$

$Cp_H2O = \text{SPECHEAT}(H2O; T=T_gas)$

$Cp_N2 = \text{SPECHEAT}(N2; T=T_gas)$

$Cp_O2 = \text{SPECHEAT}(O2; T=T_gas)$

{DENSIDAD}

$\rho_{CO2} = \text{DENSITY}(CO2; T=T_gas; P=101,3)$

$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \text{DENSITY}(\text{H}_2\text{O}; T = T_{\text{gas}}; P = 101,3)$

$\rho_{\text{N}_2} = \text{DENSITY}(\text{N}_2; T = T_{\text{gas}}; P = 101,3)$

$\rho_{\text{O}_2} = \text{DENSITY}(\text{O}_2; T = T_{\text{gas}}; P = 101,3)$

{CONDUCTIVIDAD}

$k_{\text{CO}_2} = \text{CONDUCTIVITY}(\text{CO}_2; T = T_{\text{gas}})$

$k_{\text{H}_2\text{O}} = \text{CONDUCTIVITY}(\text{H}_2\text{O}; T = T_{\text{gas}})$

$k_{\text{N}_2} = \text{CONDUCTIVITY}(\text{N}_2; T = T_{\text{gas}})$

$k_{\text{O}_2} = \text{CONDUCTIVITY}(\text{O}_2; T = T_{\text{gas}})$

{VISCOSIDAD}

$\mu_{\text{CO}_2} = \text{VISCOSITY}(\text{CO}_2; T = T_{\text{gas}})$

$\mu_{\text{H}_2\text{O}} = \text{VISCOSITY}(\text{H}_2\text{O}; T = T_{\text{gas}})$

$\mu_{\text{N}_2} = \text{VISCOSITY}(\text{N}_2; T = T_{\text{gas}})$

$\mu_{\text{O}_2} = \text{VISCOSITY}(\text{O}_2; T = T_{\text{gas}})$

Se expresa cada una de las propiedades termodinámicas de los productos de combustión en función de la temperatura. Con la opción *parametric table* se desarrolló una tabla para cada una de las propiedades termodinámicas de los productos de combustión en un rango de temperatura de los gases de 170 a 700 C. Luego se graficó los puntos obtenidos en cada tabla y se encontró la ecuación de la curva cuadrática que mejor se ajusta para cada propiedad termodinámica.

6.3. Programa de Diseño del Supercalentador y del Economizador.

Debido a que no se presenta cambios de fase en el supercalentador ni en el economizador, se maneja principios de transferencia de calor y de caídas de presión idénticos en estos dos equipos. Por tal motivo fue factible desarrollar un programa que permita diseñar los dos supercalentadores y el economizador que tiene el HRSG #2

En el programa de diseño del supercalentador y del economizador desarrollado, el usuario tiene la opción de dividir estos equipos en el número de secciones de transferencia de calor que considere necesarios y señalar los puntos de operación de cada sección de transferencia de calor. Al ejecutarse el programa, se procesa esa información y se entrega como resultado una tabla con los valores de: longitud de los tubos, cantidad de aletas por pulgada, caídas de presión, etc., para que con los resultados obtenidos el usuario decida si la división realizada es correcta o no.

La figura 6.1 muestra el diagrama de flujo que se siguió para desarrollar el código del programa de diseño del supercalentador y del economizador.

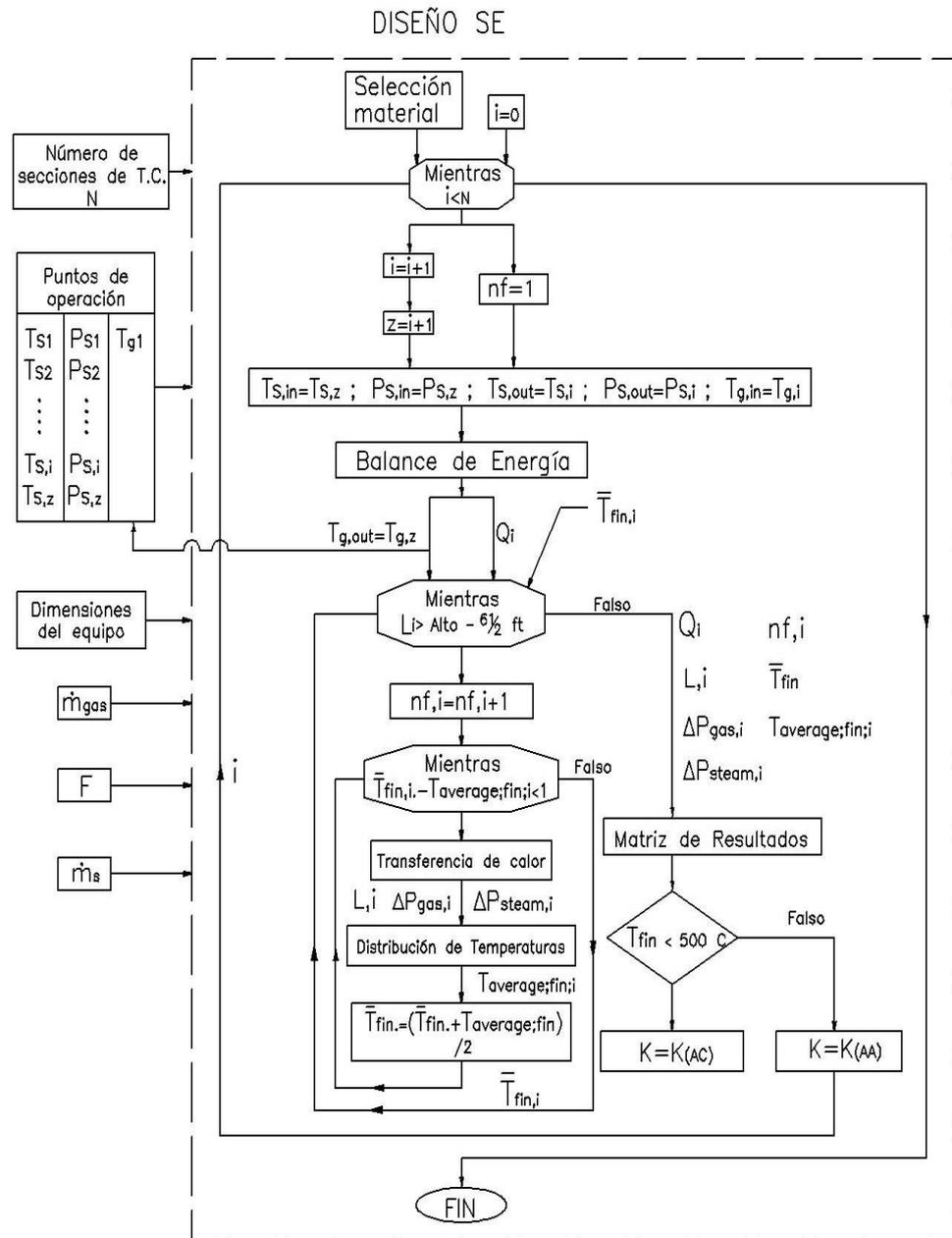


FIGURA 6.1 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA DE DISEÑO DEL SUPERCALIENTADOR Y DEL ECONOMIZADOR

Como se muestra en la figura 6.1, el usuario ingresa como inputs el número de secciones de transferencia de calor (N) junto con los puntos de operación que manejará cada sección de transferencia de calor (tabla “Puntos de operación”). El usuario debe ingresar los puntos de operación en el sentido en que avanza el gas por el HRSG, ya que en ese sentido el programa analiza las secciones de transferencia de calor. Por lo tanto, la temperatura T_{s1} que se aprecia en la figura 6.1 es la temperatura del vapor a la salida del supercalentador o economizador que se esté analizando. Del lado de los gases solo se ingresa la temperatura con la cual entra el flujo de gases al intercambiador de calor que se va a diseñar, ya que la temperatura de los mismos a la salida de cada sección de transferencia de calor es al momento desconocida.

Además de estos valores, el usuario debe ingresar como inputs las dimensiones del equipo, el factor de corrección de la temperatura media logarítmica (F) y los flujos másicos del gas y vapor. Dentro del bloque “Diseño SE” el programa inicia el proceso de cálculo seleccionando el material de las aletas y de los tubos en base a la temperatura de los gases que se maneja, seguidamente le asigna el valor de cero a la variable contadora “i” y realiza un ciclo mientras.

Por medio de este ciclo el programa analiza cada una de las secciones de transferencia de calor que el usuario ingresó en el programa, de ahí la condición de que se repita el ciclo mientras la variable contadora “i” sea menor al número de secciones de transferencia de calor (N).

Para lograr analizar cada sección de transferencia de calor el programa trabaja en el ciclo con las variables contadoras “z” e “i”. Con estas variables el programa establece los puntos de operación de la sección de transferencia de calor “i” por medio de la tabla “Puntos de operación”, siendo los puntos de entrada del vapor los puntos de la fila “z” y los de salida los puntos de la fila “i”, mientras que del lado del gas el punto de entrada corresponde a la fila “i” y el punto de salida es desconocido en ese momento.

Se procesa estos valores en el bloque “Balance de energía” del cual se obtiene el calor demandado y la temperatura del gas a la salida de la sección de transferencia de calor “i”, una vez calculada esta temperatura el programa la almacena en la fila “z” de la tabla “Puntos de operación”, para que en la siguiente corrida del ciclo se inicie el análisis del lado del gas con ese valor.

Paralelamente el programa asigna un valor a la temperatura media de la punta de la aleta ($\overline{T_{fin}}$), lo cual es necesario para el análisis de transferencia de calor. A continuación se procesa este valor junto con la cantidad de aletas por pulgada (n_f) en un nuevo ciclo mientras, este ciclo se realiza con el fin de determinar el número de aletas por pulgada que debe tener cada tubo para alcanzar una longitud adecuada. Para lograr esto el programa aumenta en uno la cantidad de aletas por pulgada (n_f) mientras la condición $L > \text{Alto} - 6 \frac{1}{2} \text{ ft}$ sea verdadera, el valor $6 \frac{1}{2} \text{ ft}$ se debe a que el largo de los tubos debe ser por lo menos $6 \frac{1}{2} \text{ ft}$ menor que el alto de la sección rectangular interna del ducto para que estos puedan encajar con facilidad en el ducto.

Para poder realizar un análisis de transferencia de calor con un margen de error bajo se aplica un tercer ciclo mientras, este ciclo se realiza con el objetivo de corregir el valor de la temperatura media de la punta de la aleta ($\overline{T_{fin}}$) que en un inicio fue asumido. En este ciclo primero se ejecuta el bloque "Transferencia de calor", en el cual se realiza los cálculos de transferencia de calor y de caídas de presión de cada sección de transferencia de calor. Entre los resultados que entrega este bloque se destaca: los coeficientes de transferencia de calor, el valor de la longitud de los tubos y las

caídas de presión del gas y del vapor para la cantidad de aletas por pulgada del lazo anterior.

Con la longitud y el coeficiente global de transferencia de calor calculados el programa pasa al bloque “Distribución de temperaturas” donde se determina como se encuentran distribuidas las temperaturas del fluido, del tubo y de la punta de la aleta a lo largo del tubo. Con los resultados del bloque “Distribución de temperaturas” el programa determina la temperatura media “calculada” de la punta de la aleta ($T_{average ;fin}$), seguidamente el valor de la temperatura media “asumida” de la punta de la aleta es corregido a $\overline{T}_{fin} = \frac{(\overline{T}_{fin} + T_{average ;fin})}{2}$. La condición de este tercer ciclo establece que mientras $\overline{T}_{fin} - T_{average ;fin} > 1$ es verdadera se repita las órdenes de los bloques “Transferencia de calor” y “Distribución de temperaturas” pero con el valor de \overline{T}_{fin} corregido, así se logra corregir el valor de \overline{T}_{fin} a su verdadero valor.

Cuando la condición de este ciclo es falsa, el programa toma el valor de la longitud y lo compara con la condición del segundo ciclo ($L > Alto - 6 \frac{1}{2} ft$). Mientras esta condición es verdadera el programa aumenta en uno la cantidad de aletas por pulgada y repite nuevamente el segundo y tercer ciclo. Cuando esta condición

es falsa el programa deja de calcular y almacena los resultados obtenidos en una matriz de resultados.

Antes de volver a repetir los ciclos para analizar la siguiente sección de transferencia de calor, el programa analiza si la temperatura de la aleta es menor a 500 C. De ser verdadero esto el programa establece que el siguiente cálculo se realice con la conductividad térmica del acero al carbono (AC), caso contrario se mantenga el uso de las conductividades térmicas de los aceros aleados (AA), en caso de que esto se esté realizando.

Cuando el programa termina de analizar todas las secciones de transferencia de calor, muestra los resultados obtenidos.

En los anexos F, G y H se aprecia el código del programa de diseño del supercalentador y del economizador aplicado al diseño térmico del supercalentador #1, supercalentador #2 y economizador del HRSG #2.

El bloque "Diseño SE" se creó en EES con la subrutina *Procedure*. Se utilizó el condicional *if them else* para establecer el valor de la conductividad térmica del tubo y de las aletas al iniciar los cálculos,

por medio de este condicional se toma una decisión de selección en base a la temperatura de entrada de los gases. Cada ciclo mientras que se muestra en la figura 6.1 se realizó en EES con las sentencias *REPEAT UNTIL*. En el primer ciclo *REPEAT* se definió que la variable “i” sea igual a “i+1” y a continuación que la variable “z” sea igual a “i+1”, así en todas las iteraciones de este ciclo la variable “z” siempre será el número natural siguiente al número natural de la variable “i”. Esto se hizo con el fin de fijar los puntos de operación en cada iteración de este ciclo.

Por medio de la función **Lookup**(*Nombre de la tabla; fila; columna*) se fijó los puntos de operación en cada iteración del primer ciclo. Para que el programa pueda analizar las secciones de transferencia de calor en el sentido en que avanzan los gases se estableció que:

- La temperatura y presión del vapor a la entrada ($T_{S;in}$ y $P_{S;in}$) se tome usando la función *Lookup* de la fila “z” de la tabla “Puntos de operación”.
- La temperatura y presión del vapor a la salida ($T_{S;out}$ y $P_{S;out}$) se tome usando la función *Lookup* de la fila “i” de la tabla “Puntos de operación”

- La temperatura de los gases a la entrada ($T_{g,in}$) se tome usando la función *Lookup* de la fila “i” de la tabla “Puntos de operación”
- La temperatura de los gases a la salida ($T_{g,out}$) obtenida del balance de energía tome la posición “z” en la tercera columna (temperatura de los gases) de la tabla “Puntos de operación”. Con lo cual se convierte automáticamente en la temperatura de los gases a la entrada de la sección de transferencia de calor “z”.

Además el bloque “Transferencia de calor” en el código desarrollado en EES es un subprograma con el nombre “TC” el cual es llamado a ejecutarse en cada iteración del tercer ciclo por medio de la sentencia *CALL*.

Internamente el subprograma “TC” primero calcula las propiedades termodinámicas y de transporte de los gases utilizando las ecuaciones del programa propiedades de los gases. Luego reconoce los datos de geometría y arreglos de tubos que el usuario ingresó previamente, junto con las conductividades térmicas del tubo y de la aleta. Los cálculos de transferencia de calor los ejecuta a través de las ecuaciones que se expusieron en la sección 4.1 del

capítulo 4 de este proyecto, mientras que los cálculos de caída de presión del gas y del vapor los realiza con las ecuaciones que se expusieron en las secciones 5.1 y 5.2 del capítulo 5 de este proyecto. Cabe señalar que algunas de estas ecuaciones fueron modificadas añadiendo factores de conversión con la función *CONVERT* para garantizar una congruencia de las unidades.

Como ya se mencionó en la sección 4.2 del capítulo 4 de este proyecto, el análisis de distribución de temperaturas consiste en dividir el tubo en varios volúmenes de control con alturas iguales pero que no son diferenciales, para luego analizar cada volumen de control por separado. En la sección “Distribución de temperaturas” del código mostrado se estableció calcular las temperaturas del vapor, del tubo y de la punta de la aleta en intervalos de un pie a lo largo del tubo. Para realizar este cálculo se utilizó la opción *LookupTable* con el fin de almacenar en tablas los valores de las temperaturas del vapor, del tubo y de la punta de la aleta.

A las primeras filas de cada tabla se le asignó los valores con los cuales se inicia el cálculo ($L=0$), en el caso de la temperatura del vapor este valor corresponde a la temperatura con la que ingresa el vapor a los tubos (T_{S_z}), mientras que el valor de la temperatura del

tubo y de la punta de la aleta se estableció como cero ya que estos valores son determinados a partir de la primera iteración del ciclo que se ejecuta más adelante (volumen de control 1). Además se asignó el valor de uno a la variable contadora “j” para que en el ciclo que se desarrolló se almacene las temperaturas calculadas a partir de la segunda fila de cada tabla.

Con estos valores se desarrolló un ciclo adicional con la opción *REPEAT UNTIL*, en este ciclo se aumenta en uno la variable contadora “j” con el objetivo de cumplir dos funciones. La primera es que se realice los cálculos en intervalos de un pie mientras que la segunda es que se almacene los valores calculados en sus respectivas filas. Seguidamente se calcula las temperaturas del vapor, del tubo y de la punta de la aleta con las ecuaciones 4.39, 4.42 y 4.8 del capítulo 4 de este proyecto. Cabe señalar que en el código desarrollado estas ecuaciones fueron modificadas añadiendo factores de conversión con la función *CONVERT* para garantizar una congruencia de las unidades.

Se almacena los resultados en las tablas creadas y se ubican en las filas “j” de las mismas. El programa termina de iterar cuando la condición $j > \text{Alto} - 6 \frac{1}{2} \text{ ft}$ es verdadera con lo cual se garantiza

que se analiza el volumen de control correspondiente a la longitud "L" del tubo. El valor de la temperatura media "calculada" de la punta de la aleta ($T_{average ;fin}$) se obtuvo tomando una media aritmética entre el valor de la temperatura de la punta de la aleta del primer volumen de control (T_{f2}) y del último volumen de control (T_{f33})

Antes de cerrar el primer ciclo, se añadió una condición *if them else*. Por medio de esta condición el programa inspecciona si se debe cambiar el valor de las conductividades térmicas antes de diseñar la siguiente sección de transferencia de calor.

6.4. Programa de Diseño del Evaporador.

Como ya se mencionó anteriormente el proceso de diseño de un evaporador es distinto al del supercalentador o del economizador, debido a que en este equipo ocurre el proceso de ebullición.

Para diseñar térmicamente un evaporador es necesario conocer la calidad del vapor generado o el ratio de circulación (inverso de la calidad) a la salida de cada circuito de vapor. Sin embargo, para encontrar estos valores es necesario conocer la longitud de los tubos de cada circuito de vapor, esto resulta en un proceso iterativo

entre el análisis de transferencia de calor y el análisis de las caídas de presión por circulación de vapor en el evaporador.

Por este motivo se desarrolló un programa de diseño exclusivo para el evaporador de un HRSG que considera los efectos de flujo bifásico y que permite ahorrar considerable tiempo en el diseño de estos equipos.

El programa de diseño que se ha desarrollado para el evaporador de un HRSG le permite al usuario plantear un circuito particular de vapor como solución de diseño, y determinar el número más óptimo de circuitos de vapor que necesita el HRSG para producir la cantidad de vapor demandada. Los resultados que se entrega en el programa como: longitud de los tubos, cantidad de aletas por pulgada, calidad de vapor generada en cada circuito de vapor, caídas de presión, etc, le permite al usuario analizar si el circuito planteado cumple con las expectativas deseadas.

En la figura 6.2 se muestra el diagrama de flujo que se siguió para desarrollar el código del programa de diseño del evaporador.

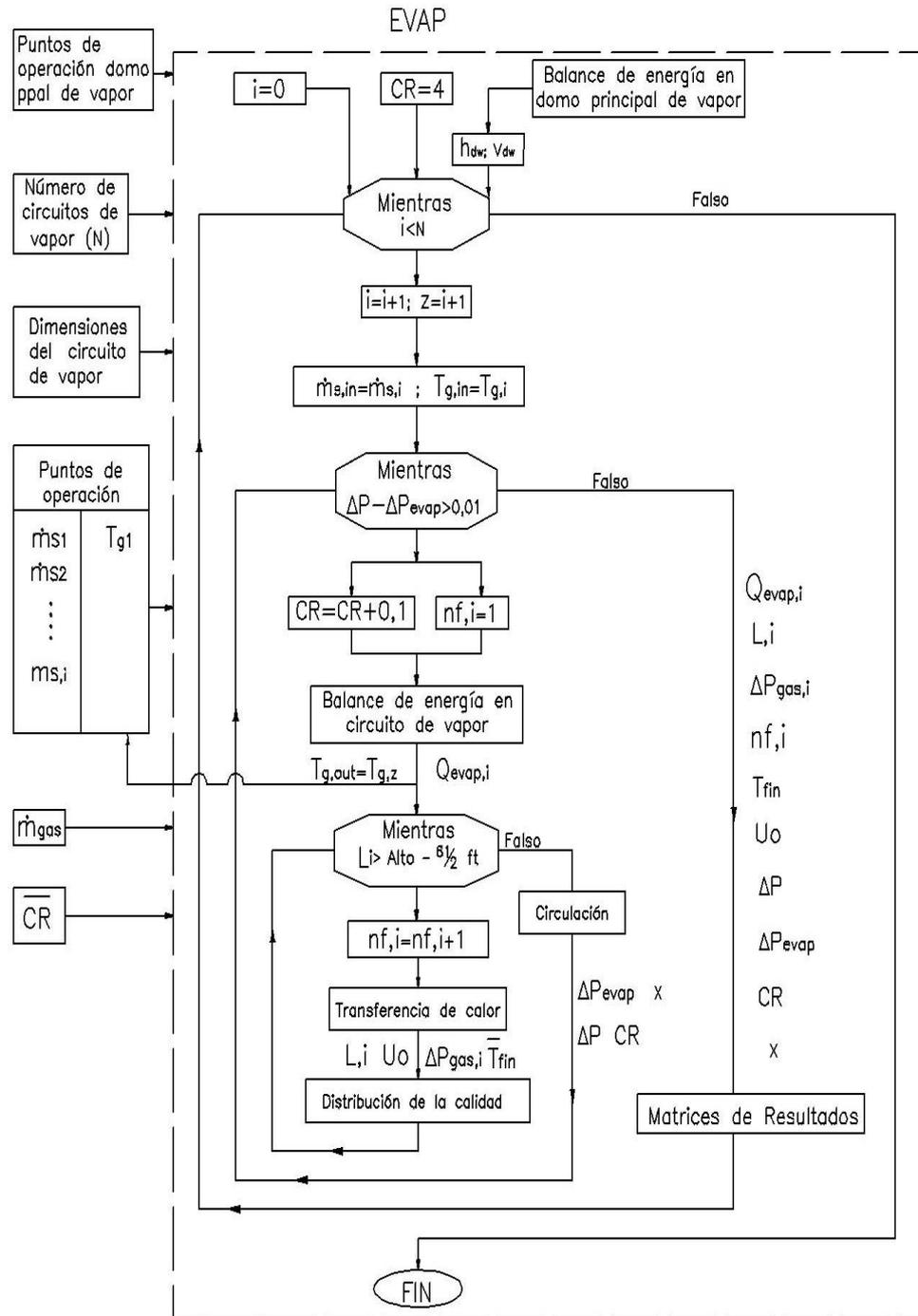


FIGURA 6.2 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROGRAMA DE DISEÑO DEL EVAPORADOR

Se aprecia que adicional a las dimensiones del circuito de vapor se debe ingresar el número de circuitos de vapor y los puntos de operación de cada circuito. Por medio de este sistema de ingreso de datos el usuario puede ejecutar el programa para diferentes números de circuitos de vapor con distintos puntos de operación hasta encontrar la configuración del evaporador que el usuario considere más óptima.

Los inputs que necesita el programa para poder ejecutarse se completan con los puntos de operación del domo principal de vapor, el flujo másico del gas y el ratio de circulación de todo el evaporador (\overline{CR}). Al ejecutarse el programa primero se realiza un balance de energía del domo principal de vapor con los puntos de operación y el ratio de circulación ingresado. Con el balance de energía realizado el programa determina el volumen específico del agua que desciende del domo principal de vapor, el cual es necesario para determinar el cabezal térmico del evaporador (ΔP). Paralelamente el programa inicia la variable contadora CR en un valor razonable, esta variable representa el ratio de circulación de cada circuito de vapor.

Además, la estructura para poder analizar cada circuito de vapor es similar a la planteada en la sección anterior para analizar las secciones de transferencia de calor del supercalentador o del economizador. Se utiliza las variables contadoras “i” y “z”, necesarias para establecer los puntos de operación de cada circuito de vapor, y un ciclo con la condición de que se repita mientras la variable “i” sea menor al número de circuitos de vapor (N).

A continuación se desarrolla una estructura lógica que permite resolver el proceso iterativo entre el análisis de transferencia de calor y el análisis de la circulación de vapor en cada circuito de vapor. Primero se ejecuta un ciclo mientras que compara para un ratio de circulación la caída de presión total por circulación de vapor (ΔP_{Evap}) con el cabezal térmico disponible (ΔP). De no ser iguales estos valores se corrige este ratio de circulación y se realiza un balance de energía en el circuito de vapor “i”, de este balance se obtiene el calor demandado por el circuito de vapor “i” y la temperatura del gas a la salida de este circuito de vapor.

Con estos resultados se ingresa a una nueva estructura mientras, en la cual con la calidad de vapor correspondiente al ratio de circulación corregido (CR) se realiza el análisis de transferencia de

calor del circuito de vapor “i”. Con las nuevas dimensiones obtenidas del análisis de transferencia de calor y el ratio de circulación corregido el programa ejecuta el bloque circulación, en donde se determina nuevamente la caída de presión total por circulación de vapor en el circuito de vapor “i”.

Esta caída de presión es comparada nuevamente con el cabezal térmico disponible y en caso de no ser iguales se repetirán los ciclos hasta alcanzar la convergencia deseada. Una vez terminado el diseño del circuito “i” se almacena los resultados en matrices de resultados para ser mostrados al final del programa. El programa finaliza su proceso cuando se cumple el diseño de todos los circuitos de vapor ingresados por el usuario según lo indica el primer ciclo mientras.

El anexo I muestra el código del bloque “Evap” que se desarrolló en EES bajo la secuencia explicada. El bloque “Evap” se creó en EES con la subrutina *Procedure* para poder mostrar en la ventana de respuestas los resultados generales del diseño del evaporador, aprovechando que este comando recibe uno o varios inputs y puede entregar más de un resultado. Entre esos resultados se dispuso mostrar el valor calculado del ratio de circulación total del

evaporador la variable ($CR_{average}$). Esto se realizó con el fin de que el usuario compruebe si el valor del ratio de circulación de todo el evaporador que ingresó está correcto (\overline{CR}).

Cada ciclo mientras se realizó en EES de igual manera que se hizo en la sección anterior, con las sentencias *REPEAT UNTIL*. El balance de energía en el domo principal de vapor se realizó aplicando las ecuaciones descritas en la sección 3.4 del capítulo 3 de este proyecto de graduación. Cabe señalar que en el código desarrollado se modificó estas ecuaciones añadiendo factores de conversión con la función *CONVERT*, para garantizar una congruencia de las unidades.

El bloque transferencia de calor se realizó en EES con un subprograma que tiene una estructura similar a la desarrollada para el subprograma "TC" de la sección anterior, con la particularidad de que el análisis de transferencia de calor en el interior de los tubos se realizó con las ecuaciones de la sección 4.43 y 4.44 del capítulo 4 de este proyecto. El material considerado para este análisis fue acero al carbono ya que en el evaporador la temperatura del gas generalmente se encuentra por debajo de los 500°C.

Para determinar cómo se encuentra distribuida la calidad del vapor a lo largo de los tubos de los circuitos de vapor se aplicó las ecuaciones de la sección 4.4 del capítulo 4 de este proyecto de graduación. Como el cálculo de la calidad del vapor en un punto arbitrario del tubo depende de la calidad del punto que se encuentra por debajo, se estableció un ciclo de repetición con las sentencias *REPEAT UNTIL* para las ecuaciones de la sección 4.4. Así en cada corrida del ciclo se determina la calidad del vapor del punto “j” hasta determinar la calidad del vapor a la salida del tubo.

El bloque circulación que se muestra en el anexo I es un subprograma con el nombre “CIRCULA”, en este subprograma se aplicó las ecuaciones que se muestra en la sección 5.3 del capítulo 5 de este proyecto de graduación. De esta manera se determinó las caídas de presión para un ratio de circulación (CR) que varía hasta que converja el valor de la caída de presión total con el valor del cabezal térmico disponible.

Además se utilizó la opción *Lookup Table* para presentar los resultados de manera organizada y para que el usuario ingrese los puntos de operación de los circuitos de vapor. Se dividió los resultados en dos grupos, los correspondientes al subprograma

“TC” y los correspondientes al subprograma “CIRCULA”, donde los valores de una fila “i” representan los resultados de diseño del circuito de vapor “i”.

CAPÍTULO 7

7. RESULTADOS.

7.1. Dimensiones de los Componentes Internos del HRSG #2.

El HRSG #2 se diseñó a través de los programas de diseño del capítulo 6 de este proyecto. Para establecer las dimensiones generales de las secciones de transferencia de calor y de los circuitos de vapor primero se determinó las dimensiones más adecuadas de la sección rectangular del ducto que alberga a los componentes internos del HRSG #2, las cuales son:

TABLA 7

DIMENSIONES INTERNAS DEL DUCTO DEL HRGS #2

Ancho	9,7 ft (3mts)
Alto	39,17 ft (11,74 mts)
Velocidad	9.3 mts/sg

Como se aprecia en la tabla 7, se produce una velocidad de los gases menor a los 10 mts/sg con las dimensiones internas del ducto del HRSG #2, lo cual garantiza un tiempo de vida útil idóneo para el aislamiento del HRSG #2.

Bajo el parámetro del ancho interior se configuró las secciones de transferencia de calor.

TABLA 8
CONFIGURACIÓN DE LAS SECCIONES DE
TRANSFERENCIAS DE CALOR DEL HRGS #2

Diámetro exterior de los tubos	1 1/2"
Espesor de los tubos	0.095"
Filas de tubos	3
Números de tubos por fila	28
Tipo de arreglo de tubos	En Línea
Espaciamiento Transversal	4"
Espaciamiento Longitudinal	4"
Tipo de aleta	Aserrada
Diámetro exterior de la aleta	3"
Altura de la aleta	1/2"
Ancho de la aleta	3/16"
Espesor de la aleta	0.05"
Cantidad de domos	2
Diámetro de domos	10"
Longitud nominal de los domos	2895 mm

Una vez realizado el diseño de forma de las secciones de transferencia de calor del HRSG#2 se ejecutó el programa de diseño del supercalentador y del economizador obteniéndose los siguientes resultados.

TABLA 9

ESPECIFICACIONES DEL SUPERCALENTADOR #1 Y #2.

<u>Unidad</u>	SH #1	SH #2	
	Secc. 1	Secc. 1 (IT)	Secc. 2 (LT)
<u>Especificaciones del Equipo</u>			
Temp. del gas a la entrada (°C)	554,4	538	516,6
Temp. del gas a la salida (°C)	538	516,6	480,7
Temp. del vapor a la entrada (°C)	430	373,8	281,5
Temp. del vapor a la salida (°C)	488,5	447,3	373,8
Calor recuperado (kW)	2637	3428	5714
Área de Transf. de calor (mts ²)	777	777	777
Número de aletas por pulgada	3	3	3
Longitud de los tubos (fts/mts)	32 / 9,75	32 / 9,75	32 / 9,75
Material de los tubos	SA-213-T11	SA-213-T11	SA-192
Material de las aletas	409 SS	409 SS	Acero al Carbono
Material de los domos	SA-335 P11	SA-335 P11	SA-106 Gr.B

TABLA 10
ESPECIFICACIONES DEL ECONOMIZADOR

<u>Unidad</u>	Economizador					
	Secc. 1	Secc. 2	Secc. 3	Secc. 4	Secc. 5	Secc. 6
<u>Especificaciones del Equipo</u>						
Temp. del gas a la entrada (°C)	296,4	289,5	281,2	271,1	258,7	242
Temp. del gas a la salida (°C)	289,5	281,2	271,1	258,7	242	220,8
Temp. del agua a la entrada (°C)	261	246,8	228,9	206,3	175	134,5
Temp. del agua a la salida (°C)	272,5	261	246,8	228,9	206,3	175
Calor recuperado (kW)	1049	1256	1521	1866	2507	3159
Área de Transf. de calor (mts ²)	1000	1000	1000	1000	1222	1222
Aletas por pulgada	4	4	4	4	5	5
Longitud de los tubos (fts/mts)	32 / 9,75					
Material de los tubos	SA-192					
Material de las aletas	Acero al Carbono					
Material de los domos	SA-106- Gr. B					

Para el diseño del evaporador se utilizó como base del circuito de vapor la misma configuración de las secciones de transferencia de calor que tienen los otros equipos. Por medio del programa de diseño del evaporador se determinó el tipo y número de circuitos de vapor que debe tener el evaporador para generar la cantidad de vapor saturado demandado.

TABLA 11
ESPECIFICACIONES DEL EVAPORADOR (CIRCUITO 1-5)

<u>Unidad</u>	Evaporador				
	Circuito 1	Circuito 2	Circuito 3	Circuito 4	Circuito 5
<u>Especificaciones del Equipo</u>					
Temp. del gas a la entrada (°C)	480,1	427,5	389,3	361,5	341,2
Temp. del gas a la salida (°C)	427,5	389,3	361,5	341,2	326,4
Vapor saturado (kg/s)	5,33	3,81	2,73	1,97	1,42
Calidad del vapor (%)	13,2	9,4	6,9	5,2	4
Calor recuperado (kW)	8286	5954	4296	3125	2276
Área de Transf. de calor (mts ²)	1000	1000	1000	1000	1000
Secciones de Trasnf. de calor	1	1	1	1	1
Número de tubos	84	84	84	84	84
Aletas por pulgada	4	4	4	4	4
Número de downcomers	1	1	1	1	1
Diámetro downcomers (in)	6	6	6	6	6
Altura downcomers (mts)	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5
Número de risers	1	1	1	1	1
Diámetro de risers (in)	6	6	6	6	6
Longitud de los tubos	32 / 9,75				
Diámetro de domo ppal de vapor (mts)	1,875				
Material de los tubos	SA-192				
Material de las aletas	Acero al Carbono				
Material de los downcomers	SA-106- Gr. B				
Material de los risers	SA-106- Gr. B				
Material de los domos	SA-106- Gr. B				

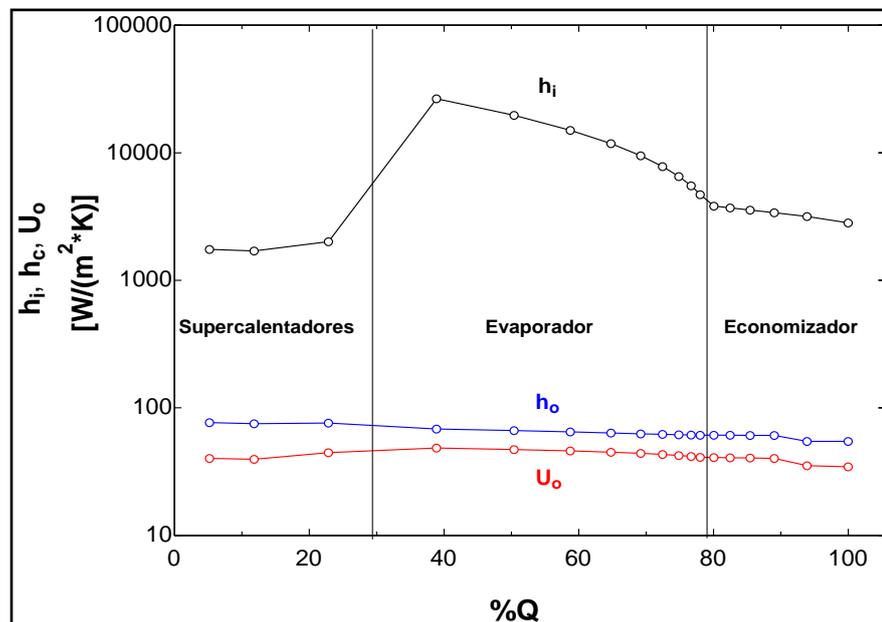
TABLA 12

ESPECIFICACIONES DEL EVAPORADOR (CIRCUITO 6-9)

<u>Unidad</u>	Evaporador			
	Circuito 6	Circuito 7	Circuito 8	Circuito 9
<u>Especificaciones del Equipo</u>				
Temp. del gas a la entrada (°C)	326,4	315,3	307,1	301
Temp. del gas a la salida (°C)	315,3	307,1	301	296,4
Vapor saturado generado (kg/s)	1,04	0,76	0,56	0,41
Calidad del vapor generado (%)	3,2	2,5	2	1,6
Calor recuperado (kW)	1686	1249	934,9	697,8
Área de Transf. de calor (mts ²)	1000	1000	1000	1000
Secciones de Transferencia de calor	1	1	1	1
Número de tubos evaporadores	84	84	84	84
Número de aletas por pulgada	4	4	4	4
Número de downcomers	1	1	1	1
Diámetro de downcomers (in)	6	6	6	6
Altura de downcomers (mts)	13,5	13,5	13,5	13,5
Número de risers	1	1	1	1
Diámetro de risers (in)	6	6	6	6
Longitud de los tubos (fts/mts)	32 / 9,75			
Diámetro de domo ppal de vapor (mts)	1,875			
Material de los tubos	SA-192			
Material de las aletas	Acero al Carbono			
Material de los downcomers	SA-106- Gr. B			
Material de los risers	SA-106- Gr. B			
Material de los domos	SA-106- Gr. B			

7.2. Coeficientes de Transferencia de Calor

En un HRSG la selección de la configuración de aletas más óptima para cada equipo depende en gran parte de los coeficientes de transferencia de calor que se maneja en los mismos. En esta sección se muestra cómo influyen cada uno de los coeficientes de transferencia de calor en esta selección y se comprobará que la configuración de aletas escogida para cada equipo del HRSG #2 sí fue la correcta. A continuación se muestra los coeficientes de transferencia de calor que se maneja en los componentes internos del HRSG #2 como función del calor recuperado.



**FIGURA 7.1 COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR
A LO LARGO DEL HRSG #2**

De la figura 7.1 se pudo comprobar que:

- El lado dominante en la transferencia de calor es el lado de los gases, ya que es el menor coeficiente de transferencia de calor.
- El mayor coeficiente de transferencia de calor se lo obtuvo en el evaporador, estando este coeficiente en un nivel muy por encima a los coeficientes en el economizador y más aún de los coeficientes en los supercalentadores.

Con el fin de identificar criterios de selección adecuados para la geometría de las aletas, se muestra como la geometría afecta el coeficiente de transferencia de calor del lado del gas.

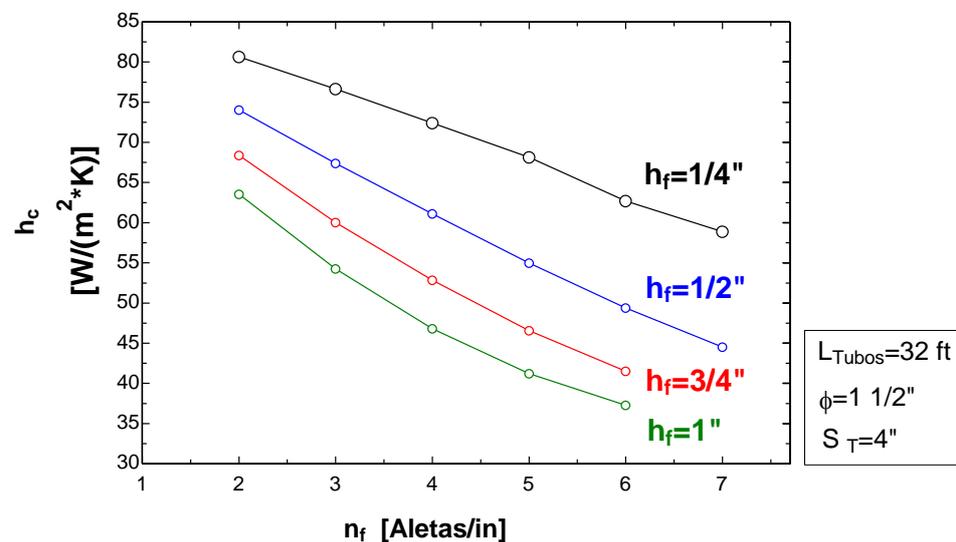


FIGURA 7.2 EFECTOS DE LA GEOMETRÍA DE LAS ALETAS ASERRADAS EN EL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DEL GAS

Se aplicó el programa de diseño en el economizador del HRSG #2 para obtener los puntos de la figura 7.2, ya que este equipo cuenta con varias secciones de transferencia de calor lo cual permite apreciar en un mayor rango la variación de los parámetros geométricos.

Como el programa de diseño varía únicamente el número de aletas por pulgada, para analizar como variaba el coeficiente de transferencia de calor del lado de los gases se ajustó los puntos de operación de cada sección de transferencia de calor del economizador de tal forma que se mantenga aproximadamente constante la longitud de los tubos manejando un rango de 2 a 7 aletas por pulgada a lo largo del mismo. Este proceso se lo realizó para una altura de aleta de $\frac{1}{4}$ ", $\frac{1}{2}$ ", $\frac{3}{4}$ " y 1" con el fin de apreciar mejor los efectos de la geometría.

De las gráficas de la figura 7.2 se pudo comprobar que:

- Mientras más se aumente el número de aletas por pulgada o la altura de las aletas, menor será el coeficiente de transferencia de calor del lado de los gases. Por lo tanto aumentar el área de los componentes internos de un HRSG

con el fin de ganar compacidad sin aplicar los criterios adecuados puede llevar a diseños térmicamente no óptimos.

- En el HRSG #2 para aletas con alturas mayores a $\frac{1}{2}$ " se termina manejando coeficientes de transferencia de calor del lado de los gases muy bajos. Por lo tanto la selección de una altura de $\frac{1}{2}$ " para las aletas de este equipo sí fue correcta.

A pesar de que la variación del coeficiente interno de transferencia de calor a lo largo de un HRSG no influye en gran escala en el coeficiente global de transferencia de calor, la selección de una adecuada configuración de aletas depende fundamentalmente de este coeficiente.

Aumentar el número de aletas por pulgada en los tubos de un HRSG implica un aumento del área exterior del tubo por unidad de longitud (A_t), pero como ya se mencionó, también disminuye el coeficiente externo de transferencia de calor, disminuyendo a su vez el coeficiente global de transferencia de calor (U_o). La figura 7.3 permite conocer hasta qué punto es conveniente aumentar con la ayuda de aletas la superficie externa de los tubos de cada uno de los intercambiadores de calor de un HRSG.

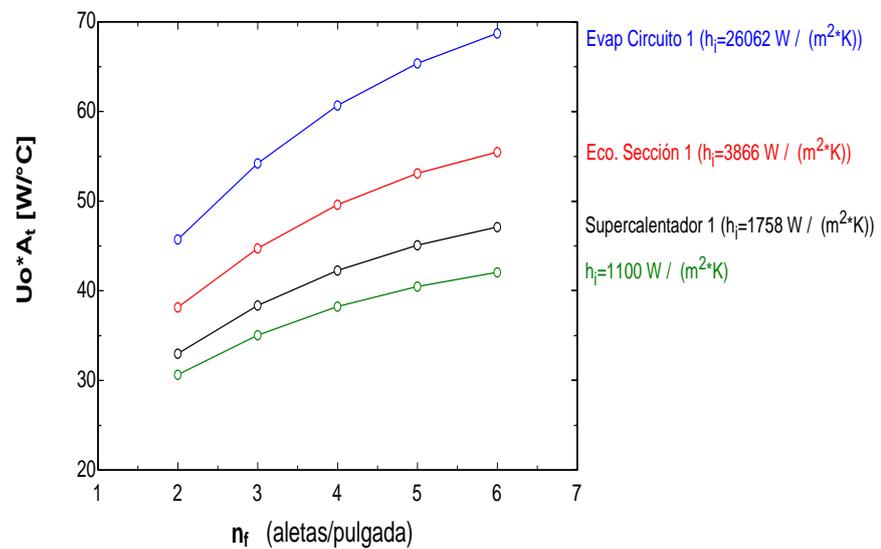


FIGURA 7.3 EFECTOS DEL COEFICIENTE INTERNO DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN LA SELECCIÓN DEL NÚMERO DE ALETAS POR PULGADA.

Para esto, se graficó la variación del producto entre el coeficiente global de transferencia de calor y el área exterior de los tubos por unidad de longitud ($U_o \cdot A_T$) en función del número de aletas por pulgada, ya que este producto indica cuanta compacidad se está obteniendo con el aumento de aletas en los tubos. A través de la modificación de los programas de diseño se obtuvo los puntos de las gráficas mostradas, para esto se mantuvo la geometría de la tabla 8 y se estableció una nueva condición de longitud por cada número de aletas por pulgada ensayado.

De las gráficas de la figura 7.3 se pudo comprobar que:

- Mientras mayor es el coeficiente interno de transferencia de calor, mayor es la compacidad que se obtiene con el uso de aletas. Esto se debe a que la disminución del coeficiente externo de transferencia de calor que se da debido al uso de superficies extendidas, se contrarresta con coeficientes internos de transferencia de calor elevados.
- El ratio de $U_o * A_T$ entre seis y dos aletas por pulgada para el circuito 1 del evaporador ($h_i = 26062 \text{ W/m}^2\text{K}$) es de 1.50, para el supercalentador 1 ($h_i = 1758 \text{ W/m}^2\text{K}$) es de 1.43 y para una prueba con un coeficiente interno de transferencia de calor de $1100 \text{ W/m}^2\text{K}$ es de 1.37. Por lo tanto el uso de elevado número de aletas por pulgadas (4-6) es justificado cuando el coeficiente interno de transferencia de calor es relativamente elevado.

7.3. Distribución de temperaturas a lo largo de los tubos del HRSG.

Las temperaturas de los tubos y las aletas de los intercambiadores de calor de un HRSG dictan el material que se debe usar en esas partes. Por esta razón se realizó un mapeo de temperaturas a lo largo de los tubos de cada intercambiador de calor del HRSG #2.

Por medio de las figuras 7.4, 7.5 y 7.6 se muestra la distribución de temperaturas del supercalentador 1, supercalentador 2 de temperatura intermedia y supercalentador 2 de temperatura baja respectivamente, junto con el material escogido para el tubo y las aletas y su respectiva conductividad térmica.

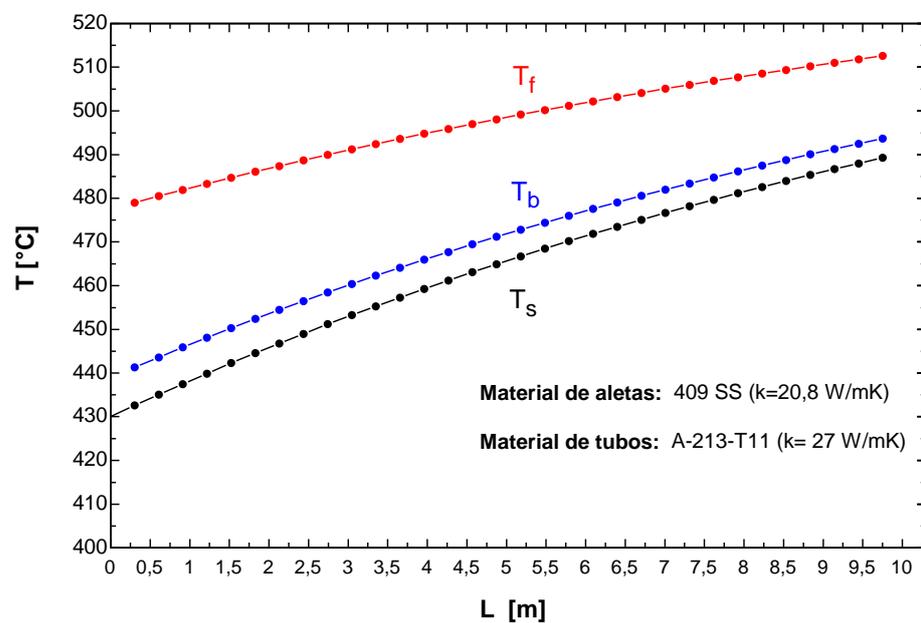


FIGURA 7.4 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS A LO LARGO DE LOS TUBOS DEL SUPERCALENTADOR 1

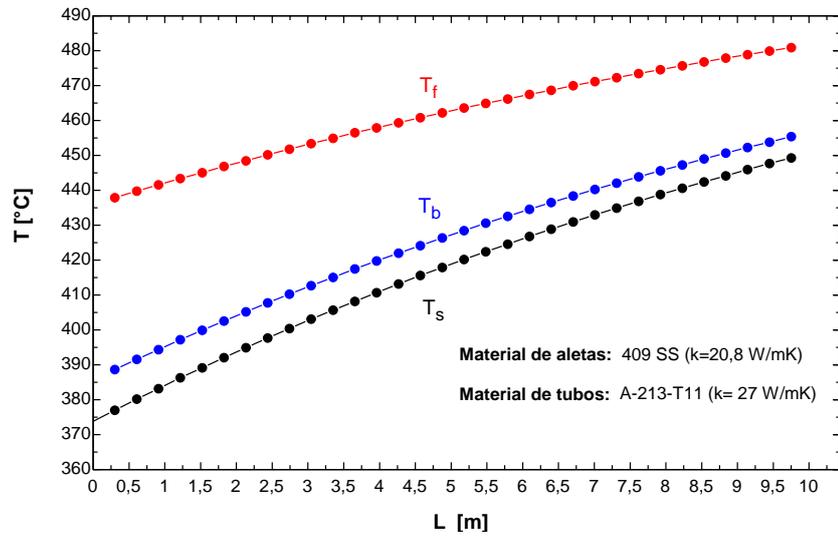


FIGURA 7.5 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS A LO LARGO DE LOS TUBOS DEL SUPERCALENTADOR 2 DE TEMPERATURA INTERMEDIA.

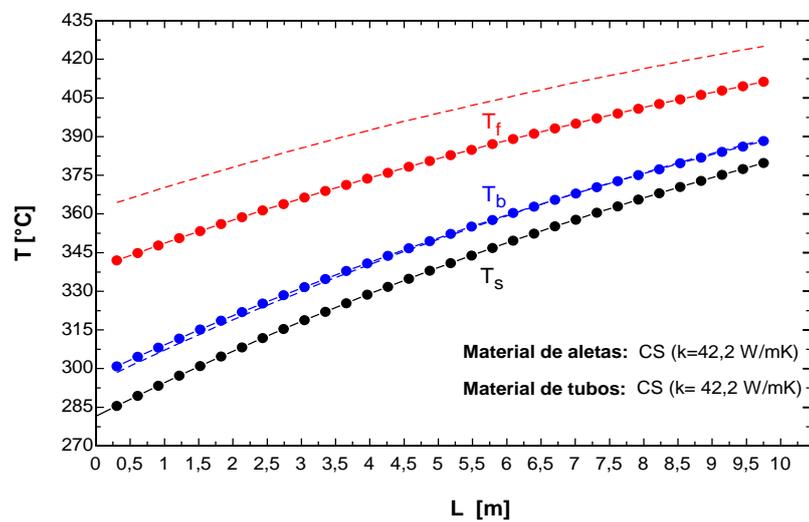


FIGURA 7.6 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS A LO LARGO DE LOS TUBOS DEL SUPERCALENTADOR 2 DE TEMPERATURA BAJA.

De las gráficas de la figura 7.4, 7.5 y 7.6 se pudo comprobar que:

- La selección de aceros especiales como material de las aletas y de los tubos en vez de aceros al carbono en el supercalentador 1 y supercalentador 2 de temperatura intermedia fue correcta. Esto se debe a que en las aletas y los tubos se maneja temperaturas superiores a los 450 °C cuando un acero al carbono solo resiste hasta 500 °C.
- Dividir el supercalentador 2 bajo una adecuada selección de los puntos de operación permitió el uso de aceros al carbono como material para los tubos y aletas del supercalentador 2 de temperatura baja. Debido a esto se pudo obtener un diseño que opere con tres aletas por pulgada gracias a la mayor conductividad térmica de los aceros al carbono en comparación con los aceros especiales del supercalentador 1.
- La línea segmentada de la figura 7.6 representan el perfil de temperaturas que se manejaría en el supercalentador 2 de baja temperatura utilizando como material los aceros especiales del supercalentador 1. Por lo tanto, mientras mayor sea la conductividad térmica del material menor será la temperatura de la punta de las aletas y mayor la del tubo.

En las figuras 7.7 y 7.8 se muestra la distribución de temperaturas del evaporador y del economizador. En el caso del evaporador se muestra el valor promedio de las temperaturas, ya que no hay una variación considerable de estas temperaturas entre un circuito de vapor y otro.

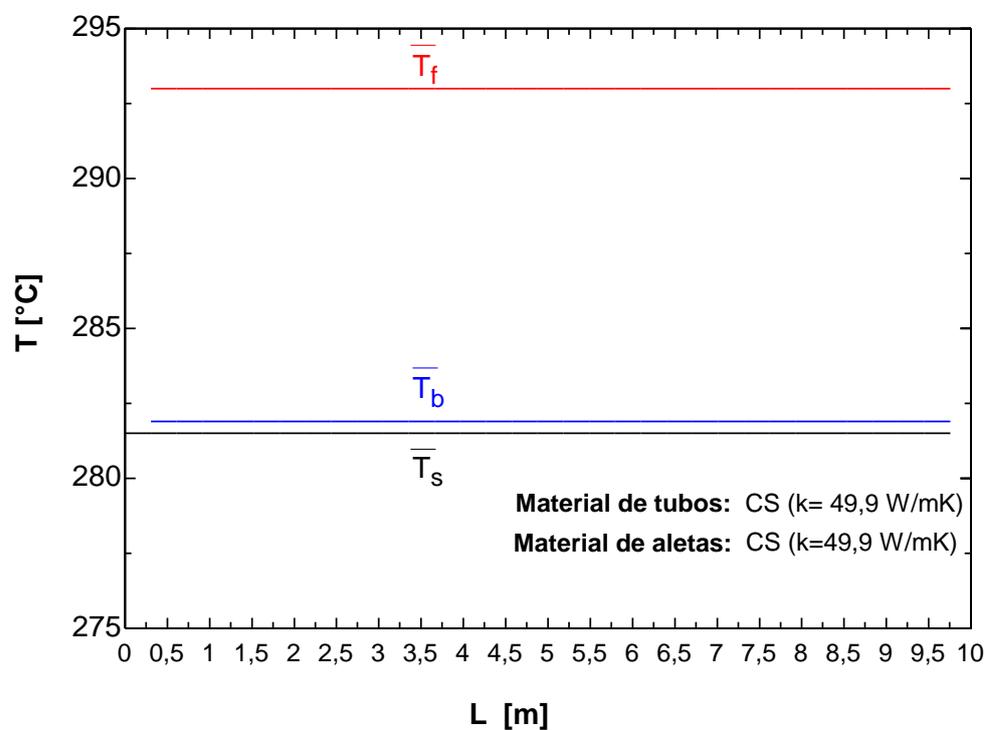


FIGURA 7.7 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS A LO LARGO DE LOS TUBOS DEL EVAPORADOR.

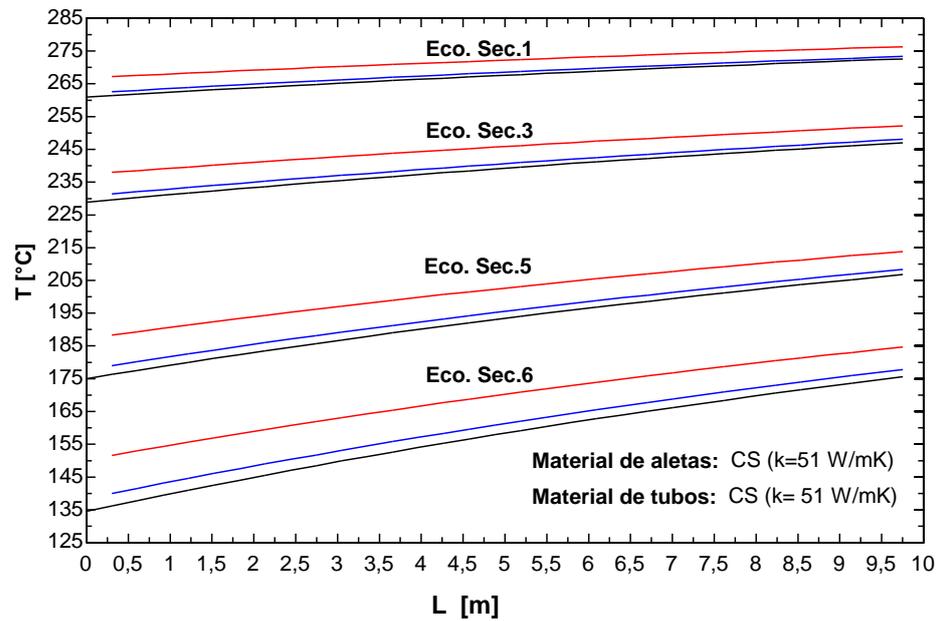


FIGURA 7.8 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS A LO LARGO DE LOS TUBOS DEL ECONOMIZADOR.

De las gráficas de la figura 7.7 y 7.8 se pudo comprobar que:

- Tanto para el evaporador como para el economizador el valor de las temperaturas de la punta de la aleta y del tubo se encuentra más cercano a la temperatura del fluido interno en comparación con los supercalentadores. Esto se debe a que en estos equipos se maneja coeficientes internos de transferencia de calor mayores a los manejados en los supercalentadores.

7.4. Distribución de la Calidad del Vapor a lo Largo de los Tubos del Evaporador.

Con el fin de analizar como varía la calidad del vapor en cada circuito de vapor de un HRSG, se presenta la figura 7.9. Esta figura muestra como se encuentra distribuida la calidad del vapor en los tubos de evaporación de cada circuito de vapor del HRSG #2.

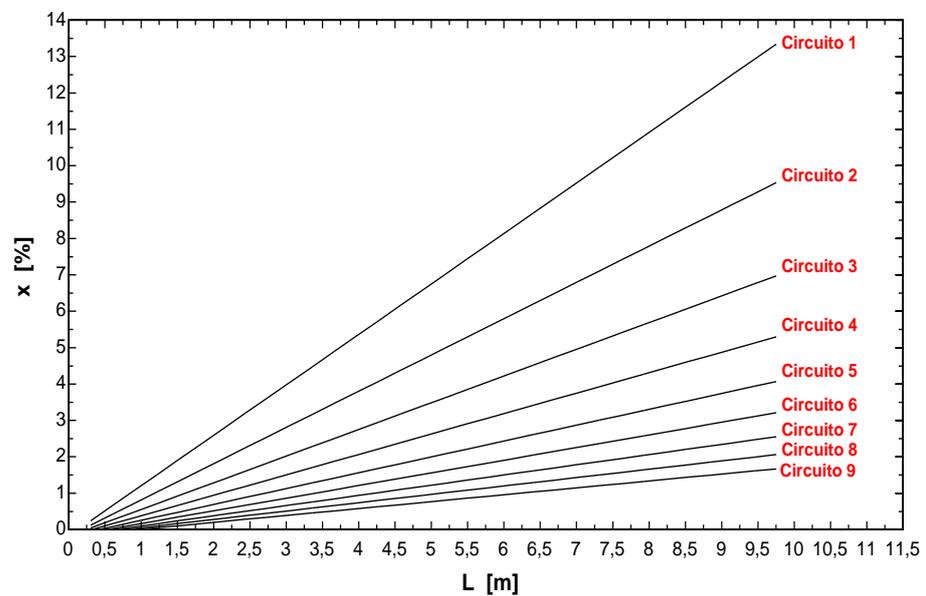


FIGURA 7.9 DISTRIBUCIÓN DE LA CALIDAD DEL VAPOR A LO LARGO DE LOS TUBOS DE LOS CIRCUITOS DE VAPOR.

De las gráficas de la figura 7.9 se pudo comprobar que:

- La calidad del vapor varía de forma lineal a lo largo de los tubos de cada circuito de vapor de un HRSG.

- A medida que el flujo de gases se enfría en el evaporador, la calidad del vapor generado en los circuitos de vapor disminuye. Este efecto se ve reflejado en los coeficientes internos de transferencia de calor del evaporador, mostrados en la figura 7.1, donde la disminución de estos valores se debe a la menor turbulencia que se produce por la menor calidad de vapor.

7.5. Caídas de presión.

Como complemento del diseño térmico del HRSG #2, en esta sección se presenta las caídas de presión generadas en el interior y el exterior de los tubos. La tabla 13 muestra las caídas de presión que se producen en el exterior de los tubos del HRSG #2.

TABLA 13

CAÍDAS DE PRESIÓN DEL LADO DE LOS GASES (HRSG #2)

Equipo	ΔP (in. W.C)
Supercalentador 1	0,14
Supercalentador 2	0,25
Evaporador	0,96
Economizador	0,57
TOTAL	1,92

La tabla 14 muestra las caídas de presión que se producen en el interior de los tubos de los supercalentadores y de economizador

LA TABLA 14
CAÍDAS DE PRESIÓN QUE SE PRODUCEN EN EL INTERIOR DE
LOS TUBOS DE LOS SUPERCALENTADORES Y DE
ECONOMIZADOR.

Equipo	ΔP (KPa)
Supercalentador 1	21,15
Supercalentador 2	34,07
Economizador	428,30

Por último, se muestra los resultados obtenidos del análisis de caídas de presión por circulación de vapor en el evaporador, el cual fue necesario para determinar la calidad del vapor generado en cada circuito de vapor.

TABLA 15
CAÍDAS DE PRESIÓN POR CIRCULACIÓN DEL VAPOR EN LOS
TUBOS DEL EVAPORADOR DEL HRSG #2

	Circuito								
ΔP (Psi)	1	2	3	4	5	6	7	8	9
ΔP_{dw}	1,50	1,49	1,43	1,30	1,15	0,99	0,84	0,69	0,57
ΔP_{glb}	0,14	0,19	0,26	0,34	0,44	0,55	0,68	0,83	1,01
ΔP_{flb}	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
ΔP_{aevap}	0,10	0,07	0,05	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,00
ΔP_{fevap}	1,77	1,42	1,17	0,96	0,78	0,62	0,49	0,38	0,30
ΔP_{gevap}	6,25	6,80	7,25	7,63	7,93	8,19	8,37	8,50	8,53
ΔP_{friser}	2,87	2,25	1,79	1,41	1,11	0,88	0,69	0,54	0,42
ΔP_{griser}	1,45	1,77	2,07	2,33	2,56	2,74	2,90	3,03	3,14
ΔP_{acc}	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
TOTAL	14,48	14,40	14,43	14,39	14,39	14,39	14,38	14,39	14,38
x (%)	13,16	9,43	6,90	5,24	4,00	3,17	2,51	2,04	1,65
\dot{m}_{dw} (Kg/s)	40,51	40,39	39,59	37,63	35,50	32,86	30,25	27,50	24,93

Se puede apreciar como el programa de diseño del evaporador ajustó el valor de la calidad del vapor para que las pérdidas totales de presión sean iguales al cabezal térmico manejado (14,4 Psi). Además, a medida que la generación de vapor disminuye en los circuitos de vapor, también disminuye el flujo másico que desciende por los downcomers (\dot{m}_{dw}) lo que implica que las pérdidas por fricción disminuyan y aumenten las pérdidas por gravedad.

CAPÍTULO 8

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

8.1. Conclusiones.

1. El diseño térmico obtenido para el HRSG #2 sí cumplió con los puntos de operación demandados por el estudio de ingeniería termodinámica y conceptual para la planta de ciclos combinados propuesta.
2. Las dimensiones del HRSG #2 garantizan un tiempo aceptable de vida útil para el aislamiento del equipo y no generan pérdidas de potencia considerables en la turbina a gas ya que la caída de presión de los gases es aceptable.
3. El análisis de distribución de temperaturas demostró que los materiales seleccionados para los tubos y las aletas de los componentes internos del HRSG #2 sí fueron correctos.
4. El análisis de los coeficientes de transferencia de calor del HRSG #2 indicó que en un HRSG el supercalentador debe manejar a lo mucho una configuración de 3 aletas

5. por pulgada, mientras que el evaporador y el economizador deben manejar una configuración de 4 aletas por pulgada como mínimo, esto con el fin de garantizar diseños térmicamente óptimos
6. Las bajas calidades de vapor manejadas en los circuitos de vapor indican que no se tendrán problemas de sobrecalentamiento en los tubos debido a un flujo de calor crítico.
7. Los programas de diseño térmico desarrollados para el diseño de cada uno de los intercambiadores de calor del HRSG #2 también pueden ser utilizados para el diseño térmico de un HRSG con puntos de operación diferentes a los del HRSG#2.

8.2. Recomendaciones.

- I. Debido a que en este proyecto de graduación se ha realizado solamente el diseño térmico del HRSG #2, es necesario realizar también el diseño mecánico como complemento del diseño de este equipo.
- II. Para completar el diseño de la planta de ciclos combinados propuesta, se debe diseñar también el HRSG #1 asociado a la turbina aeroderivativa. Por lo que se invita a la persona que

lo realice a aplicar los programas de diseño desarrollados en este proyecto de graduación, para enfocarse más en el diseño del quemador de ducto que necesita este equipo para recibir calor suplementario.

- III. Otro aspecto que puede ser tomado como tema de investigación es el desarrollo de los sistemas de control de la planta de ciclos combinados propuesta, el cual puede realizarse de manera independiente ya que los puntos de operación de los HRSGs ya se encuentran establecidos.
- IV. A pesar de que los inputs que deben ser ingresados por el usuario en los programas de diseño se encuentran claramente señalados en la ventana de ecuaciones de EES, la interfaz del usuario puede ser mejorada utilizando las funciones especiales de EES.
- V. Para dar una completa validez a los resultados que se obtienen de los programas de diseño desarrollados, es recomendable que estos se apliquen en HRSGs que se encuentran funcionando actualmente. Así se puede comprobar si con los puntos de operación de esos HRSGs las dimensiones obtenidas en los programas de diseño son similares a las de dimensiones de los HRSGs mencionados.

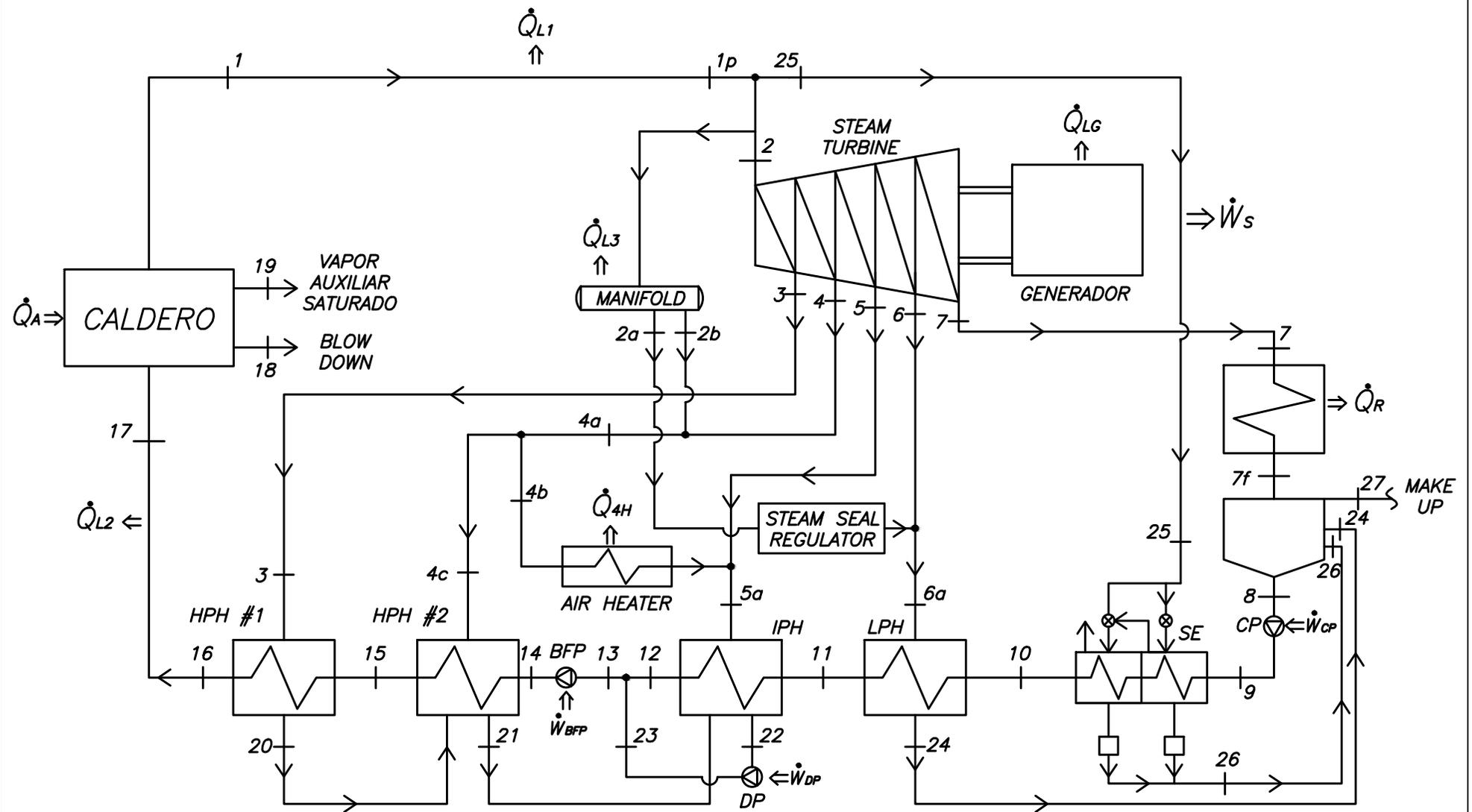
VI. Debido a que en Ecuador no se han implementado al momento generadores de vapor por recuperación de calor en las plantas termoeléctricas, es recomendable que se realicen estudios de factibilidad técnica y económica en las plantas termoeléctricas que ofrecen la posibilidad de manejar ciclos combinados, ya que con la implementación de HRSGs el ahorro de combustible es considerable. Así se aportaría con una nueva alternativa para el cambio de la matriz energética del país.

APÉNDICES

APÉNDICE A

ESQUEMA TERMODINÁMICO DE LA UNIDAD A

VAPOR DE LA CENTRAL TÉRMICA 2.

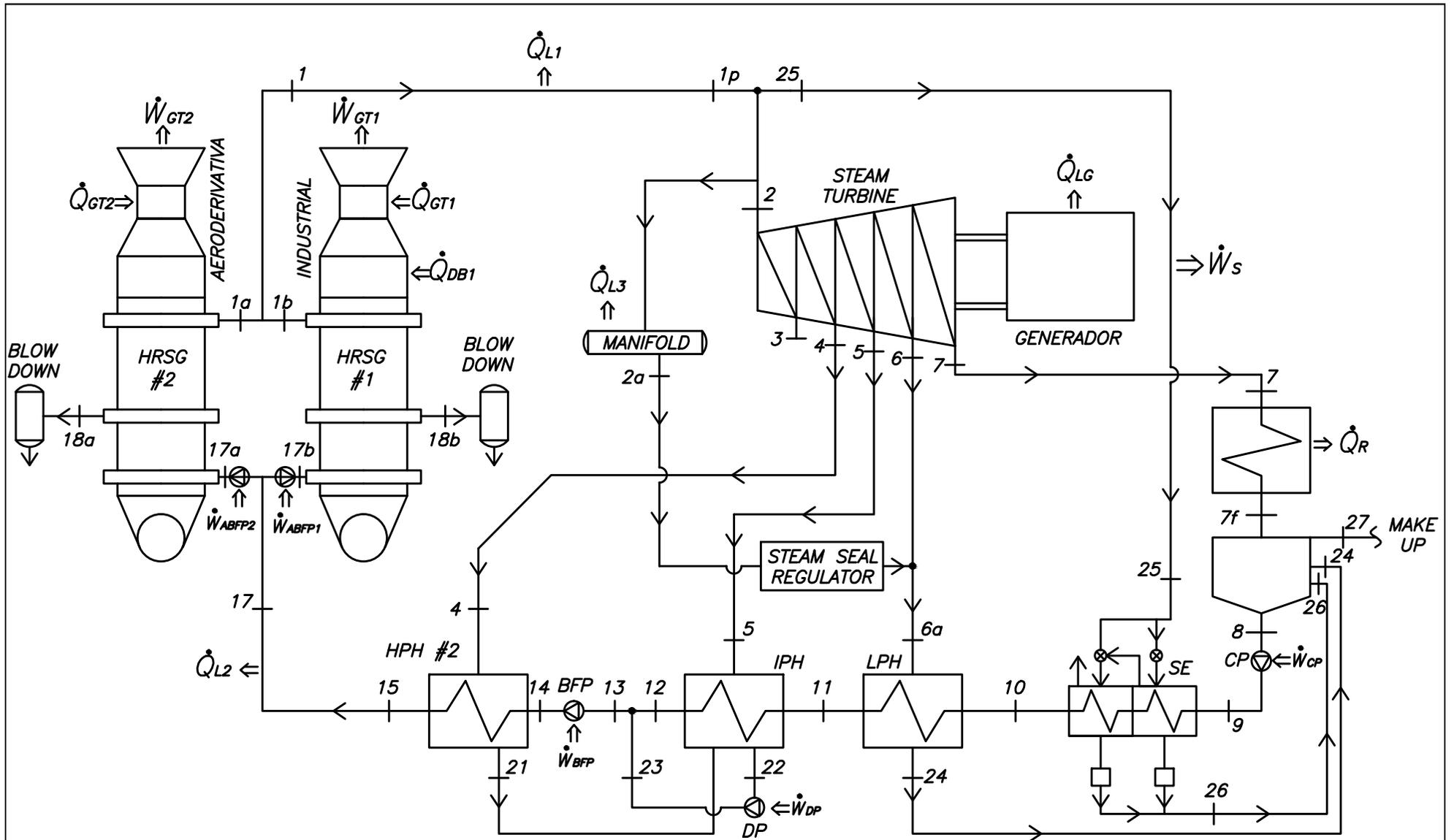


	FECHA	NOMBRE	PLANO N°	INSTITUCIÓN
DIBUJO	14/04/15	M.F.C	1	FIMCP-ESPOL
DISEÑO	14/04/15	V.A.G		
REVISO	14/04/15	V.A.G		
ESCALA	ESQUEMA TERMODINÁMICO DE LA UNIDAD DE VAPOR DE LA CENTRAL TERMICA 2.			
PESO				

APÉNDICE B

ESQUEMA TERMODINÁMICO DE LA CENTRAL DE

CICLOS COMBINADOS PROPUESTA.



	FECHA	NOMBRE	PLANO N°	INSTITUCIÓN
DIBUJO	14/04/15	M.F.C	2	FIMCP-ESPOL
DISEÑO	14/04/15	V.A.G		
REVISO	14/04/15	V.A.G		
ESCALA	ESQUEMA TERMODINÁMICO DE LA CENTRAL DE CICLOS COMBINADOS PROPUESTA			
PESO				

APÉNDICE C

ESQUEMA TERMODINÁMICO DEL HRSG #2.

APÉNDICE D

COEFICIENTES DE CORRECIÓN DE LAS

ECUACIONES DE ESCOA.

Factores de corrección de las correlaciones de ESCOA.

TABLE 8.10b Factors $C_1 - C_6$ for Solid and Serrated Fins in In-line and Staggered Arrangements—Revised Correlations

Solid fins

In-line

$$C_1 = 0.053(1.45 - 2.9S_L/d)^{-2.3} Re^{-0.21} \quad C_2 = 0.11 + 1.4 Re^{-0.4}$$

$$C_3 = 0.20 + 0.65e^{-0.25h/s} \quad C_4 = 0.08(0.15S_T/d)^{-1.1(h/s)^{0.15}}$$

$$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-2.0S_L/S_T} \quad C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-0.2(S_L/S_T)^2}$$

$$J = C_1 C_3 C_5 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.5}$$

$$f = C_2 C_4 C_6 [(d + 2h)/d] [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.25}$$

Staggered

$$C_1 = 0.091 Re^{-0.25} \quad C_2 = 0.075 + 1.85 Re^{-0.3}$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-0.25h/s} \quad C_4 = 0.11(0.05S_T/d)^{-0.7(h/s)^{0.20}}$$

$$C_5 = 0.7 + (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})[e^{-1.0S_L/S_T}] \quad C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15Nd^2})e^{-2.0(S_L/S_T)} - [0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2}]e^{-0.6(S_L/S_T)}$$

$$J = C_1 C_3 C_5 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.5}$$

$$f = C_2 C_4 C_6 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{-0.25}$$

Serrated fins

In-line

$$C_1 = 0.053(1.45 - 2.9S_L/d)^{-2.3} Re^{-0.21} \quad C_2 = 0.11 + 1.4 Re^{-0.4}$$

$$C_3 = 0.25 + 0.6e^{-0.25h/s} \quad C_4 = 0.08(0.15S_T/d)^{-1.1(h/s)^{0.15}}$$

$$C_5 = 1.1 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-2.0S_L/S_T} \quad C_6 = 1.6 - (0.75 - 1.5e^{-0.7Nd})e^{-0.2(S_L/S_T)^2}$$

$$J = C_1 C_3 C_5 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.5}$$

$$f = C_2 C_4 C_6 [(d + 2h)/d] [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.25}$$

Staggered

$$C_1 = 0.091 Re^{-0.25} \quad C_2 = 0.075 + 1.85 Re^{-0.3}$$

$$C_3 = 0.35 + 0.65e^{-0.17h/s} \quad C_4 = 0.11(0.05S_T/d)^{-0.7(h/s)^{0.2}}$$

$$C_5 = 0.7 + (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-1.0S_L/S_T} \quad C_6 = 1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15Nd^2})e^{-2.0(S_L/S_T)} - (0.7 - 0.8e^{-0.15Nd^2})e^{-0.6(S_L/S_T)}$$

$$J = C_1 C_3 C_5 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{0.25}$$

$$f = C_2 C_4 C_6 [(d + 2h)/d]^{0.5} [(t_g + 460)/(t_a + 460)]^{-0.25}$$

Source: Fintube Technologies, Tulsa, OK.

APÉNDICE E

**CÓDIGO DE EES: DETERMINACIÓN DE
COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES DE PRODUCTOS DE
COMBUSTIÓN DE DIESEL.**

{CALCULO DE PROPIEDADES DE PRODUCTOS DE COMBUSTION}

{COMBUSTIBLE}

{CxHy}

x=10,8

y=18,7

{EXCESO DE AIRE}

EA=2,96

{AIRE ESTEQUIOMETRICO DE COMBUSTION}

a=x+(y/4)

{NUMERO DE MOLES}

N_CO2=x

N_H2O=y/2

N_N2=a*3,46*(1+EA)

N_O2=a*EA

N_tot=N_CO2+N_H2O+N_N2+N_O2

{FRACCIONES MOLARES}

X_CO2=N_CO2/N_tot

X_H2O=N_H2O/N_tot

X_N2=N_N2/N_tot

X_O2=N_O2/N_tot

{PESO MOLECULAR}

MW_CO2=44

MW_H2O=18

MW_N2=28

MW_O2=32

MW_mix= X_CO2*MW_CO2+X_H2O*MW_H2O+X_N2*MW_N2+X_O2*MW_O2

{FRACCIONES DE MASA}

Y_CO2=X_CO2*(MW_CO2/MW_mix)

Y_H2O=X_H2O*(MW_H2O/MW_mix)

Y_N2=X_N2*(MW_N2/MW_mix)

Y_O2=X_O2*(MW_O2/MW_mix)

{CALOR ESPECIFICO}

Cp_CO2=SPECHEAT(CO2;T=T_gas)

Cp_H2O=SPECHEAT(H2O;T=T_gas)

Cp_N2=SPECHEAT(N2;T=T_gas)

Cp_O2=SPECHEAT(O2;T=T_gas)

Cp_gas=(Y_CO2*Cp_CO2+Y_H2O*Cp_H2O+Y_N2*Cp_N2+Y_O2*Cp_O2)*CONVERT(KJ/(Kg*K);BTU/(Lbm*°F))

{DENSIDAD}

rho_CO2=DENSITY(CO2;T=T_gas;P=101,3)

rho_H2O=DENSITY(H2O;T=T_gas;P=101,3)

rho_N2=DENSITY(N2;T=T_gas;P=101,3)

rho_O2=DENSITY(O2;T=T_gas;P=101,3)

$$\rho_{\text{gas}}=(Y_{\text{CO}_2}*\rho_{\text{CO}_2}+Y_{\text{H}_2\text{O}}*\rho_{\text{H}_2\text{O}}+Y_{\text{N}_2}*\rho_{\text{N}_2}+Y_{\text{O}_2}*\rho_{\text{O}_2})*\text{CONVERT}(\text{Kg};\text{lbm})*\text{CONVERT}(1/\text{m}^3;1/\text{ft}^3)$$

{CONDUCTIVIDAD}

$$k_{\text{CO}_2}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{CO}_2;T=T_{\text{gas}})$$

$$k_{\text{H}_2\text{O}}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{H}_2\text{O};T=T_{\text{gas}})$$

$$k_{\text{N}_2}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{N}_2;T=T_{\text{gas}})$$

$$k_{\text{O}_2}=\text{CONDUCTIVITY}(\text{O}_2;T=T_{\text{gas}})$$

$$k_{\text{gas}}=(Y_{\text{CO}_2}*k_{\text{CO}_2}+Y_{\text{H}_2\text{O}}*k_{\text{H}_2\text{O}}+Y_{\text{N}_2}*k_{\text{N}_2}+Y_{\text{O}_2}*k_{\text{O}_2})*\text{CONVERT}(\text{W}/(\text{m}*\text{K});\text{BTU}/(\text{hr}*\text{ft}*\text{°F}))$$

{VISCOSIDAD}

$$\mu_{\text{CO}_2}=\text{VISCOSITY}(\text{CO}_2;T=T_{\text{gas}})$$

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}}=\text{VISCOSITY}(\text{H}_2\text{O};T=T_{\text{gas}})$$

$$\mu_{\text{N}_2}=\text{VISCOSITY}(\text{N}_2;T=T_{\text{gas}})$$

$$\mu_{\text{O}_2}=\text{VISCOSITY}(\text{O}_2;T=T_{\text{gas}})$$

$$\mu_{\text{gas}}=(Y_{\text{CO}_2}*\mu_{\text{CO}_2}+Y_{\text{H}_2\text{O}}*\mu_{\text{H}_2\text{O}}+Y_{\text{N}_2}*\mu_{\text{N}_2}+Y_{\text{O}_2}*\mu_{\text{O}_2})*\text{CONVERT}(\text{Kg}/(\text{m}*\text{s});\text{Lbm}/(\text{ft}*\text{hr}))$$

$$x = 10,8$$

$$y = 18,7$$

$$EA = 2,96$$

$$a = x + \frac{y}{4}$$

$$N_{\text{CO}_2} = x$$

$$N_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{y}{2}$$

$$N_{\text{N}_2} = a \cdot 3,46 \cdot [1 + EA]$$

$$N_{\text{O}_2} = a \cdot EA$$

$$N_{\text{tot}} = N_{\text{CO}_2} + N_{\text{H}_2\text{O}} + N_{\text{N}_2} + N_{\text{O}_2}$$

$$X_{\text{CO}_2} = \frac{N_{\text{CO}_2}}{N_{\text{tot}}}$$

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{N_{\text{H}_2\text{O}}}{N_{\text{tot}}}$$

$$X_{\text{N}_2} = \frac{N_{\text{N}_2}}{N_{\text{tot}}}$$

$$X_{\text{O}_2} = \frac{N_{\text{O}_2}}{N_{\text{tot}}}$$

$$MW_{\text{CO}_2} = 44$$

$$MW_{H_2O} = 18$$

$$MW_{N_2} = 28$$

$$MW_{O_2} = 32$$

$$MW_{mix} = X_{CO_2} \cdot MW_{CO_2} + X_{H_2O} \cdot MW_{H_2O} + X_{N_2} \cdot MW_{N_2} + X_{O_2} \cdot MW_{O_2}$$

$$Y_{CO_2} = X_{CO_2} \cdot \frac{MW_{CO_2}}{MW_{mix}}$$

$$Y_{H_2O} = X_{H_2O} \cdot \frac{MW_{H_2O}}{MW_{mix}}$$

$$Y_{N_2} = X_{N_2} \cdot \frac{MW_{N_2}}{MW_{mix}}$$

$$Y_{O_2} = X_{O_2} \cdot \frac{MW_{O_2}}{MW_{mix}}$$

$$Cp_{CO_2} = \mathbf{Cp} ['CO_2' ; T = T_{gas}]$$

$$Cp_{H_2O} = \mathbf{Cp} ['H_2O' ; T = T_{gas}]$$

$$Cp_{N_2} = \mathbf{Cp} ['N_2' ; T = T_{gas}]$$

$$Cp_{O_2} = \mathbf{Cp} ['O_2' ; T = T_{gas}]$$

$$Cp_{gas} = [Y_{CO_2} \cdot Cp_{CO_2} + Y_{H_2O} \cdot Cp_{H_2O} + Y_{N_2} \cdot Cp_{N_2} + Y_{O_2} \cdot Cp_{O_2}] \cdot \left| 0,238846 \cdot \frac{BTU/(Lbm \cdot ^\circ F)}{KJ/(Kg \cdot K)} \right|$$

$$\rho_{CO_2} = \rho ['CO_2' ; T = T_{gas} ; P = 101,3]$$

$$\rho_{H_2O} = \rho ['H_2O' ; T = T_{gas} ; P = 101,3]$$

$$\rho_{N_2} = \rho ['N_2' ; T = T_{gas} ; P = 101,3]$$

$$\rho_{O_2} = \rho ['O_2' ; T = T_{gas} ; P = 101,3]$$

$$\rho_{gas} = [Y_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + Y_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O} + Y_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + Y_{O_2} \cdot \rho_{O_2}] \cdot \left| 2,20462 \cdot \frac{lbm}{Kg} \right| \cdot \left| 0,028317 \cdot \frac{1/ft^3}{1/m^3} \right|$$

$$k_{CO_2} = \mathbf{k} ['CO_2' ; T = T_{gas}]$$

$$k_{H_2O} = \mathbf{k} ['H_2O' ; T = T_{gas}]$$

$$k_{N_2} = \mathbf{k} ['N_2' ; T = T_{gas}]$$

$$k_{O_2} = \mathbf{k} ['O_2' ; T = T_{gas}]$$

$$k_{gas} = [Y_{CO_2} \cdot k_{CO_2} + Y_{H_2O} \cdot k_{H_2O} + Y_{N_2} \cdot k_{N_2} + Y_{O_2} \cdot k_{O_2}] \cdot \left| 0,577789 \cdot \frac{BTU/(hr \cdot ft \cdot ^\circ F)}{W/(m \cdot K)} \right|$$

$$\mu_{CO_2} = \mathbf{Visc} ['CO_2' ; T = T_{gas}]$$

$$\mu_{H_2O} = \mathbf{Visc} ['H_2O' ; T = T_{gas}]$$

$$\mu_{N_2} = \mathbf{Visc} ['N_2' ; T = T_{gas}]$$

$$\mu_{O_2} = \text{Visc} ['O_2' ; T = T_{\text{gas}}]$$

$$\mu_{\text{gas}} = \left[Y_{CO_2} \cdot \mu_{CO_2} + Y_{H_2O} \cdot \mu_{H_2O} + Y_{N_2} \cdot \mu_{N_2} + Y_{O_2} \cdot \mu_{O_2} \right] \cdot \left| 2419,09 \cdot \frac{\text{Lbm}/(\text{ft}^*\text{hr})}{\text{Kg}/(\text{m}^*\text{s})} \right|$$

Parametric Table: Table 1

	$C_{p_{\text{gas}}}$	T_{gas}
Run 1	0,2491	170
Run 2	0,2524	228,9
Run 3	0,2561	287,8
Run 4	0,2601	346,7
Run 5	0,264	405,6
Run 6	0,2678	464,4
Run 7	0,2714	523,3
Run 8	0,2747	582,2
Run 9	0,2779	641,1
Run 10	0,2809	700

Parametric Table: Table 2

	T_{gas}	ρ_{gas}
Run 1	170	0,8104
Run 2	228,9	0,7153
Run 3	287,8	0,6402
Run 4	346,7	0,5794
Run 5	405,6	0,5291
Run 6	464,4	0,4869
Run 7	523,3	0,4509
Run 8	582,2	0,4198
Run 9	641,1	0,3928
Run 10	700	0,369

Parametric Table: Table 3

	T_{gas}	k_{gas}
Run 1	170	0,02042
Run 2	228,9	0,02263
Run 3	287,8	0,02476
Run 4	346,7	0,02682
Run 5	405,6	0,02882
Run 6	464,4	0,03077
Run 7	523,3	0,03268
Run 8	582,2	0,03456
Run 9	641,1	0,03642
Run 10	700	0,03827

Parametric Table: Table 4

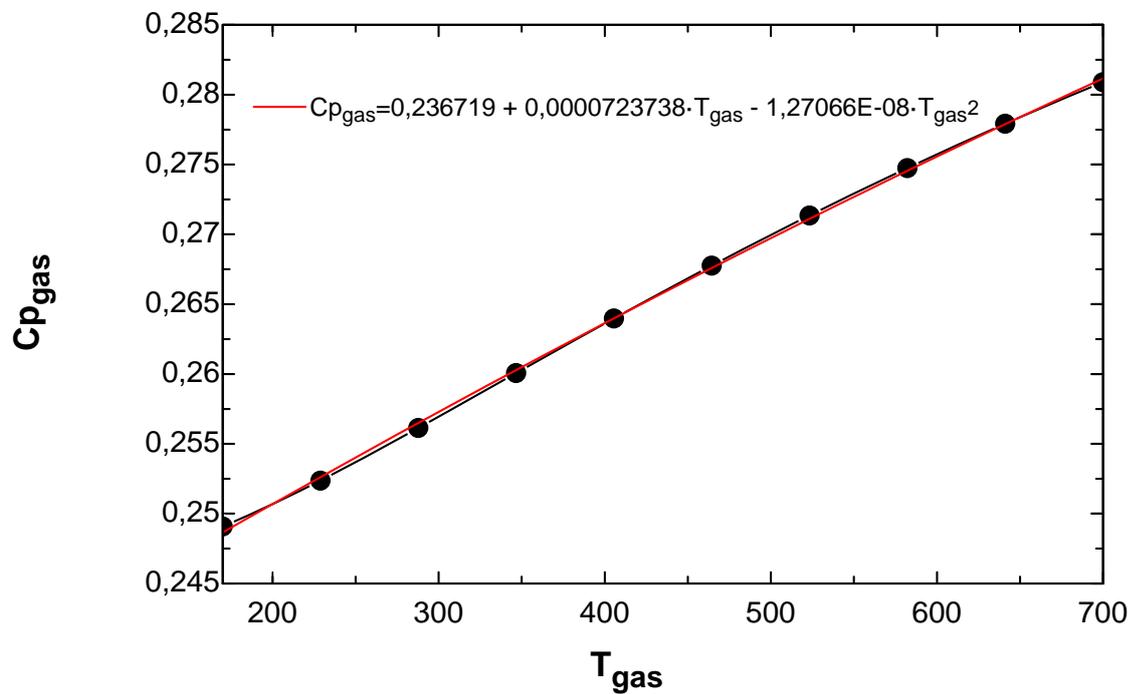
	T_{gas}	μ_{gas}
Run 1	170	0,0586
Run 2	228,9	0,06419
Run 3	287,8	0,06943

Parametric Table: Table 4

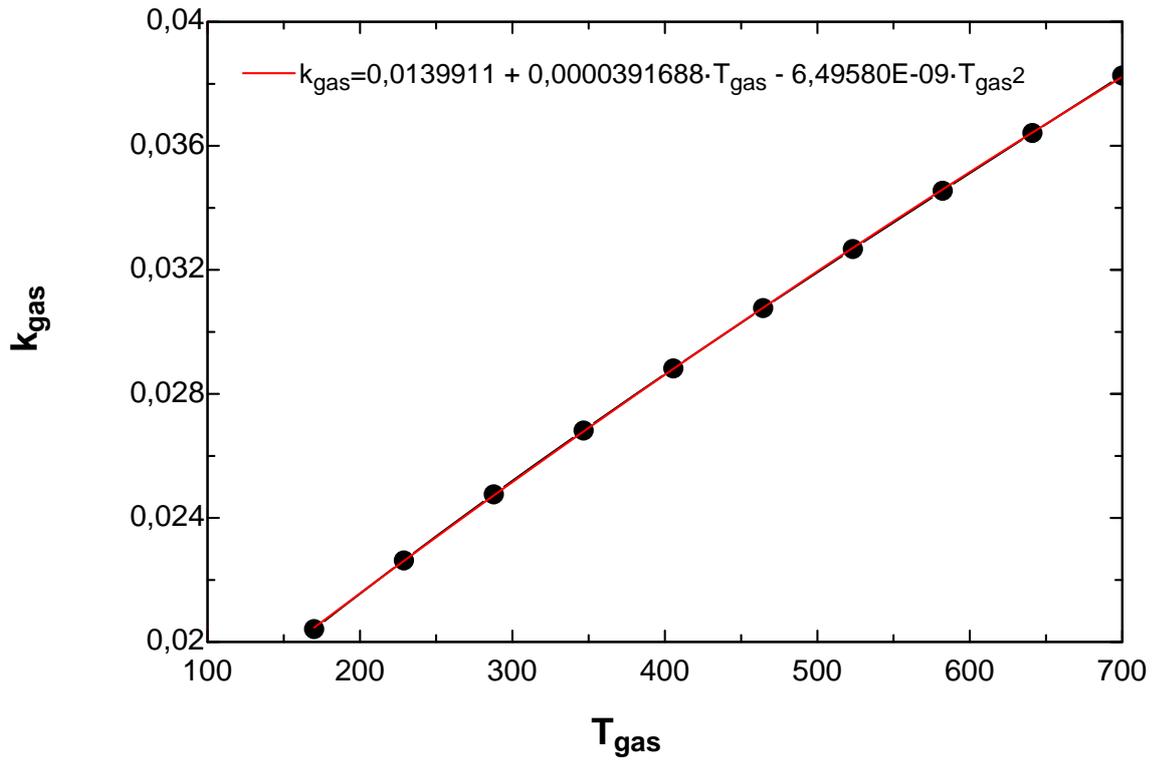
	T_{gas}	μ_{gas}
Run 4	346,7	0,07438
Run 5	405,6	0,07905
Run 6	464,4	0,08348
Run 7	523,3	0,0877
Run 8	582,2	0,09173
Run 9	641,1	0,0956
Run 10	700	0,09932

Parametric Table: Table 5

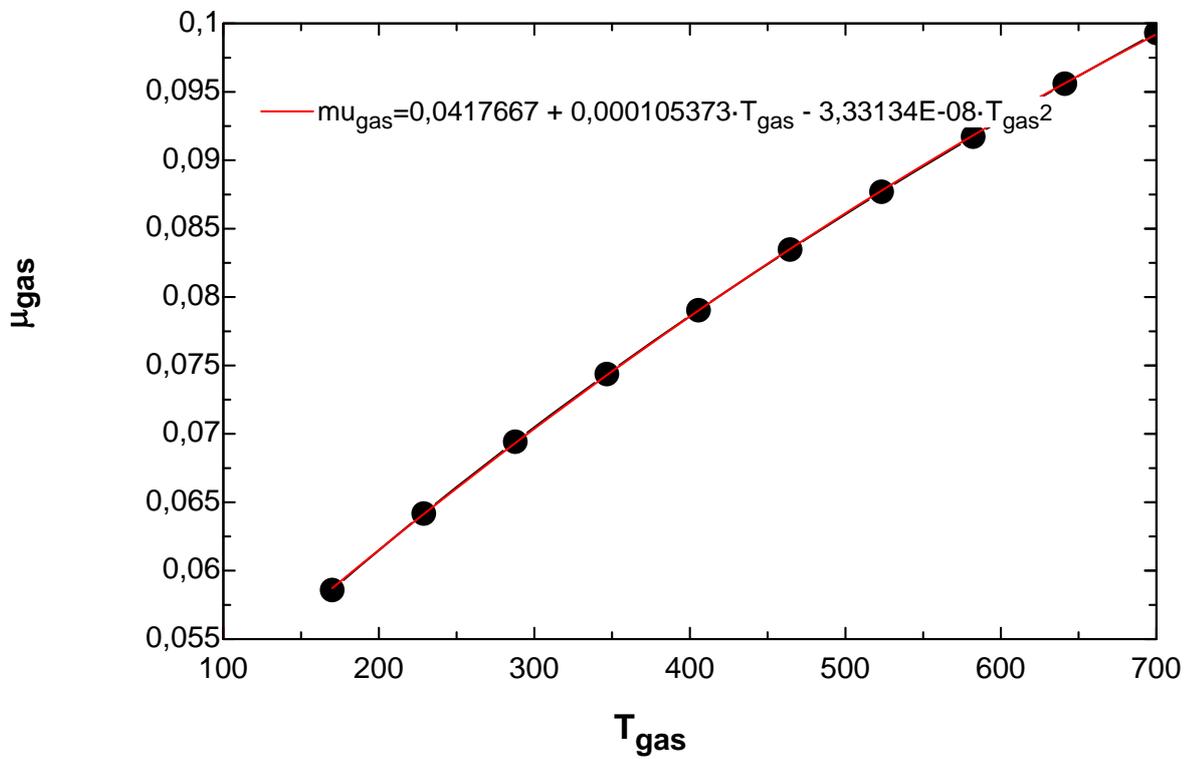
	T_{gas}	ρ_{gas}
Run 1	170	0,05059
Run 2	228,9	0,04466
Run 3	287,8	0,03997
Run 4	346,7	0,03617
Run 5	405,6	0,03303
Run 6	464,4	0,03039
Run 7	523,3	0,02815
Run 8	582,2	0,02621
Run 9	641,1	0,02452
Run 10	700	0,02304

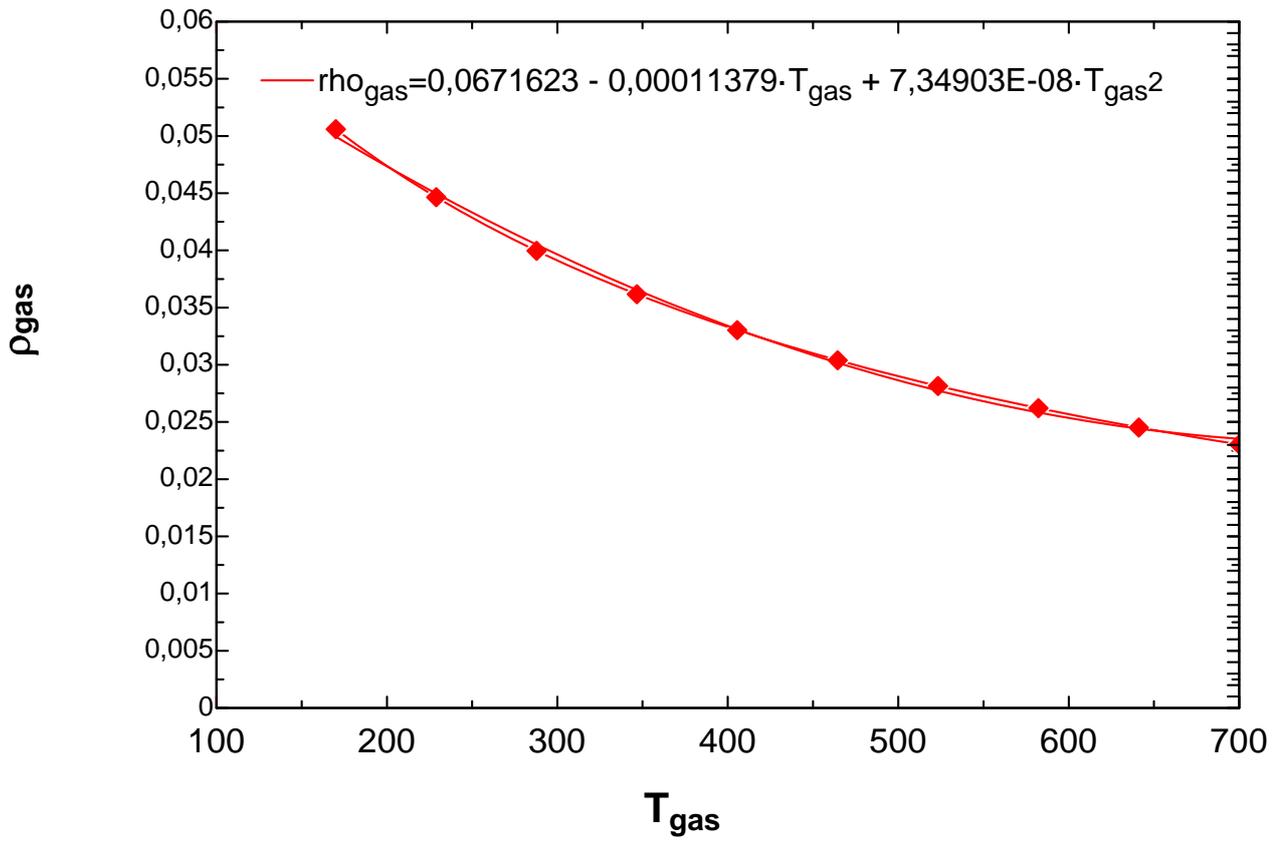


W/(m-k)



Lbm/(ft-hr)





APÉNDICE F

**CÓDIGO DE EES: PROGRAMA DE DISEÑO TÉRMICO
DEL SUPERCALENTADOR 1 DEL HRSG #2.**

```

PROCEDURE DISEÑOSE(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;N;Ad;ALTO;m_dot_g;m_dot_S;F;Q_total
;DELTAP_g_total;DELTAP_steam_total)
  T_g=lookup('Puntos de operación'; 1;3)
  if T_g<500 Then
    K_tube=k_('Carbon_steel';T_g)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
    K_fin=k_('Carbon_steel'; T_g)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
  else
    K_tube=27*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
    K_fin=12 "Btu/(hr*ft*°F)"
  endif
  i=0
  REPEAT
    i=i+1
    n_f=1
    z=i+1
    {Puntos de operación}
    T_S_out=lookup('Puntos de operación'; i;1)
    T_S_in=lookup('Puntos de operación';z;1)
    P_S_out=lookup('Puntos de operación'; i;2)
    P_S_in=lookup('Puntos de operación';z;2)
    T_g_in=lookup('Puntos de operación'; i;3)
    {-----Balance de energía-----}
    h_S_in=ENTHALPY(Water;T=T_S_in;P=P_S_in)
    h_S_out=ENTHALPY(Water;T=T_S_out;P=P_S_out)
    Cp_steam=SPECHEAT(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)*CONVERT(KJ/(Kg*K);BTU/(Lbm*°F))
    Q=m_dot_S*(h_S_out-h_S_in)*CONVERT(KJ;J)
    CALL BALANCE(Q;T_g_in;m_dot_g;T_g_out;T_gas_med)
    lookup('Puntos de operación'; z;3)=T_g_out
    T_bar_fin=(1,8*T_g_out)+32 "°F" {Asumida}
    {-----}
    REPEAT
      n_f=n_f+1
      REPEAT
        CALL TC(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;T_bar_fin;Ad;T_g_in;T_g_out;m_dot_g
;Q;n_f;T_S_in ;T_S_out;P_S_in;P_S_out;m_dot_S;F;K_tube;K_fin;L;h_c;h_i;Uo;m_dot_steam;A_T;A_i;phi_o;phi_i;m;h_f;A
DELTAP_g;DELTAP_steam)
      {-----Distribución de temperaturas -----}
      j=1
      T_S=T_S_in
      lookup("Temperatura del vapor "; j;i)=T_S
      lookup("Temperatura del tubo"; j;i)=0
      lookup("Temperatura de la aleta"; j;i)=0
      REPEAT
        j=1+j
        T_S=((Uo*CONVERT(W;Btu/h)*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/°F)*(T_gas_med-T_S)*A_T
/(m_dot_steam*Cp_steam))+T_S
        T_b=((Uo*CONVERT(W;Btu/h)*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/°F)*(T_gas_med-T_S))/(1/((1
/(h_i*A_i))+Ln(phi_o/phi_i)*(1/(2*pi*K_tube))))))+T_S
        T_fin=T_gas_med-(1/((cosh(m*(h_f/12)))+(h_c/(m*K_fin))*(sinh(m*(h_f/12)))))*(T_gas_med-T_b)
        lookup("Temperatura del vapor "; j;i)=T_S
        lookup("Temperatura del tubo"; j;i)=T_b
        lookup("Temperatura de la aleta"; j;i)=T_fin
      UNTIL j>ALTO-6,5
      {-----}
      T_f2=lookup('Temperatura de la aleta';2;i)
      T_f32=lookup('Temperatura de la aleta';32;i)

```

```

T_average_fin=1,8*((T_f2+T_f32)/2)+32
T_bar_fin=(T_bar_fin+T_average_fin)/2
UNTIL(T_bar_fin-T_average_fin)<1
UNTIL L<(ALTO-6,5)
lookup('Resultados'; i;1)=Q
lookup('Resultados'; i;2)=A
lookup('Resultados'; i;3)=L
lookup('Resultados'; i;4)=n_f
lookup('Resultados'; i;5)=h_i*CONVERT(BTU/(hr*ft^2*F);W/(m^2*K))
lookup('Resultados'; i;6)=h_c*CONVERT(BTU/(hr*ft^2*F);W/(m^2*K))
lookup('Resultados'; i;7)=Uo
lookup('Resultados'; i;8)=(T_bar_fin-32)/1,8
lookup('Resultados'; i;9)=(T_average_fin-32)/1,8
lookup('Resultados'; i;10)=DELTAP_g
lookup('Resultados'; i;11)=DELTAP_steam
if T_f32<500 Then
  K_tube=k('Carbon_steel';(T_average_fin-32)/1,8)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
  K_fin=k('Carbon_steel';(T_average_fin-32)/1,8)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
endif
UNTIL i>=N
Q_total=sumLookup('Resultados';1;1;i)
DELTAP_g_total=sumLookup('Resultados';10;1;i)
DELTAP_steam_total=sumLookup('Resultados';11;1;i)
END

SUBPROGRAM BALANCE(Q;T_g_in;m_dot_g;T_g_out;T_gas_med)
  T_gas_med=(T_g_in+T_g_out)/2
  Cp_g_SH2=(-0,0000000491*T_gas_med^2+0,0002993456*T_gas_med+0,9917907121)*CONVERT(KJ;J)
  T_g_out=T_g_in-(Q/(m_dot_g*Cp_g_SH2))
END

SUBPROGRAM TC(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;s;T_bar_fin;Ad;T_g_in;T_g_out;m_dot_g;Q;n_f
;T_S_in;T_S_out;P_S_in;P_S_out;m_dot_S;F;K_tube;K_fin;L;h_c;h_i;Uo;m_dot_steam;A_T;A_i;phi_o;phi_i;m;h_f;A;DELTAP_g
DELTAP_steam)

{Propiedades del gas}
T_bar_gas=1,8*((T_g_in+T_g_out)/2)+32 "°F"
T_gas_med=(T_g_in+T_g_out)/2 "C"
Cp_g=(-0,0000000491*T_gas_med^2+0,0002993456*T_gas_med+0,9917907121)*CONVERT(KJ;J)
Cp_gas=0,236719+0,0000723738*T_gas_med-1,27066E-08*T_gas_med^2 "Btu/(Lb*°F)"
K_gas=0,0139911+0,0000391688*T_gas_med-6,4958E-09*T_gas_med^2 "Btu/(ft*hr*°F)"
mu_gas=0,0417667+0,000105373*T_gas_med-3,33134E-08*T_gas_med^2 "lb/(ft*hr)"
rho_gas=0,0671623-0,00011379*T_gas_med+7,34903E-08*T_gas_med^2 "lb/ft^3"
{Propiedades del vapor}
mu_s=VISCOSITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
Pr_s=PRANDTL(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
K_s=CONDUCTIVITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
"Áreas"
A=(Af+Ab)*L*N_T*CONVERT(Ft^2;m^2)
A_T=(Af+Ab) "ft^2/ft"
Af=((pi/2)*(phi_s^2-phi_o^2))+2*w_f*h_f*n_s+((pi*phi_s+2*h_f*n_s)*t_f)*n_f/12 "ft^2/ft"
Ab=(pi*phi_o*(1-n_f*t_f))/12 "ft^2/ft"
"Lado del gas"
h_c=J*G*Cp_gas*(K_gas/(mu_gas*Cp_gas))^0,67 "(Btu/(hr*ft^2*°F))"
J=C_1*C_3*C_5*((phi_f/phi_o)^0,5)*((T_bar_gas+460)/(T_bar_fin+460))^0,5 "Coeficiente de Colburn"
{En línea}
C_1=0,053*(1,45-2,9*(phi_o/Sl)^2,3)*(1/Re^0,21)
C_3=0,25+0,6*(1/(2,718^(0,26*h_f/s)))
C_5=1,1-(0,75-1,5*(1/(2,718^(0,7*Nr))))*(1/(2,718^(2*Sl/St)))
{Escalonado}

```

```

{C_1=0,091/(Re)^0,25
C_3=0,35+0,65/(2,718)^(0,17*h_f/s)
C_5=0,7+(0,7-0,8/(2,718^(0,15*Nr^2)))*(1/(2,718^(SI)/(St))))}
s=(1/n_f)-t_f
m_dot_gas=m_dot_g*CONVERT(Kg/s;Lbm/hr)
G=m_dot_gas/(A_net)
A_net=Ad-A_o*N_w*L
A_o=phi_o/12+((2*n_f*t_f*h_f)/(12))
Re=(G*phi_o)/(12*mu_gas)
"Lado del vapor"
Re_D=((4*m_dot_S_i)/(pi*phi_i*CONVERT(in;m)*mu_s)) {Flujo Turbulento}
m_dot_S_i=m_dot_S/N_T
Nut_D=((f_s/8)*(Re_D-1000)*Pr_s)/(1+12,7*(f_s/8)^0,5*(Pr_s^0,666-1))
h_i=((Nut_D*K_s)/(phi_i*CONVERT(in;m))*CONVERT(W;(Btu/h))*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/F)
h_i_Ditus=((0,023*Re_D^0,8*Pr_s^0,4)*K_s)/(phi_i*CONVERT(in;m))*CONVERT(W;(Btu/h))*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)
*CONVERT(1/K;1/F)
"Transferencia de calor"
Q=Uo*A*F*DELTAT_LM
DELTAT_LM=(DELTAT_2-DELTAT_1)/(LN(DELTAT_2/DELTAT_1)) "°C"
DELTAT_2=T_g_out-T_S_in "°C"
DELTAT_1=T_g_in-T_S_out"°C"
"Coeficiente Global de Transferencia de Calor"
(1/Uo)=((A_T/(h_i*A_i))+((ff_i*A_T)/(A_i)+ff_o+(A_T/A_w)*(phi_o/(24*K_tube))*Ln(phi_o/phi_i)+1/(eta*h_c))*(1/CONVERT((Btu/h)
;W))*(1/CONVERT(1/ft^2;1/m^2))*(1/CONVERT(1/F;1/K))
A_i=(pi*phi_i)/12
A_w=pi*(phi_o+phi_i)/24
ff_i=0,001
ff_o=0,005
eta=1-(1-E)*(Af/A_T)
m=((24*h_c)/(K_fin*t_f))^0,5
E=(tanh((m*h_f)/(12)))/(m*h_f/12)
m_dot_steam=(m_dot_S*CONVERT(Kg/s;Lbm/hr))/N_T
"Caída de Presión"

"Lado del gas"
DELTAP_g=(f_g+a_g)*((G^2*Nr)/(rho_gas*1,083*10^9))
f_g=C_2*C_4*C_6*((phi_o+2*h_f)/(phi_o))^0,5
a_g=((1+B^2)/(4*Nr))*(((1,8*T_g_out+32)-(1,8*T_g_in+32))/(460+T_bar_gas))
B= A_net/Ad
{En línea}
C_2=0,11+1,4*(1/(Re^0,4))
C_4=0,08*(1/(0,15*(St/phi_o)))^(1,1*(h_f/s)^0,15))
C_6=1,6-(0,75-1,5*(1/(2,718)^(0,7*Nr)))*(1/(2,718^(2*(SI/St)^2)))
{Escalonado}
{C_2=0,075+(1,85/Re^0,3)
C_4=0,11/(0,05*(St/phi_o))^0,7*(h_f/s)^0,2)
C_6=1,1+(1,8-2,1/(2,718)^(0,15*Nr^2))*(1/(2,718^(2*(SI/St))))-(0,7-0,8/(2,718)^(0,15*Nr^2))*(1/(2,718^(0,6*(SI/St))))}

"Lado del vapor"
DELTAP_steam=DELTAP_f+DELTAP+DELTAP_s+DELTAP_acce
DELTAP_f=(f_s*(rho_steam*L*0,3048*V_steam^2)/(2*phi_i*CONVERT(in;m)))/1000
rho_steam=DENSITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
V_dot_steam=V_steam*(pi*(phi_i*CONVERT(in;m))^2)/4
V_dot_steam=m_dot_S_i/(rho_steam)
DELTAP=(rho_steam*9,81*(L*0,3048))/1000
DELTAP_s=0
DELTAP_acce=((rho_steam*V_steam^2)/2)*(K_acce)/1000
K_acce=32*f_s+2+3
END

```

```
{-----}
```

```
"Datos"
```

```
m_dot_S=18,11"Kg/s"
```

```
F=0,99
```

```
m_dot_g=141"Kg/s"
```

```
N=1 "Supercalentadores"
```

```
"Dimensiones del equipo"
```

```
Ancho=3*CONVERT(m;ft)"ft"
```

```
Alto=11,735*CONVERT(m;ft) "ft"
```

```
phi_o=1,5"in"
```

```
phi_i=phi_o-2*t
```

```
t=0,095"in"
```

```
N_T=3*N_w
```

```
N_w=28"Tubos por fila"
```

```
Nr=3 "Filas de Tubos"
```

```
St=101,6*CONVERT(mm;in)
```

```
Sl=101,6*CONVERT(mm;in)
```

```
w_f=3/16"in" {ancho de aleta}
```

```
h_f=1/2"in" {altura de la aleta}
```

```
phi_s=2"in"
```

```
phi_f=3"in"
```

```
n_s=34 "Dientes por cada aleta"
```

```
t_f=0,05"in" "Espesor de la aleta"
```

```
f_s=0,023
```

```
{-----}
```

```
Ad=Ancho*Alto
```

```
CALL DISEÑOSE(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;N;Ad;ALTO;m_dot_g;m_dot_S;F;Q_total
```

```
;DELTAP_g_total;DELTAP_steam_total)
```

Procedure **DISEÑOSE** (ϕ_o ; ϕ_i ; N_T ; N_w ; N_r ; St ; Sl ; w_f ; h_f ; ϕ_s ; ϕ_f ; n_s ; t_f ; f_s ; N ; Ad ; $ALTO$; \dot{m}_g ; \dot{m}_S ; F ; Q_{total} ; $\Delta P_{g,total}$; $\Delta P_{steam,total}$)

```
T_g := Lookup [ 'Puntos de operación'; 1; 'T_g' ]
```

```
If [ T_g < 500 ] Then
```

$$K_{tube} := k [\text{'Carbon}_{steel}' ; T_g] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{BTU/hr}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/ft}{1/m} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

$$K_{fin} := k [\text{'Carbon}_{steel}' ; T_g] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{BTU/hr}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/ft}{1/m} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

```
Else
```

$$K_{tube} := 27 \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{BTU/hr}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/ft}{1/m} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

$$K_{fin} := 12 \text{ Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ F)$$

```
EndIf
```

```
i := 0
```

```
Repeat
```

```
  i := i + 1
```

$n_f := 1$

$z := i + 1$

$T_{S,out} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; i; 'T_s']$

$T_{S,in} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; z; 'T_s']$

$P_{S,out} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; i; 'P_s']$

$P_{S,in} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; z; 'P_s']$

$T_{g,in} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; i; 'T_g']$

$h_{S,in} := h [\text{'Water'} ; T = T_{S,in} ; P = P_{S,in}]$

$h_{S,out} := h [\text{'Water'} ; T = T_{S,out} ; P = P_{S,out}]$

$Cp_{\text{steam}} := \text{Cp} \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,in} + T_{S,out}}{2} ; P = \frac{P_{S,in} + P_{S,out}}{2} \right] \cdot \left| 0,238846 \cdot \frac{\text{BTU}/(\text{Lbm} \cdot ^\circ\text{F})}{\text{KJ}/(\text{Kg} \cdot \text{K})} \right|$

$Q := \dot{m}_S \cdot [h_{S,out} - h_{S,in}] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right|$

Call **BALANCE** [Q ; T_{g,in} ; \dot{m}_g ; T_{g,out} ; T_{gas,med}]

Lookup ['Puntos de operación'; z ; 'T_g'] := T_{g,out}

$\bar{T}_{fin} := 1,8 \cdot T_{g,out} + 32 \text{ } ^\circ\text{F}$

Repeat

$n_f := n_f + 1$

Repeat

Call **TC** [$\phi_o ; \phi_i ; N_T ; N_w ; N_r ; St ; Sl ; w_f ; h_f ; \phi_s ; \phi_f ; n_s ; t_f ; f_s ; \bar{T}_{fin} ; Ad ; T_{g,in} ; T_{g,out} ; \dot{m}_g ; Q ; n_f ; T_{S,in} ; P_{S,in} ; P_{S,out} ; \dot{m}_S ; F ; K_{\text{tube}} ; K_{\text{fin}} ; L ; h_c ; h_i ; U_o ; \dot{m}_{\text{steam}} ; A_T ; A_i ; \phi_o ; \phi_i ; m ; h_f ; A ; \Delta P_g ; \Delta P_{\text{steam}}]$

$j := 1$

$T_S := T_{S,in}$

Lookup ['Temperatura del vapor'; j ; i] := T_S

Lookup ['Temperatura del tubo'; j ; i] := 0

Lookup ['Temperatura de la aleta'; j ; i] := 0

Repeat

$j := 1 + j$

$T_S := \frac{U_o \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/\text{ft}^2}{1/\text{m}^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right| \cdot [T_{\text{gas,med}} - T_S] \cdot A_T}{\dot{m}_{\text{steam}} \cdot Cp_{\text{steam}}}$

$$T_b := \frac{U_o \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/\text{ft}^2}{1/\text{m}^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right| \cdot [T_{\text{gas,med}} - T_s]}{1 + \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \ln \left[\frac{\phi_o}{\phi_i} \right] \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K_{\text{tube}}}} + T_s$$

$$T_{\text{fin}} := T_{\text{gas,med}} - \left[\left(\frac{1}{\cosh \left[m \cdot \frac{h_f}{12} \right] + \frac{h_c}{m \cdot K_{\text{fin}}} \cdot \sinh \left[m \cdot \frac{h_f}{12} \right]} \right) \cdot (T_{\text{gas,med}} - T_b) \right]$$

Lookup ['Temperatura del vapor'; j; i] := T_s

Lookup ['Temperatura del tubo'; j; i] := T_b

Lookup ['Temperatura de la aleta'; j; i] := T_{fin}

Until [j > ALTO - 6,5]

T_{f2} := **Lookup** ['Temperatura de la aleta'; 2; i]

T_{f32} := **Lookup** ['Temperatura de la aleta'; 32; i]

$$T_{\text{average,fin}} := 1,8 \cdot \left[\frac{T_{f2} + T_{f32}}{2} \right] + 32$$

$$\bar{T}_{\text{fin}} := \frac{\bar{T}_{\text{fin}} + T_{\text{average,fin}}}{2}$$

Until [$\bar{T}_{\text{fin}} - T_{\text{average,fin}} < 1$]

Until [L < ALTO - 6,5]

Lookup ['Resultados'; i; 'Q'] := Q

Lookup ['Resultados'; i; 'A_{SH2}'] := A

Lookup ['Resultados'; i; 'L'] := L

Lookup ['Resultados'; i; 'n_f'] := n_f

Lookup ['Resultados'; i; 'h_i'] := h_i · $\left| 5,67826 \cdot \frac{\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}{\text{BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F})} \right|$

Lookup ['Resultados'; i; 'h_c'] := h_c · $\left| 5,67826 \cdot \frac{\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}{\text{BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F})} \right|$

Lookup ['Resultados'; i; 'U_o'] := U_o

Lookup ['Resultados'; i; 'T_{bar,fin}'] := $\frac{\bar{T}_{\text{fin}} - 32}{1,8}$

Lookup ['Resultados'; i; 'T_{average,fin}'] := $\frac{T_{\text{average,fin}} - 32}{1,8}$

Lookup ['Resultados'; i; 'DELTA P_{g,SH2}'] := ΔP_g

Lookup ['Resultados'; i; 'DELTA P_{steam,SH2}'] := ΔP_{steam}

If [T_{f32} < 500] Then

$$K_{\text{tube}} := k \left[\text{'Carbon}_{\text{steel}}' ; \frac{T_{\text{average;fin}} - 32}{1,8} \right] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

$$K_{\text{fin}} := k \left[\text{'Carbon}_{\text{steel}}' ; \frac{T_{\text{average;fin}} - 32}{1,8} \right] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

Until [i >= N]

Q_{total} := **SumLookup** ['Resultados' ; 1]

ΔP_{g;total} := **SumLookup** ['Resultados' ; 10]

ΔP_{steam;total} := **SumLookup** ['Resultados' ; 11]

End **DISEÑO**

SUBPROGRAM **BALANCE** (Q; T_{g;in}; m_g; T_{g;out}; T_{gas;med})

$$T_{\text{gas;med}} = \frac{T_{\text{g;in}} + T_{\text{g;out}}}{2}$$

$$C_{p_{\text{g;SH2}}} = \left[-4,91 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 + 0,0002993456 \cdot T_{\text{gas;med}} + 0,9918 \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right|$$

$$T_{\text{g;out}} = T_{\text{g;in}} - \frac{Q}{\dot{m}_{\text{g}} \cdot C_{p_{\text{g;SH2}}}}$$

END **BALANCE**

SUBPROGRAM **TC** (φ_o; φ_i; N_T; N_w; N_r; S_t; S_l; w_f; h_f; φ_s; φ_f; n_s; t_f; f_s; T_{fin}; Ad; T_{g;in}; T_{g;out}; m_g; Q; n_f; T_{S;in}; T_{S;out}; P_{S;in}; P_{S;out}; m_s; F; K_{tube}; K_{fin}; L; h_c; h_i; U_o; m_{steam}; A_T; A_i; φ_o; φ_i; m; h_f; A; ΔP_g; ΔP_{steam})

$$\bar{T}_{\text{gas}} = 1,8 \cdot \left[\frac{T_{\text{g;in}} + T_{\text{g;out}}}{2} \right] + 32 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{gas;med}} = \frac{T_{\text{g;in}} + T_{\text{g;out}}}{2} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$C_{p_{\text{g}}} = \left[-4,91 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 + 0,0002993456 \cdot T_{\text{gas;med}} + 0,9918 \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right|$$

$$C_{p_{\text{gas}}} = 0,236719 + 0,0000723738 \cdot T_{\text{gas;med}} - 1,27066 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \text{ Btu}/(\text{Lb} \cdot ^\circ\text{F})$$

$$K_{\text{gas}} = 0,0139911 + 0,0000391688 \cdot T_{\text{gas;med}} - 6,4958 \times 10^{-9} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \text{ Btu}/(\text{ft} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F})$$

$$\mu_{\text{gas}} = 0,0417667 + 0,000105373 \cdot T_{\text{gas;med}} - 3,33134 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \text{ lb}/(\text{ft} \cdot \text{hr})$$

$$\rho_{\text{gas}} = 0,0671623 - 0,00011379 \cdot T_{\text{gas;med}} + 7,34903 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \text{ lb}/\text{ft}^3$$

$$\mu_{\text{s}} = \mathbf{Visc} \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{\text{S;in}} + T_{\text{S;out}}}{2} ; P = \frac{P_{\text{S;in}} + P_{\text{S;out}}}{2} \right]$$

$$Pr_{\text{s}} = \mathbf{Pr} \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{\text{S;in}} + T_{\text{S;out}}}{2} ; P = \frac{P_{\text{S;in}} + P_{\text{S;out}}}{2} \right]$$

$$K_s = k \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,in} + T_{S,out}}{2} ; P = \frac{P_{S,in} + P_{S,out}}{2} \right]$$

Áreas

$$A = [A_f + A_b] \cdot L \cdot N_T \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{m^2}{ft^2} \right|$$

$$A_T = A_f + A_b \quad ft^2/ft$$

$$A_f = \frac{\left[\frac{\pi}{2} \cdot (\phi_s^2 - \phi_o^2) + 2 \cdot w_f \cdot h_f \cdot n_s + (\pi \cdot \phi_s + 2 \cdot h_f \cdot n_s) \cdot t_f \right] \cdot n_f}{12} \quad ft^2/ft$$

$$A_b = \frac{\pi \cdot \phi_o \cdot [1 - n_f \cdot t_f]}{12} \quad ft^2/ft$$

Lado del gas

$$h_c = J \cdot G \cdot C_{p_{gas}} \cdot \left[\frac{K_{gas}}{\mu_{gas} \cdot C_{p_{gas}}} \right]^{0,67} \quad (\text{Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}))$$

$$J = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left[\frac{\phi_f}{\phi_o} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\bar{T}_{gas} + 460}{\bar{T}_{fin} + 460} \right]^{0,5} \quad \text{Coeficiente de Colburn}$$

$$C_1 = 0,053 \cdot \left[1,45 - 2,9 \cdot \left(\frac{\phi_o}{Sl} \right)^{2,3} \right] \cdot \frac{1}{Re^{0,21}}$$

$$C_3 = 0,25 + 0,6 \cdot \frac{1}{2,718 \left[\frac{0,26 \cdot h_f}{s} \right]}$$

$$C_5 = 1,1 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \frac{1}{2,718^{(0,7 \cdot Nr)}} \right] \cdot \frac{1}{2,718 \left[2 \cdot \frac{Sl}{St} \right]}$$

$$s = \frac{1}{n_f} - t_f$$

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_g \cdot \left| 7936,64 \cdot \frac{\text{Lbm/hr}}{\text{Kg/s}} \right|$$

$$G = \frac{\dot{m}_{gas}}{A_{net}}$$

$$A_{net} = A_d - A_o \cdot N_w \cdot L$$

$$A_o = \frac{\phi_o}{12} + \frac{2 \cdot n_f \cdot t_f \cdot h_f}{12}$$

$$Re = \frac{G \cdot \phi_o}{12 \cdot \mu_{gas}}$$

Lado del vapor

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_{S,i}}{\pi \cdot \phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right| \cdot \mu_s}$$

$$\dot{m}_{S,i} = \frac{\dot{m}_S}{N_T}$$

$$Nut_D = \frac{\frac{f_s}{8} \cdot [Re_D - 1000] \cdot Pr_s}{1 + 12,7 \cdot \left[\frac{f_s}{8} \right]^{0,5} \cdot [Pr_s^{0,666} - 1]}$$

$$h_i = \frac{Nut_D \cdot K_s}{\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|} \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{(Btu/h)}{W} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/ft^2}{1/m^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

$$h_{i,Ditus} = \frac{0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \cdot K_s}{\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|} \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{(Btu/h)}{W} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/ft^2}{1/m^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

Transferencia de calor

$$Q = U_o \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left[\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right]} \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{g,out} - T_{S,in} \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta T_1 = T_{g,in} - T_{S,out} \text{ } ^\circ C$$

Coefficiente Global de Transferencia de Calor

$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{A_T}{h_i \cdot A_i} + \frac{ff_i \cdot A_T}{A_i} + ff_o + \frac{A_T}{A_w} \cdot \frac{\phi_o}{24 \cdot K_{tube}} \cdot \ln \left(\frac{\phi_o}{\phi_i} \right) + \frac{1}{\eta \cdot h_c} \right] \cdot \frac{1}{\left| 0,293071 \cdot \frac{W}{(Btu/h)} \right|}$$

$$\cdot \frac{1}{\left| 10,7639 \cdot \frac{1/m^2}{1/ft^2} \right|} \cdot \frac{1}{\left| 1,8 \cdot \frac{1/K}{1/^\circ F} \right|}$$

$$A_i = \frac{\pi \cdot \phi_i}{12}$$

$$A_w = \pi \cdot \left[\frac{\phi_o + \phi_i}{24} \right]$$

$$ff_i = 0,001$$

$$ff_o = 0,005$$

$$\eta = 1 - [1 - E] \cdot \frac{Af}{A_T}$$

$$m = \left[\frac{24 \cdot h_c}{K_{fin} \cdot t_f} \right]^{0,5}$$

$$E = \frac{\tanh \left[\frac{m \cdot h_f}{12} \right]}{m \cdot \frac{h_f}{12}}$$

$$\dot{m}_{\text{steam}} = \frac{\dot{m}_S \cdot \left| 7936,64 \cdot \frac{\text{Lbm/hr}}{\text{Kg/s}} \right|}{N_T}$$

Caída de Presión

Lado del gas

$$\Delta P_g = [f_g + a_g] \cdot \frac{G^2 \cdot Nr}{\rho_{\text{gas}} \cdot 1,083 \cdot 10^9}$$

$$f_g = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left[\frac{\phi_o + 2 \cdot h_f}{\phi_o} \right]^{0,5}$$

$$a_g = \left[\frac{1 + B^2}{4 \cdot Nr} \right] \cdot \left[\frac{1,8 \cdot T_{g,\text{out}} + 32 - (1,8 \cdot T_{g,\text{in}} + 32)}{460 + \bar{T}_{\text{gas}}} \right]$$

$$B = \frac{A_{\text{net}}}{Ad}$$

$$C_2 = 0,11 + 1,4 \cdot \frac{1}{\text{Re}^{0,4}}$$

$$C_4 = 0,08 \cdot \frac{1}{\left[0,15 \cdot \frac{\text{St}}{\phi_o} \right] \left[1,1 \cdot \left(\frac{h_f}{s} \right)^{0,15} \right]}$$

$$C_6 = 1,6 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \frac{1}{2,718^{(0,7 \cdot Nr)}} \right] \cdot \frac{1}{2,718 \left[2 \cdot \left(\frac{\text{St}}{\text{St}} \right)^2 \right]}$$

Lado del vapor

$$\Delta P_{\text{steam}} = \Delta P_f + \Delta P + \Delta P_s + \Delta P_{\text{acce}}$$

$$\Delta P_f = \frac{f_s \cdot \frac{\rho_{\text{steam}} \cdot L \cdot 0,3048 \cdot V_{\text{steam}}^2}{2 \cdot \phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|}}{1000}$$

$$\rho_{\text{steam}} = \rho \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,\text{in}} + T_{S,\text{out}}}{2} ; P = \frac{P_{S,\text{in}} + P_{S,\text{out}}}{2} \right]$$

$$\dot{V}_{\text{steam}} = V_{\text{steam}} \cdot \frac{\pi \cdot \left[\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \right]^2}{4}$$

$$\dot{V}_{\text{steam}} = \frac{\dot{m}_{S,i}}{\rho_{\text{steam}}}$$

$$\Delta P = \frac{\rho_{\text{steam}} \cdot 9,81 \cdot L \cdot 0,3048}{1000}$$

$$\Delta P_s = 0$$

$$\Delta P_{\text{acce}} = \frac{\frac{\rho_{\text{steam}} \cdot V_{\text{steam}}^2}{2} \cdot K_{\text{acce}}}{1000}$$

$$K_{\text{acce}} = 32 \cdot f_s + 2 + 3$$

END TC

Datos

$$\dot{m}_s = 18,11 \text{ Kg/s}$$

$$F = 0,99$$

$$\dot{m}_g = 141 \text{ Kg/s}$$

N = 1 Supercalentadores

Dimensiones del equipo

$$\text{Ancho} = 3 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$\text{Alto} = 11,735 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$\phi_o = 1,5 \text{ in}$$

$$\phi_i = \phi_o - 2 \cdot t$$

$$t = 0,095 \text{ in}$$

$$N_T = 3 \cdot N_w$$

$$N_w = 28 \text{ Tubos por fila}$$

$$N_r = 3 \text{ Filas de Tubos}$$

$$St = 101,6 \cdot \left| 0,03937 \cdot \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right|$$

$$Sl = 101,6 \cdot \left| 0,03937 \cdot \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right|$$

$$w_f = \frac{3}{16} \text{ in}$$

$$h_f = 1 / 2 \text{ in}$$

$$\phi_s = 2 \text{ in}$$

$$\phi_f = 3 \text{ in}$$

$$n_s = 34 \text{ Dientes por cada aleta}$$

$t_f = 0,05$ in Espesor de la aleta

$f_s = 0,023$

Ad = Ancho · Alto

Call **DISEÑO** [ϕ_o ; ϕ_i ; N_T ; N_w ; N_r ; St ; Sl ; w_f ; h_f ; ϕ_s ; ϕ_f ; n_s ; t_f ; f_s ; N ; Ad ; Alto ; \dot{m}_g ; \dot{m}_s ; F : Q_{total} ; $\Delta P_{g,total}$; $\Delta P_{steam,total}$]

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[radians]

Ad = 378,9

Ancho = 9,843 [ft]

$\Delta P_{steam,total} = 21,15$ [Kpa]

$f_s = 0,023$

$\dot{m}_g = 141$ [Kg/s]

N = 1

$n_s = 34$

$N_w = 28$

$\phi_i = 1,31$

$\phi_s = 2$

Sl = 4 [in]

t = 0,095

$w_f = 0,1875$

Alto = 38,5 [ft]

$\Delta P_{g,total} = 0,1369$ [in WC]

F = 0,99

$h_f = 0,5$

$\dot{m}_s = 18,11$ [Kg/s]

$N_r = 3$

$N_T = 84$

$\phi_f = 3$

$\phi_o = 1,5$

$Q_{total} = 2,637E+06$ [KW]

St = 4 [in]

$t_f = 0,05$

Lookup Table: Puntos de operación

	T_s [C]	P_s [KPa]	T_g [C]
Row 1	488,5	6226	554,4
Row 2	430	6390	538
Row 3			
Row 4			
Row 5			
Row 6			
Row 7			

Lookup Table: Temperatura del vapor

	$T_{s;SH1}$ [C]
Row 1	430
Row 2	432,6
Row 3	435,1
Row 4	437,5
Row 5	439,9
Row 6	442,3
Row 7	444,6
Row 8	446,8
Row 9	449
Row 10	451,2
Row 11	453,3
Row 12	455,3
Row 13	457,3
Row 14	459,3
Row 15	461,2
Row 16	463,1

Lookup Table: Temperatura del vapor

	$T_{s,SH1}$ [C]
Row 17	464,9
Row 18	466,7
Row 19	468,5
Row 20	470,2
Row 21	471,9
Row 22	473,5
Row 23	475,1
Row 24	476,7
Row 25	478,2
Row 26	479,7
Row 27	481,2
Row 28	482,6
Row 29	484
Row 30	485,4
Row 31	486,7
Row 32	488
Row 33	489,3
Row 34	

Lookup Table: Temperatura del tubo

	$T_{b,SH1}$ [C]
Row 1	0
Row 2	441,3
Row 3	443,6
Row 4	445,9
Row 5	448,1
Row 6	450,3
Row 7	452,4
Row 8	454,5
Row 9	456,5
Row 10	458,5
Row 11	460,4
Row 12	462,3
Row 13	464,1
Row 14	466
Row 15	467,7
Row 16	469,5
Row 17	471,2
Row 18	472,8
Row 19	474,4
Row 20	476
Row 21	477,6
Row 22	479,1
Row 23	480,6
Row 24	482
Row 25	483,4
Row 26	484,8
Row 27	486,2
Row 28	487,5
Row 29	488,8
Row 30	490,1
Row 31	491,3
Row 32	492,5

Lookup Table: Temperatura del tubo

	$T_{b,SH1}$ [C]
Row 33	493,7
Row 34	

Lookup Table: Temperatura de la aleta

	$T_{f,SH1}$ [C]
Row 1	0
Row 2	479
Row 3	480,5
Row 4	481,9
Row 5	483,3
Row 6	484,7
Row 7	486,1
Row 8	487,4
Row 9	488,7
Row 10	490
Row 11	491,2
Row 12	492,4
Row 13	493,6
Row 14	494,8
Row 15	495,9
Row 16	497
Row 17	498,1
Row 18	499,2
Row 19	500,2
Row 20	501,2
Row 21	502,2
Row 22	503,2
Row 23	504,1
Row 24	505,1
Row 25	506
Row 26	506,9
Row 27	507,7
Row 28	508,6
Row 29	509,4
Row 30	510,2
Row 31	511
Row 32	511,8
Row 33	512,6
Row 34	

Lookup Table: Resultados

	Q [W]	A_{SH2} [mts ²]	L [ft]	n_f	h_i [W/(m ² *K)]	h_c [W/(m ² *K)]	U_o [W/(m ² *K)]	\bar{T}_{fin} [C]	$T_{average,fin}$ [C]
Row 1	2,637E+06	777,7	31,96	3	1748	76,57	40,19	495,7	495,4
Row 2									
Row 3									
Row 4									
Row 5									
Row 6									

Lookup Table: Resultados

	$\Delta P_{g;SH2}$ [in.W.C.]	$\Delta P_{steam;SH2}$ [KPa]
Row 1	0,1369	21,15
Row 2		
Row 3		
Row 4		
Row 5		
Row 6		

APÉNDICE G

**CÓDIGO DE EES: PROGRAMA DE DISEÑO TÉRMICO
DEL SUPERCALENTADOR 2 DEL HRSG #2.**

```
PROCEDURE DISEÑOSE(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;N;Ad;ALTO;m_dot_g;m_dot_S;F;Q_total
;DELTAP_g_total;DELTAP_steam_total)
```

```
  T_g=lookup('Puntos de operación'; 1;3)
```

```
  if T_g<510 Then
```

```
    K_tube=k_('Carbon_steel';T_g)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
```

```
    K_fin=k_('Carbon_steel'; T_g)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
```

```
  else
```

```
    K_tube=27*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
```

```
    K_fin=12 "Btu/(hr*ft*°F)"
```

```
  endif
```

```
  i=0
```

```
  REPEAT
```

```
    i=i+1
```

```
    n_f=1
```

```
    z=i+1
```

```
    {Puntos de operación}
```

```
    T_S_out=lookup('Puntos de operación'; i;1)
```

```
    T_S_in=lookup('Puntos de operación';z;1)
```

```
    P_S_out=lookup('Puntos de operación'; i;2)
```

```
    P_S_in=lookup('Puntos de operación';z;2)
```

```
    T_g_in=lookup('Puntos de operación'; i;3)
```

```
{- -----Balance de energía----- -}
```

```
  h_S_in=ENTHALPY(Water;T=T_S_in;P=P_S_in)
```

```
  h_S_out=ENTHALPY(Water;T=T_S_out;P=P_S_out)
```

```
  Cp_steam=SPECHEAT(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)*CONVERT(KJ/(Kg*K);BTU/(Lbm*°F))
```

```
  Q=m_dot_S*(h_S_out-h_S_in)*CONVERT(KJ;J)
```

```
  CALL BALANCE(Q;T_g_in;m_dot_g;T_g_out;T_gas_med)
```

```
  lookup('Puntos de operación'; z;3)=T_g_out
```

```
  T_bar_fin=(1,8*T_g_out)+32 "°F" {Asumida}
```

```
{- -----}
```

```
  REPEAT
```

```
    n_f=n_f+1
```

```
    REPEAT
```

```
      CALL TC(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;T_bar_fin;Ad;T_g_in;T_g_out;m_dot_g
;Q;n_f;T_S_in ;T_S_out;P_S_in;P_S_out;m_dot_S;F;K_tube;K_fin;L;h_c;h_i;Uo;m_dot_steam;A_T;A_i;phi_o;phi_i;m;h_f;A
DELTAP_g;DELTAP_steam)
```

```
{- -----Distribución de temperaturas ----- -}
```

```
  j=1
```

```
  T_S=T_S_in
```

```
  lookup("Temperatura del vapor "; j;i)=T_S
```

```
  lookup("Temperatura del tubo"; j;i)=0
```

```
  lookup("Temperatura de la aleta"; j;i)=0
```

```
  REPEAT
```

```
    j=1+j
```

```
    T_S=((Uo*CONVERT(W;Btu/h)*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/°F)*(T_gas_med-T_S)*A_T
/(m_dot_steam*Cp_steam))+T_S
```

```
    T_b=((Uo*CONVERT(W;Btu/h)*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/°F)*(T_gas_med-T_S))/(1/((1
/(h_i*A_i))+Ln(phi_o/phi_i)*(1/(2*pi*K_tube))))))+T_S
```

```
    T_fin=T_gas_med-(1/((cosh(m*(h_f/12)))+((h_c/(m*K_fin))*(sinh(m*(h_f/12)))))*(T_gas_med-T_b)
```

```
    lookup("Temperatura del vapor "; j;i)=T_S
```

```
    lookup("Temperatura del tubo"; j;i)=T_b
```

```
    lookup("Temperatura de la aleta"; j;i)=T_fin
```

```
  UNTIL j>ALTO-6,5
```

```
{- -----}
```

```
  T_f2=lookup("Temperatura de la aleta";2;i)
```

```
  T_f32=lookup("Temperatura de la aleta";32;i)
```

```

T_average_fin=1,8*((T_f2+T_f32)/2)+32
T_bar_fin=(T_bar_fin+T_average_fin)/2
UNTIL(T_bar_fin-T_average_fin)<1
UNTIL L<(ALTO-6,5)
lookup('Resultados'; i;1)=Q
lookup('Resultados'; i;2)=A
lookup('Resultados'; i;3)=L
lookup('Resultados'; i;4)=n_f
lookup('Resultados'; i;5)=h_i*CONVERT(BTU/(hr*ft^2*F);W/(m^2*K))
lookup('Resultados'; i;6)=h_c*CONVERT(BTU/(hr*ft^2*F);W/(m^2*K))
lookup('Resultados'; i;7)=Uo
lookup('Resultados'; i;8)=(T_bar_fin-32)/1,8
lookup('Resultados'; i;9)=(T_average_fin-32)/1,8
lookup('Resultados'; i;10)=DELTAP_g
lookup('Resultados'; i;11)=DELTAP_steam
if T_f32<500 Then
  K_tube=k_('Carbon_steel';(T_average_fin-32)/1,8)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
  K_fin=k_('Carbon_steel';(T_average_fin-32)/1,8)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
endif
UNTIL i>=N
Q_total=sumLookup('Resultados';1;1;i)
DELTAP_g_total=sumLookup('Resultados';10;1;i)
DELTAP_steam_total=sumLookup('Resultados';11;1;i)
END

SUBPROGRAM BALANCE(Q;T_g_in;m_dot_g:T_g_out;T_gas_med)
  T_gas_med=(T_g_in+T_g_out)/2
  Cp_g_SH2=(-0,0000000491*T_gas_med^2+0,0002993456*T_gas_med+0,9917907121)*CONVERT(KJ;J)
  T_g_out=T_g_in-(Q/(m_dot_g*Cp_g_SH2))
END

SUBPROGRAM TC(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;s;T_bar_fin;Ad;T_g_in;T_g_out;m_dot_g;Q;n_f
;T_S_in;T_S_out;P_S_in;P_S_out;m_dot_S;F;K_tube;K_fin;L;h_c;h_i;Uo;m_dot_steam;A_T;A_i;phi_o;phi_i;m;h_f;A;DELTAP_g
DELTAP_steam)

{Propiedades del gas}
T_bar_gas=1,8*((T_g_in+T_g_out)/2)+32 "°F"
T_gas_med=(T_g_in+T_g_out)/2 "C"
Cp_g=(-0,0000000491*T_gas_med^2+0,0002993456*T_gas_med+0,9917907121)*CONVERT(KJ;J)
Cp_gas=0,236719+0,0000723738*T_gas_med-1,27066E-08*T_gas_med^2 "Btu/(Lb*°F)"
K_gas=0,0139911+0,0000391688*T_gas_med-6,4958E-09*T_gas_med^2 "Btu/(ft*hr*°F)"
mu_gas=0,0417667+0,000105373*T_gas_med-3,33134E-08*T_gas_med^2 "lb/(ft*hr)"
rho_gas=0,0671623-0,00011379*T_gas_med+7,34903E-08*T_gas_med^2 "lb/ft^3"
{Propiedades del vapor}
mu_s=VISCOSITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
Pr_s=PRANDTL(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
K_s=CONDUCTIVITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
"Áreas"
A=(Af+Ab)*L*N_T*CONVERT(Ft^2;m^2)
A_T=(Af+Ab) "ft^2/ft"
Af=(((pi/2)*(phi_s^2-phi_o^2))+2*w_f*h_f*n_s)+((pi*phi_s+2*h_f*n_s)*t_f)/12 "ft^2/ft"
Ab=(pi*phi_o*(1-n_f*t_f))/12 "ft^2/ft"
"Lado del gas"
h_c=J*G*Cp_gas*(K_gas/(mu_gas*Cp_gas))^0,67 "(Btu/(hr*ft^2*°F))"
J=C_1*C_3*C_5*((phi_f/phi_o)^0,5)*((T_bar_gas+460)/(T_bar_fin+460))^0,25 " Coeficiente de Colburn"
{En línea}
C_1=0,053*(1,45-2,9*(phi_o/Sl)^2,3)*(1/Re^0,21)
C_3=0,25+0,6*(1/(2,718^((0,26*h_f)/s)))
C_5=1,1-(0,75-1,5*(1/(2,718^(0,7*Nr))))*(1/(2,718^(2*Sl/St)))

```

{Escalonado}

$$\{C_1=0,091/(Re)^{0,25}$$

$$C_3=0,35+0,65/(2,718)^{(0,17*h_f/s)}$$

$$C_5=0,7+(0,7-0,8/(2,718^{(0,15*Nr^2)}))^{(1/(2,718^{(Sl)/(St)}))}$$

$$s=(1/n_f)-t_f$$

$$m_dot_gas=m_dot_g*CONVERT(Kg/s;Lbm/hr)$$

$$G=m_dot_gas/(A_net)$$

$$A_net=Ad-A_o*N_w*L$$

$$A_o=phi_o/12+((2*n_f*t_f*h_f)/(12))$$

$$Re=(G*phi_o)/(12*mu_gas)$$

"Lado del vapor"

$$Re_D=((4*m_dot_S_i)/(pi*phi_i*CONVERT(in;m)*mu_s)) \text{ {Flujo Turbulento}}$$

$$m_dot_S_i=m_dot_S/N_T$$

$$Nut_D=((f_s/8)*(Re_D-1000)*Pr_s)/(1+12,7*(f_s/8)^{0,5}*(Pr_s^{0,666}-1))$$

$$h_i=((Nut_D*K_s)/(phi_i*CONVERT(in;m)))*CONVERT(W;(Btu/h))*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/F)$$

$$h_i_Ditus=((0,023*Re_D^{0,8}*Pr_s^{0,4}*K_s)/(phi_i*CONVERT(in;m)))*CONVERT(W;(Btu/h))*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)$$

$$*CONVERT(1/K;1/F)$$

"Transferencia de calor"

$$Q=U_o*A*F*DELTAT_LM$$

$$DELTAT_LM=(DELTAT_2-DELTAT_1)/(LN(DELTAT_2/DELTAT_1)) \text{ "°C"}$$

$$DELTAT_2=T_g_out-T_S_in \text{ "°C"}$$

$$DELTAT_1=T_g_in-T_S_out \text{ "°C"}$$

"Coeficiente Global de Transferencia de Calor"

$$(1/U_o)=((A_T/(h_i*A_i))+((ff_i*A_T)/(A_i))+ff_o+(A_T/A_w)*(phi_o/(24*K_tube))*Ln(phi_o/phi_i)+1/(eta*h_c))*1/CONVERT((Btu/h);W)*1/CONVERT(1/ft^2;1/m^2)*1/CONVERT(1/F;1/K)$$

$$A_i=(pi*phi_i)/12$$

$$A_w=pi*(phi_o+phi_i)/24$$

$$ff_i=0,001$$

$$ff_o=0,005$$

$$eta=1-(1-E)*(Af/A_T)$$

$$m=((24*h_c)/(K_fin*t_f))^{0,5}$$

$$E=(tanh((m*h_f)/(12)))/(m*h_f/12)$$

$$m_dot_steam=(m_dot_S*CONVERT(Kg/s;Lbm/hr))/N_T$$

"Caída de Presión"

"Lado del gas"

$$DELTAP_g=(f_g+a_g)*((G^2*Nr)/(rho_gas*1,083*10^9))$$

$$f_g=C_2*C_4*C_6*((phi_o+2*h_f)/(phi_o))^{0,5}$$

$$a_g=((1+B^2)/(4*Nr))*(((1,8*T_g_out+32)-(1,8*T_g_in+32))/(460+T_bar_gas))$$

$$B= A_net/Ad$$

{En línea}

$$C_2=0,11+1,4*(1/(Re^{0,4}))$$

$$C_4=0,08*(1/(0,15*(St/phi_o))^{(1,1*(h_f/s)^{0,15}))}$$

$$C_6=1,6-(0,75-1,5*(1/(2,718)^{(0,7*Nr)}))^{(1/(2,718^{(2*(Sl/St)^2))})}$$

{Escalonado}

$$\{C_2=0,075+(1,85/Re^{0,3})$$

$$C_4=0,11/(0,05*(St/phi_o))^{(0,7*(h_f/s)^{0,2})}$$

$$C_6=1,1+(1,8-2,1/(2,718)^{(0,15*Nr^2)}))^{(1/(2,718^{(2*(Sl/St))})-(0,7-0,8/(2,718)^{(0,15*Nr^2)}))^{(1/(2,718^{(0,6*(Sl/St))})})}$$

"Lado del vapor"

$$DELTAP_steam=DELTAP_f+DELTAP+DELTAP_s+DELTAP_acce$$

$$DELTAP_f=(f_s*(rho_steam*L^0,3048*V_steam^2)/(2*phi_i*CONVERT(in;m)))/1000$$

$$rho_steam=DENSITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)$$

$$V_dot_steam=V_steam*(pi*(phi_i*CONVERT(in;m))^2)/4$$

$$V_dot_steam=m_dot_S_i/(rho_steam)$$

$$DELTAP=(rho_steam*9,81*(L^0,3048))/1000$$

$$DELTAP_s=0$$

$$DELTAP_acce=((rho_steam*V_steam^2)/2)*(K_acce)/1000$$

$$K_acce=32*f_s+2+3$$

END

```
{- .....}
"Datos"
"Datos"
m_dot_S=17,85"Kg/s"
F=0,97
m_dot_g=141"Kg/s"
N=2 "Supercalentadores"

"Dimensiones del equipo"
Ancho=3*CONVERT(m;ft)"ft"
Alto=11,735*CONVERT(m;ft) "ft"
phi_o=1,5"in"
phi_i=phi_o-2*t
t=0,095"in"
N_T=3*N_w
N_w=28"Tubos por fila"
Nr=3 "Filas de Tubos"
St=101,6*CONVERT(mm;in)
Sl=101,6*CONVERT(mm;in)
w_f=3/16"in" {ancho de aleta}
h_f=1/2"in" {altura de la aleta}
phi_s=2"in"
phi_f=3"in"
n_s=34 "Dientes por cada aleta"
t_f=0,05"in" "Espesor de la aleta"
f_s=0,022

{- .....}
Ad=Ancho*Alto
CALL DISEÑOSE(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;N;Ad;ALTO;m_dot_g;m_dot_S;F;Q_total
;DELTAP_g_total;DELTAP_steam_total)
```

Procedure **DISEÑOSE** (ϕ_o ; ϕ_i ; N_T ; N_w ; N_r ; St ; Sl ; w_f ; h_f ; ϕ_s ; ϕ_f ; n_s ; t_f ; f_s ; N ; Ad ; $ALTO$; \dot{m}_g ; \dot{m}_S ; F ; Q_{total} ; $\Delta P_{g,total}$; $\Delta P_{steam,total}$)

$T_g := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; \quad 1; \text{'T}_g]$

If $[T_g < 510]$ Then

$$K_{tube} := k [\text{'Carbon}_{steel}' ; T_g] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

$$K_{fin} := k [\text{'Carbon}_{steel}' ; T_g] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

Else

$$K_{tube} := 27 \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

$$K_{fin} := 12 \text{ Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F})$$

EndIf

i := 0

Repeat

$$i := i + 1$$

$$n_f := 1$$

$$z := i + 1$$

$$T_{S,out} := \text{Lookup} \left[\text{'Puntos de operación'}; i; \text{'T_s'} \right]$$

$$T_{S,in} := \text{Lookup} \left[\text{'Puntos de operación'}; z; \text{'T_s'} \right]$$

$$P_{S,out} := \text{Lookup} \left[\text{'Puntos de operación'}; i; \text{'P_s'} \right]$$

$$P_{S,in} := \text{Lookup} \left[\text{'Puntos de operación'}; z; \text{'P_s'} \right]$$

$$T_{g,in} := \text{Lookup} \left[\text{'Puntos de operación'}; i; \text{'T_g'} \right]$$

$$h_{S,in} := h \left[\text{'Water'}; T = T_{S,in}; P = P_{S,in} \right]$$

$$h_{S,out} := h \left[\text{'Water'}; T = T_{S,out}; P = P_{S,out} \right]$$

$$C_{p,steam} := \text{Cp} \left[\text{'Water'}; T = \frac{T_{S,in} + T_{S,out}}{2}; P = \frac{P_{S,in} + P_{S,out}}{2} \right] \cdot \left| 0,238846 \cdot \frac{\text{BTU}/(\text{Lbm} \cdot ^\circ\text{F})}{\text{KJ}/(\text{Kg} \cdot \text{K})} \right|$$

$$Q := \dot{m}_S \cdot [h_{S,out} - h_{S,in}] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right|$$

$$\text{Call BALANCE} [Q; T_{g,in}; \dot{m}_g; T_{g,out}; T_{\text{gas,med}}]$$

$$\text{Lookup} \left[\text{'Puntos de operación'}; z; \text{'T_g'} \right] := T_{g,out}$$

$$\bar{T}_{fin} := 1,8 \cdot T_{g,out} + 32 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Repeat

$$n_f := n_f + 1$$

Repeat

$$\text{Call TC} \left[\phi_o; \phi_i; N_T; N_w; N_r; St; Sl; w_f; h_f; \phi_s; \phi_f; n_s; t_f; f_s; \bar{T}_{fin}; Ad; T_{g,in}; T_{g,out}; \dot{m}_g; Q; n_f; T_{S,out}; P_{S,in}; P_{S,out}; \dot{m}_S; F; K_{\text{tube}}; K_{fin}; L; h_c; h_i; U_o; \dot{m}_{\text{steam}}; A_T; A_i; \phi_o; \phi_i; m; h_f; A; \Delta P_g; \Delta P_{\text{steam}} \right]$$

$$j := 1$$

$$T_S := T_{S,in}$$

$$\text{Lookup} \left[\text{'Temperatura del vapor'}; j; i \right] := T_S$$

$$\text{Lookup} \left[\text{'Temperatura del tubo'}; j; i \right] := 0$$

$$\text{Lookup} \left[\text{'Temperatura de la aleta'}; j; i \right] := 0$$

Repeat

$$j := 1 + j$$

$$T_s := \frac{U_o \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/\text{ft}^2}{1/\text{m}^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right| \cdot [T_{\text{gas,med}} - T_s] \cdot A_T}{\dot{m}_{\text{steam}} \cdot C_{p_{\text{steam}}}} + T_s$$

$$T_b := \frac{U_o \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/\text{ft}^2}{1/\text{m}^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right| \cdot [T_{\text{gas,med}} - T_s]}{1} + T_s$$

$$\frac{1}{h_i \cdot A_i + \ln \left[\frac{\phi_o}{\phi_i} \right] \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K_{\text{tube}}}}$$

$$T_{\text{fin}} := T_{\text{gas,med}} - \left[\left(\frac{1}{\cosh \left[m \cdot \frac{h_f}{12} \right] + \frac{h_c}{m \cdot K_{\text{fin}}} \cdot \sinh \left[m \cdot \frac{h_f}{12} \right]} \right) \cdot (T_{\text{gas,med}} - T_b) \right]$$

Lookup ['Temperatura del vapor'; j; i] := T_s

Lookup ['Temperatura del tubo'; j; i] := T_b

Lookup ['Temperatura de la aleta'; j; i] := T_{fin}

Until [j > ALTO - 6,5]

T_{f2} := **Lookup** ['Temperatura de la aleta'; 2; i]

T_{f32} := **Lookup** ['Temperatura de la aleta'; 32; i]

$$T_{\text{average,fin}} := 1,8 \cdot \left[\frac{T_{f2} + T_{f32}}{2} \right] + 32$$

$$\bar{T}_{\text{fin}} := \frac{\bar{T}_{\text{fin}} + T_{\text{average,fin}}}{2}$$

Until [$\bar{T}_{\text{fin}} - T_{\text{average,fin}} < 1$]

Until [L < ALTO - 6,5]

Lookup ['Resultados'; i; 'Q'] := Q

Lookup ['Resultados'; i; 'A_{SH2}'] := A

Lookup ['Resultados'; i; 'L'] := L

Lookup ['Resultados'; i; 'n_f'] := n_f

Lookup ['Resultados'; i; 'h_i'] := h_i · $\left| 5,67826 \cdot \frac{\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}{\text{BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F})} \right|$

Lookup ['Resultados'; i; 'h_c'] := h_c · $\left| 5,67826 \cdot \frac{\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}{\text{BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F})} \right|$

Lookup ['Resultados'; i; 'U_o'] := U_o

Lookup ['Resultados'; i; 'T_{bar,fin}'] := $\frac{\bar{T}_{\text{fin}} - 32}{1,8}$

Lookup ['Resultados'; i; 'T_{average,fin}'] := $\frac{T_{\text{average,fin}} - 32}{1,8}$

Lookup ['Resultados'; i; 'DELTAP_{g;SH2}'] := ΔP_g

Lookup ['Resultados'; i; 'DELTAP_{steam;SH2}'] := ΔP_{steam}

If [$T_{f32} < 500$] Then

$$K_{tube} := k \left[\text{'Carbon}_{steel} ; \frac{T_{average;fin} - 32}{1,8} \right] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{BTU/hr}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/ft}{1/m} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

$$K_{fin} := k \left[\text{'Carbon}_{steel} ; \frac{T_{average;fin} - 32}{1,8} \right] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{BTU/hr}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/ft}{1/m} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

Until [$i \geq N$]

$Q_{total} := \text{SumLookup}$ ['Resultados'; 1]

$\Delta P_{g;total} := \text{SumLookup}$ ['Resultados'; 10]

$\Delta P_{steam;total} := \text{SumLookup}$ ['Resultados'; 11]

End **DISEÑO**

SUBPROGRAM **BALANCE** (Q; $T_{g;in}$; \dot{m}_g ; $T_{g;out}$; $T_{gas;med}$)

$$T_{gas;med} = \frac{T_{g;in} + T_{g;out}}{2}$$

$$Cp_{g;SH2} = \left[-4,91 \times 10^{-8} \cdot T_{gas;med}^2 + 0,0002993456 \cdot T_{gas;med} + 0,9918 \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{J}{KJ} \right|$$

$$T_{g;out} = T_{g;in} - \frac{Q}{\dot{m}_g \cdot Cp_{g;SH2}}$$

END **BALANCE**

SUBPROGRAM **TC** (ϕ_o ; ϕ_i ; N_T ; N_w ; N_r ; St ; Sl ; w_f ; h_f ; ϕ_s ; ϕ_f ; n_s ; t_f ; f_s ; \bar{T}_{fin} ; Ad ; $T_{g;in}$; $T_{g;out}$; \dot{m}_g ; Q ; n_f ; $T_{S;in}$; $T_{S;out}$; $P_{S;in}$; $P_{S;out}$; \dot{m}_S ; F ; K_{tube} ; K_{fin} ; L ; h_c ; h_i ; U_o ; \dot{m}_{steam} ; A_T ; A_i ; ϕ_o ; ϕ_i ; m ; h_f ; A ; ΔP_g ; ΔP_{steam})

$$\bar{T}_{gas} = 1,8 \cdot \left[\frac{T_{g;in} + T_{g;out}}{2} \right] + 32 \text{ } ^\circ F$$

$$T_{gas;med} = \frac{T_{g;in} + T_{g;out}}{2} \text{ } C$$

$$Cp_g = \left[-4,91 \times 10^{-8} \cdot T_{gas;med}^2 + 0,0002993456 \cdot T_{gas;med} + 0,9918 \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{J}{KJ} \right|$$

$$Cp_{gas} = 0,236719 + 0,0000723738 \cdot T_{gas;med} - 1,27066 \times 10^{-8} \cdot T_{gas;med}^2 \text{ } Btu/(Lb \cdot ^\circ F)$$

$$K_{gas} = 0,0139911 + 0,0000391688 \cdot T_{gas;med} - 6,4958 \times 10^{-9} \cdot T_{gas;med}^2 \text{ } Btu/(ft \cdot hr \cdot ^\circ F)$$

$$\mu_{gas} = 0,0417667 + 0,000105373 \cdot T_{gas;med} - 3,33134 \times 10^{-8} \cdot T_{gas;med}^2 \text{ } lb/(ft \cdot hr)$$

$$\rho_{gas} = 0,0671623 - 0,00011379 \cdot T_{gas;med} + 7,34903 \times 10^{-8} \cdot T_{gas;med}^2 \text{ } lb/ft^3$$

$$\mu_s = \mathbf{Visc} \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,in} + T_{S,out}}{2} ; P = \frac{P_{S,in} + P_{S,out}}{2} \right]$$

$$Pr_s = \mathbf{Pr} \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,in} + T_{S,out}}{2} ; P = \frac{P_{S,in} + P_{S,out}}{2} \right]$$

$$K_s = \mathbf{k} \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,in} + T_{S,out}}{2} ; P = \frac{P_{S,in} + P_{S,out}}{2} \right]$$

Áreas

$$A = [A_f + A_b] \cdot L \cdot N_T \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{m^2}{Ft^2} \right|$$

$$A_T = A_f + A_b \quad ft^2/ft$$

$$A_f = \frac{\left[\frac{\pi}{2} \cdot (\phi_s^2 - \phi_o^2) + 2 \cdot w_f \cdot h_f \cdot n_s + (\pi \cdot \phi_s + 2 \cdot h_f \cdot n_s) \cdot t_f \right] \cdot n_f}{12} \quad ft^2/ft$$

$$A_b = \frac{\pi \cdot \phi_o \cdot [1 - n_f \cdot t_f]}{12} \quad ft^2/ft$$

Lado del gas

$$h_c = J \cdot G \cdot Cp_{gas} \cdot \left[\frac{K_{gas}}{\mu_{gas} \cdot Cp_{gas}} \right]^{0,67} \quad (Btu/(hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F))$$

$$J = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left[\frac{\phi_f}{\phi_o} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\bar{T}_{gas} + 460}{\bar{T}_{fin} + 460} \right]^{0,25} \quad \text{Coeficiente de Colburn}$$

$$C_1 = 0,053 \cdot \left[1,45 - 2,9 \cdot \left(\frac{\phi_o}{SI} \right)^{2,3} \right] \cdot \frac{1}{Re^{0,21}}$$

$$C_3 = 0,25 + 0,6 \cdot \frac{1}{2,718 \left[\frac{0,26 \cdot h_f}{s} \right]}$$

$$C_5 = 1,1 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \frac{1}{2,718^{(0,7 \cdot Nr)}} \right] \cdot \frac{1}{2,718 \left[2 \cdot \frac{SI}{St} \right]}$$

$$s = \frac{1}{n_f} - t_f$$

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_g \cdot \left| 7936,64 \cdot \frac{Lbm/hr}{Kg/s} \right|$$

$$G = \frac{\dot{m}_{gas}}{A_{net}}$$

$$A_{net} = A_d - A_o \cdot N_w \cdot L$$

$$A_o = \frac{\phi_o}{12} + \frac{2 \cdot n_f \cdot t_f \cdot h_f}{12}$$

$$Re = \frac{G \cdot \phi_o}{12 \cdot \mu_{gas}}$$

Lado del vapor

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_{S,i}}{\pi \cdot \phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right| \cdot \mu_s}$$

$$\dot{m}_{S,i} = \frac{\dot{m}_s}{N_T}$$

$$Nut_D = \frac{\frac{f_s}{8} \cdot [Re_D - 1000] \cdot Pr_s}{1 + 12,7 \cdot \left[\frac{f_s}{8} \right]^{0,5} \cdot [Pr_s^{0,666} - 1]}$$

$$h_i = \frac{Nut_D \cdot K_s}{\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|} \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{(Btu/h)}{W} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/ft^2}{1/m^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

$$h_{i,Ditus} = \frac{0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \cdot K_s}{\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|} \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{(Btu/h)}{W} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/ft^2}{1/m^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

Transferencia de calor

$$Q = U_o \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left[\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right]} \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{g,out} - T_{S,in} \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta T_1 = T_{g,in} - T_{S,out} \text{ } ^\circ C$$

Coeficiente Global de Transferencia de Calor

$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{A_T}{h_i \cdot A_i} + \frac{ff_i \cdot A_T}{A_i} + ff_o + \frac{A_T}{A_w} \cdot \frac{\phi_o}{24 \cdot K_{tube}} \cdot \ln \left(\frac{\phi_o}{\phi_i} \right) + \frac{1}{\eta \cdot h_c} \right] \cdot \frac{1}{\left| 0,293071 \cdot \frac{W}{(Btu/h)} \right|}$$

$$\cdot \frac{1}{\left| 10,7639 \cdot \frac{1/m^2}{1/ft^2} \right|} \cdot \frac{1}{\left| 1,8 \cdot \frac{1/K}{1/^\circ F} \right|}$$

$$A_i = \frac{\pi \cdot \phi_i}{12}$$

$$A_w = \pi \cdot \left[\frac{\phi_o + \phi_i}{24} \right]$$

$$ff_i = 0,001$$

$$ff_o = 0,005$$

$$\eta = 1 - [1 - E] \cdot \frac{A_f}{A_T}$$

$$m = \left[\frac{24 \cdot h_c}{K_{fin} \cdot t_f} \right]^{0.5}$$

$$E = \frac{\tanh \left[\frac{m \cdot h_f}{12} \right]}{m \cdot \frac{h_f}{12}}$$

$$\dot{m}_{\text{steam}} = \frac{\dot{m}_S \cdot \left| 7936,64 \cdot \frac{\text{Lbm/hr}}{\text{Kg/s}} \right|}{N_T}$$

Caída de Presión

Lado del gas

$$\Delta P_g = [f_g + a_g] \cdot \frac{G^2 \cdot Nr}{\rho_{\text{gas}} \cdot 1,083 \cdot 10^9}$$

$$f_g = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left[\frac{\phi_o + 2 \cdot h_f}{\phi_o} \right]^{0.5}$$

$$a_g = \left[\frac{1 + B^2}{4 \cdot Nr} \right] \cdot \left[\frac{1,8 \cdot T_{g,\text{out}} + 32 - (1,8 \cdot T_{g,\text{in}} + 32)}{460 + \bar{T}_{\text{gas}}} \right]$$

$$B = \frac{A_{\text{net}}}{Ad}$$

$$C_2 = 0,11 + 1,4 \cdot \frac{1}{\text{Re}^{0.4}}$$

$$C_4 = 0,08 \cdot \frac{1}{\left[0,15 \cdot \frac{\text{St}}{\phi_o} \right] \left[1,1 \cdot \left(\frac{h_f}{s} \right)^{0.15} \right]}$$

$$C_6 = 1,6 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \frac{1}{2,718^{(0.7 \cdot Nr)}} \right] \cdot \frac{1}{2,718 \left[2 \cdot \left(\frac{\text{Sl}}{\text{St}} \right)^2 \right]}$$

Lado del vapor

$$\Delta P_{\text{steam}} = \Delta P_f + \Delta P + \Delta P_s + \Delta P_{\text{acce}}$$

$$\Delta P_f = \frac{f_s \cdot \frac{\rho_{\text{steam}} \cdot L \cdot 0,3048 \cdot V_{\text{steam}}^2}{2 \cdot \phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{\text{in}} \right|}}{1000}$$

$$\rho_{\text{steam}} = \rho \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,\text{in}} + T_{S,\text{out}}}{2}; P = \frac{P_{S,\text{in}} + P_{S,\text{out}}}{2} \right]$$

$$\dot{V}_{\text{steam}} = V_{\text{steam}} \cdot \frac{\pi \cdot \left[\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \right]^2}{4}$$

$$\dot{V}_{\text{steam}} = \frac{\dot{m}_{\text{S,i}}}{\rho_{\text{steam}}}$$

$$\Delta P = \frac{\rho_{\text{steam}} \cdot 9,81 \cdot L \cdot 0,3048}{1000}$$

$$\Delta P_s = 0$$

$$\Delta P_{\text{acce}} = \frac{\frac{\rho_{\text{steam}} \cdot V_{\text{steam}}^2}{2} \cdot K_{\text{acce}}}{1000}$$

$$K_{\text{acce}} = 32 \cdot f_s + 2 + 3$$

END TC

Datos

Datos

$$\dot{m}_s = 17,85 \text{ Kg/s}$$

$$F = 0,97$$

$$\dot{m}_g = 141 \text{ Kg/s}$$

$$N = 2 \text{ Supercalentadores}$$

Dimensiones del equipo

$$\text{Ancho} = 3 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$\text{Alto} = 11,735 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$\phi_o = 1,5 \text{ in}$$

$$\phi_i = \phi_o - 2 \cdot t$$

$$t = 0,095 \text{ in}$$

$$N_T = 3 \cdot N_w$$

$$N_w = 28 \text{ Tubos por fila}$$

$$N_r = 3 \text{ Filas de Tubos}$$

$$St = 101,6 \cdot \left| 0,03937 \cdot \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right|$$

$$SI = 101,6 \cdot \left| 0,03937 \cdot \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right|$$

$$w_f = \frac{3}{16} \text{ in}$$

$$h_f = 1 / 2 \text{ in}$$

$$\phi_s = 2 \text{ in}$$

$$\phi_f = 3 \text{ in}$$

$$n_s = 34 \text{ Dientes por cada aleta}$$

$$t_f = 0,05 \text{ in Espesor de la aleta}$$

$$f_s = 0,022$$

$$Ad = \text{Ancho} \cdot \text{Alto}$$

Call **DISEÑO** [ϕ_o ; ϕ_i ; N_T ; N_w ; N_r ; St ; Sl ; w_f ; h_f ; ϕ_s ; ϕ_f ; n_s ; t_f ; f_s ; N ; Ad ; $Alto$; \dot{m}_g ; \dot{m}_s ; F ; Q_{total} ; $\Delta P_{g,total}$; $\Delta P_{steam,total}$]

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[radians]

$$Ad = 378,9$$

$$\text{Ancho} = 9,843 \text{ [ft]}$$

$$\Delta P_{steam,total} = 34,07 \text{ [Kpa]}$$

$$f_s = 0,022$$

$$\dot{m}_g = 141 \text{ [Kg/s]}$$

$$N = 2$$

$$n_s = 34$$

$$N_w = 28$$

$$\phi_i = 1,31$$

$$\phi_s = 2$$

$$Sl = 4 \text{ [in]}$$

$$t = 0,095$$

$$w_f = 0,1875$$

$$\text{Alto} = 38,5 \text{ [ft]}$$

$$\Delta P_{g,total} = 0,2538 \text{ [in WC]}$$

$$F = 0,97$$

$$h_f = 0,5$$

$$\dot{m}_s = 17,85 \text{ [Kg/s]}$$

$$N_r = 3$$

$$N_T = 84$$

$$\phi_f = 3$$

$$\phi_o = 1,5$$

$$Q_{total} = 9,142E+06 \text{ [KW]}$$

$$St = 4 \text{ [in]}$$

$$t_f = 0,05$$

Lookup Table: Puntos de operación

	T_s	P_s	T_g
	[C]	[KPa]	[C]
Row 1	447,3	6390	538
Row 2	373,8	6475	516,6
Row 3	281,5	6559	480,7
Row 4			
Row 5			
Row 6			
Row 7			

Lookup Table: Temperatura del vapor

	$T_{s,SHIT}$	$T_{s,SHLT}$
	[C]	[C]
Row 1	373,8	281,5
Row 2	377	285,6
Row 3	380,2	289,5
Row 4	383,2	293,4
Row 5	386,3	297,3

Lookup Table: Temperatura del vapor

	$T_{s,SHIT}$ [C]	$T_{s,SHLT}$ [C]
Row 6	389,2	301
Row 7	392,1	304,7
Row 8	394,9	308,3
Row 9	397,7	311,9
Row 10	400,4	315,4
Row 11	403,1	318,8
Row 12	405,7	322,1
Row 13	408,2	325,4
Row 14	410,7	328,7
Row 15	413,2	331,8
Row 16	415,6	334,9
Row 17	417,9	338
Row 18	420,2	341
Row 19	422,4	343,9
Row 20	424,6	346,8
Row 21	426,8	349,7
Row 22	428,9	352,4
Row 23	431	355,2
Row 24	433	357,8
Row 25	434,9	360,5
Row 26	436,9	363
Row 27	438,8	365,6
Row 28	440,6	368,1
Row 29	442,4	370,5
Row 30	444,2	372,9
Row 31	446	375,2
Row 32	447,7	377,5
Row 33	449,3	379,8
Row 34		

Lookup Table: Temperatura del tubo

	$T_{b,IT}$ [C]	$T_{b,LT}$ [C]
Row 1	0	0
Row 2	388,7	300,9
Row 3	391,6	304,6
Row 4	394,4	308,2
Row 5	397,2	311,7
Row 6	399,9	315,2
Row 7	402,6	318,6
Row 8	405,2	322
Row 9	407,8	325,3
Row 10	410,3	328,5
Row 11	412,7	331,7
Row 12	415,1	334,8
Row 13	417,5	337,9
Row 14	419,8	340,9
Row 15	422	343,8
Row 16	424,2	346,7
Row 17	426,4	349,5
Row 18	428,5	352,3
Row 19	430,6	355,1
Row 20	432,6	357,7

Lookup Table: Temperatura del tubo

	$T_{b,IT}$ [C]	$T_{b,LT}$ [C]
Row 21	434,6	360,4
Row 22	436,5	362,9
Row 23	438,4	365,5
Row 24	440,3	368
Row 25	442,1	370,4
Row 26	443,9	372,8
Row 27	445,6	375,1
Row 28	447,3	377,4
Row 29	449	379,7
Row 30	450,7	381,9
Row 31	452,3	384,1
Row 32	453,8	386,2
Row 33	455,4	388,3
Row 34		

Lookup Table: Temperatura de la aleta

	$T_{f,IT}$ [C]	$T_{f,LT}$ [C]
Row 1	0	0
Row 2	437,9	342
Row 3	439,8	344,9
Row 4	441,6	347,8
Row 5	443,4	350,6
Row 6	445,1	353,4
Row 7	446,9	356,1
Row 8	448,5	358,8
Row 9	450,2	361,4
Row 10	451,8	363,9
Row 11	453,4	366,4
Row 12	454,9	368,9
Row 13	456,5	371,3
Row 14	457,9	373,7
Row 15	459,4	376
Row 16	460,8	378,3
Row 17	462,2	380,6
Row 18	463,6	382,8
Row 19	464,9	384,9
Row 20	466,2	387,1
Row 21	467,5	389,1
Row 22	468,7	391,2
Row 23	470	393,2
Row 24	471,2	395,1
Row 25	472,3	397,1
Row 26	473,5	399
Row 27	474,6	400,8
Row 28	475,7	402,7
Row 29	476,8	404,5
Row 30	477,9	406,2
Row 31	478,9	407,9
Row 32	479,9	409,6
Row 33	480,9	411,3
Row 34		

Lookup Table: Resultados

	Q [W]	A_{SH2} [mts ²]	L [ft]	n_f	h_i [W/(m ² *K)]	h_c [W/(m ² *K)]	U_o [W/(m ² *K)]	T_{fin} [C]	T_{average;fin} [C]
Row 1	3,428E+06	777,3	31,94	3	1702	75,31	39,62	459,3	458,9
Row 2	5,714E+06	777,9	31,97	3	2008	76,13	44,69	376,2	375,8
Row 3									
Row 4									
Row 5									
Row 6									

Lookup Table: Resultados

	ΔP_{g;SH2} [in.W.C.]	ΔP_{steam;SH2} [KPa]
Row 1	0,1318	18,39
Row 2	0,1221	15,68
Row 3		
Row 4		
Row 5		
Row 6		

APÉNDICE H

**CÓDIGO DE EES: PROGRAMA DE DISEÑO TÉRMICO
DEL ECONOMIZADOR DEL HRSG #2.**

```

PROCEDURE DISEÑOSE(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;N;Ad;ALTO;m_dot_g;m_dot_S;F;Q_total
;DELTAP_g_total;DELTAP_steam_total)
  T_g=lookup('Puntos de operación'; 1;3)
  if T_g<500 Then
    K_tube=k_('Carbon_steel';T_g)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
    K_fin=k_('Carbon_steel'; T_g)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
  else
    K_tube=33*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
    K_fin=11 "Btu/(hr*ft*°F)"
  endif
  i=0
  REPEAT
    i=i+1
    n_f=1
    z=i+1
    {Puntos de operación}
    T_S_out=lookup('Puntos de operación'; i;1)
    T_S_in=lookup('Puntos de operación';z;1)
    P_S_out=lookup('Puntos de operación'; i;2)
    P_S_in=lookup('Puntos de operación';z;2)
    T_g_in=lookup('Puntos de operación'; i;3)

    {- -----Balance de energía-----}
    h_S_in=ENTHALPY(Water;T=T_S_in;P=P_S_in)
    h_S_out=ENTHALPY(Water;T=T_S_out;P=P_S_out)
    Cp_steam=SPECHEAT(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)*CONVERT(KJ/(Kg*K);BTU/(Lbm*°F))
    Q=m_dot_S*(h_S_out-h_S_in)*CONVERT(KJ;J)
    CALL BALANCE(Q;T_g_in;m_dot_g;T_g_out;T_gas_med)
    lookup('Puntos de operación'; z;3)=T_g_out
    T_bar_fin=(1,8*T_g_out)+32 "°F" {Asumida}
    {- -----}

    REPEAT
      n_f=n_f+1
      REPEAT
        CALL TC(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;T_bar_fin;Ad;T_g_in;T_g_out;m_dot_g
;Q;n_f;T_S_in ;T_S_out;P_S_in;P_S_out;m_dot_S;F;K_tube;K_fin;L;h_c;h_i;Uo;m_dot_steam;A_T;A_i;phi_o;phi_i;m;h_f;A
DELTAP_g;DELTAP_steam)

    {- -----Distribución de temperaturas -----}

    j=1
    T_S=T_S_in
    lookup("Temperatura del vapor "; j;i)=T_S
    lookup("Temperatura del tubo"; j;i)=0
    lookup("Temperatura de la aleta"; j;i)=0
    REPEAT
      j=1+j
      T_S=((Uo*CONVERT(W;Btu/h)*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/°F)*(T_gas_med-T_S)*A_T
/(m_dot_steam*Cp_steam))+T_S
      T_b=((Uo*CONVERT(W;Btu/h)*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/°F)*(T_gas_med-T_S))/(1/((1
/(h_i*A_i))+Ln(phi_o/phi_i)*(1/(2*pi*K_tube))))))+T_S
      T_fin=T_gas_med-(1/((cosh(m*(h_f/12)))+(h_c/(m*K_fin))*(sinh(m*(h_f/12)))))*(T_gas_med-T_b)
      lookup("Temperatura del vapor "; j;i)=T_S
      lookup("Temperatura del tubo"; j;i)=T_b
      lookup("Temperatura de la aleta"; j;i)=T_fin
    UNTIL j>ALTO-6,5
    {- -----}

    T_f2=lookup('Temperatura de la aleta';2;i)
    T_f32=lookup('Temperatura de la aleta';32;i)

```

```

    T_average_fin=1,8*((T_f2+T_f32)/2)+32
    T_bar_fin=(T_bar_fin+T_average_fin)/2
    UNTIL(T_bar_fin-T_average_fin)<1
UNTIL L<(ALTO-6,5)
lookup('Resultados'; i;1)=Q
lookup('Resultados'; i;2)=A
lookup('Resultados'; i;3)=L
lookup('Resultados'; i;4)=n_f
lookup('Resultados'; i;5)=h_i*CONVERT(BTU/(hr*ft^2*F);W/(m^2*K))
lookup('Resultados'; i;6)=h_c*CONVERT(BTU/(hr*ft^2*F);W/(m^2*K))
lookup('Resultados'; i;7)=Uo
lookup('Resultados'; i;8)=(T_bar_fin-32)/1,8
lookup('Resultados'; i;9)=(T_average_fin-32)/1,8
lookup('Resultados'; i;10)=DELTAP_g
lookup('Resultados'; i;11)=DELTAP_steam
if T_f32<500 Then
    K_tube=k('Carbon_steel';(T_average_fin-32)/1,8)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
    K_fin=k('Carbon_steel';(T_average_fin-32)/1,8)*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/°F)
endif
    UNTIL i>=N
Q_total=sumLookup('Resultados';1;1;i)
DELTAP_g_total=sumLookup('Resultados';10;1;i)
DELTAP_steam_total=sumLookup('Resultados';11;1;i)
END

SUBPROGRAM BALANCE(Q;T_g_in;m_dot_g;T_g_out;T_gas_med)
    T_gas_med=(T_g_in+T_g_out)/2
    Cp_g_SH2=(-0,0000000491*T_gas_med^2+0,0002993456*T_gas_med+0,9917907121)*CONVERT(KJ;J)
    T_g_out=T_g_in-(Q/(m_dot_g*Cp_g_SH2))
END

SUBPROGRAM TC(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;s;T_bar_fin;Ad;T_g_in;T_g_out;m_dot_g;Q;n_f
;T_S_in;T_S_out;P_S_in;P_S_out;m_dot_S;F;K_tube;K_fin;L;h_c;h_i;Uo;m_dot_steam;A_T;A_i;phi_o;phi_i;m;h_f;A;DELTAP_g
DELTAP_steam)

{Propiedades del gas}
T_bar_gas=1,8*((T_g_in+T_g_out)/2)+32 "°F"
T_gas_med=(T_g_in+T_g_out)/2 "C"
Cp_g=(-0,0000000491*T_gas_med^2+0,0002993456*T_gas_med+0,9917907121)*CONVERT(KJ;J)
Cp_gas=0,236719+0,0000723738*T_gas_med-1,27066E-08*T_gas_med^2 "Btu/(Lb*°F)"
K_gas=0,0139911+0,0000391688*T_gas_med-6,4958E-09*T_gas_med^2 "Btu/(ft*hr*°F)"
mu_gas=0,0417667+0,000105373*T_gas_med-3,33134E-08*T_gas_med^2 "lb/(ft*hr)"
rho_gas=0,0671623-0,00011379*T_gas_med+7,34903E-08*T_gas_med^2 "lb/ft^3"
{Propiedades del vapor}
mu_s=VISCOSITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
Pr_s=PRANDTL(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
K_s=CONDUCTIVITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
"Áreas"
A=(Af+Ab)*L*N_T*CONVERT(Ft^2;m^2)
A_T=(Af+Ab) "ft^2/ft"
Af=((((pi/2)*(phi_s^2-phi_o^2))+2*w_f*h_f*n_s)+((pi*phi_s+2*h_f*n_s)*t_f))*n_f/12 "ft^2/ft"
Ab=(pi*phi_o*(1-n_f*t_f))/12 "ft^2/ft"
"Lado del gas"
h_c=J*G*Cp_gas*(K_gas/(mu_gas*Cp_gas))^0,67 "(Btu/(hr*ft^2*°F))"
J=C_1*C_3*C_5*((phi_f/phi_o)^0,5)*((T_bar_gas+460)/(T_bar_fin+460))^0,25 " Coeficiente de Colburn"
{En línea}
C_1=0,053*(1,45-2,9*(phi_o/Sl)^2,3)*(1/Re^0,21)
C_3=0,25+0,6*(1/(2,718^(0,26*h_f/s)))
C_5=1,1-(0,75-1,5*(1/(2,718^(0,7*Nr))))*(1/(2,718^(2*Sl/St)))
s=(1/n_f)-t_f

```

```

{Escalonado}
{C_1=0,091/(Re)^0,25
C_3=0,35+0,65/(2,718)^(0,17*h_f/s)
C_5=0,7+(0,7-0,8/(2,718^(0,15*Nr^2)))*(1/(2,718^(SI)/(St))))}
m_dot_gas=m_dot_g*CONVERT(Kg/s;Lbm/hr)
G=m_dot_gas/(A_net)
A_net=Ad-A_o*N_w*L
A_o=phi_o/12+((2*n_f*t_f*h_f)/(12))
Re=(G*phi_o)/(12*mu_gas)
"Lado del vapor"
Re_D=((4*m_dot_S_i)/(pi*phi_i*CONVERT(in;m)*mu_s)) {Flujo Turbulento}
m_dot_S_i=m_dot_S/N_T
Nut_D=((f_s/8)*(Re_D-1000)*Pr_s)/(1+12,7*(f_s/8)^0,5*(Pr_s^0,666-1))
h_i=((Nut_D*K_s)/(phi_i*CONVERT(in;m))*CONVERT(W;(Btu/h))*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/F)
h_i_Ditus=(((0,023*Re_D^0,8*Pr_s^0,4)*K_s)/(phi_i*CONVERT(in;m))*CONVERT(W;(Btu/h))*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)
*CONVERT(1/K;1/F)
"Transferencia de calor"
Q=Uo*A*F*DELTAT_LM
DELTAT_LM=(DELTAT_2-DELTAT_1)/(LN(DELTAT_2/DELTAT_1)) "°C"
DELTAT_2=T_g_out-T_S_in "°C"
DELTAT_1=T_g_in-T_S_out"°C"
"Coeficiente Global de Transferencia de Calor"
(1/Uo)=((A_T/(h_i*A_i))+((ff_i*A_T)/(A_i)+ff_o+(A_T/A_w)*(phi_o/(24*K_tube))*Ln(phi_o/phi_i)+1/(eta*h_c))*(1/CONVERT((Btu/h)
;W))*(1/CONVERT(1/ft^2;1/m^2))*(1/CONVERT(1/F;1/K))
A_i=(pi*phi_i)/12
A_w=pi*(phi_o+phi_i)/24
ff_i=0,001
ff_o=0,005
eta=1-(1-E)*(Af/A_T)
m=((24*h_c)/(K_fin*t_f))^0,5
E=(tanh((m*h_f)/(12)))/(m*h_f/12)
m_dot_steam=(m_dot_S*CONVERT(Kg/s;Lbm/hr))/N_T
"Caída de Presión"

"Lado del gas"
DELTAP_g=(f_g+a_g)*((G^2*Nr)/(rho_gas*1,083*10^9))
f_g=C_2*C_4*C_6*((phi_o+2*h_f)/(phi_o))^0,5
a_g=(((1+B^2)/(4*Nr))*(((1,8*T_g_out+32)-(1,8*T_g_in+32))/(460+T_bar_gas))
B= A_net/Ad
{En línea}
C_2=0,11+1,4*(1/(Re^0,4))
C_4=0,08*(1/(0,15*(St/phi_o))^(1,1*(h_f/s)^0,15))
C_6=1,6-(0,75-1,5*(1/(2,718)^(0,7*Nr)))*(1/(2,718^(2*(SI/St)^2)))
{Escalonado}
{C_2=0,075+(1,85/Re^0,3)
C_4=0,11/(0,05*(St/phi_o))^(0,7*(h_f/s)^0,2)
C_6=1,1+(1,8-2,1/(2,718)^(0,15*Nr^2))*(1/(2,718^(2*(SI/St))))-(0,7-0,8/(2,718)^(0,15*Nr^2))*(1/(2,718^(0,6*(SI/St))))}
"Lado del vapor"
DELTAP_steam=DELTAP_f+DELTAP+DELTAP_s+DELTAP_acce
DELTAP_f=(f_s*(rho_steam*L*0,3048*V_steam^2)/(2*phi_i*CONVERT(in;m)))/1000
rho_steam=DENSITY(Water;T=(T_S_in+T_S_out)/2;P=(P_S_in+P_S_out)/2)
V_dot_steam=V_steam*(pi*(phi_i*CONVERT(in;m))^2)/4
V_dot_steam=m_dot_S_i/(rho_steam)
DELTAP=(rho_steam*9,81*(L*0,3048))/1000
DELTAP_s=0
DELTAP_acce=(((rho_steam*V_steam^2)/2)*(K_acce))/1000
K_acce=32*f_s+2+3
END
{-.....}

```

"Datos"

m_dot_S=18,11"Kg/s"

F=0,98

m_dot_g=141"Kg/s"

N=6"Economizadores"

"Dimensiones del equipo"

Ancho=3*CONVERT(m;ft)"ft"

Alto=11,735*CONVERT(m;ft) "ft"

phi_o=1,5"in"

phi_i=phi_o-2*t

t=0,095"in"

N_T=3*N_w

N_w=28"Tubos por fila"

Nr=3 "Filas de Tubos"

St=101,6*CONVERT(mm;in)

Sl=101,6*CONVERT(mm;in)

w_f=3/16"in" {ancho de aleta}

h_f=1/2"in" {altura de la aleta}

phi_s=2"in"

phi_f=3"in"

n_s=34 "Dientes por cada aleta"

t_f=0,05"in" "Espesor de la aleta"

f_s=0,023

{-----}

Ad=Ancho*Alto

CALL DISEÑOSE(phi_o;phi_i;N_T;N_w;Nr;St;Sl;w_f;h_f;phi_s;phi_f;n_s;t_f;f_s;N;Ad;ALTO;m_dot_g;m_dot_S;F;Q_total
;DELTAP_g_total;DELTAP_steam_total)

Procedure **DISEÑOSE** (ϕ_o ; ϕ_i ; N_T ; N_w ; N_r ; St ; Sl ; w_f ; h_f ; ϕ_s ; ϕ_f ; n_s ; t_f ; f_s ; N ; Ad ; $ALTO$; \dot{m}_g ; \dot{m}_S ; F ; Q_{total} ; $\Delta P_{g,total}$; $\Delta P_{steam,total}$)

$T_g := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; \quad 1; \text{'T}_g]$

If [$T_g < 500$] Then

$$K_{tube} := k [\text{'Carbon}_{steel}' ; T_g] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

$$K_{fin} := k [\text{'Carbon}_{steel}' ; T_g] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

Else

$$K_{tube} := 33 \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

$$K_{fin} := 11 \text{ Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F})$$

EndIf

i := 0

Repeat

i := i + 1

n_f := 1

$$z := i + 1$$

$$T_{S,out} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; i; 'T_w']$$

$$T_{S,in} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; z; 'T_w']$$

$$P_{S,out} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; i; 'P_w']$$

$$P_{S,in} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; z; 'P_w']$$

$$T_{g,in} := \text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; i; 'T_g']$$

$$h_{S,in} := h [\text{'Water'}; T = T_{S,in}; P = P_{S,in}]$$

$$h_{S,out} := h [\text{'Water'}; T = T_{S,out}; P = P_{S,out}]$$

$$Cp_{\text{steam}} := Cp \left[\text{'Water'}; T = \frac{T_{S,in} + T_{S,out}}{2}; P = \frac{P_{S,in} + P_{S,out}}{2} \right] \cdot \left| 0,238846 \cdot \frac{\text{BTU}/(\text{Lbm}^{\circ}\text{F})}{\text{KJ}/(\text{Kg}^{\circ}\text{K})} \right|$$

$$Q := \dot{m}_S \cdot [h_{S,out} - h_{S,in}] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right|$$

$$\text{Call BALANCE} [Q; T_{g,in}; \dot{m}_g; T_{g,out}; T_{\text{gas,med}}]$$

$$\text{Lookup} [\text{'Puntos de operación'}; z; 'T_g'] := T_{g,out}$$

$$\bar{T}_{\text{fin}} := 1,8 \cdot T_{g,out} + 32 \text{ } ^{\circ}\text{F}$$

Repeat

$$n_f := n_f + 1$$

Repeat

$$\text{Call TC} [\phi_o; \phi_i; N_T; N_w; N_r; St; Sl; w_f; h_f; \phi_s; \phi_f; n_s; t_f; f_s; \bar{T}_{\text{fin}}; Ad; T_{g,in}; T_{g,out}; \dot{m}_g; Q; n_f; T_{S,in}; P_{S,in}; P_{S,out}; \dot{m}_S; F; K_{\text{tube}}; K_{\text{fin}}; L; h_c; h_i; U_o; \dot{m}_{\text{steam}}; A_T; A_i; \phi_o; \phi_i; m; h_f; A; \Delta P_g; \Delta P_{\text{steam}}]$$

$$j := 1$$

$$T_S := T_{S,in}$$

$$\text{Lookup} [\text{'Temperatura del vapor'}; j; i] := T_S$$

$$\text{Lookup} [\text{'Temperatura del tubo'}; j; i] := 0$$

$$\text{Lookup} [\text{'Temperatura de la aleta'}; j; i] := 0$$

Repeat

$$j := 1 + j$$

$$T_S := \frac{U_o \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/\text{ft}^2}{1/\text{m}^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^{\circ}\text{F}}{1/\text{K}} \right| \cdot [T_{\text{gas,med}} - T_S] \cdot A_T}{\dot{m}_{\text{steam}} \cdot Cp_{\text{steam}}}$$

$$T_b := \frac{U_o \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{Btu/h}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/\text{ft}^2}{1/\text{m}^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right| \cdot [T_{\text{gas,med}} - T_s]}{\frac{1}{\frac{1}{h_i \cdot A_i} + \ln \left[\frac{\phi_o}{\phi_i} \right]} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K_{\text{tube}}}} + T_s$$

$$T_{\text{fin}} := T_{\text{gas,med}} - \left[\left(\frac{1}{\cosh \left[m \cdot \frac{h_f}{12} \right] + \frac{h_c}{m \cdot K_{\text{fin}}} \cdot \sinh \left[m \cdot \frac{h_f}{12} \right]} \right) \cdot (T_{\text{gas,med}} - T_b) \right]$$

Lookup ['Temperatura del vapor'; j ; i] := T_s

Lookup ['Temperatura del tubo'; j ; i] := T_b

Lookup ['Temperatura de la aleta'; j ; i] := T_{fin}

Until [j > ALTO - 6,5]

T_{f2} := **Lookup** ['Temperatura de la aleta'; 2 ; i]

T_{f32} := **Lookup** ['Temperatura de la aleta'; 32 ; i]

$$T_{\text{average,fin}} := 1,8 \cdot \left[\frac{T_{f2} + T_{f32}}{2} \right] + 32$$

$$\bar{T}_{\text{fin}} := \frac{\bar{T}_{\text{fin}} + T_{\text{average,fin}}}{2}$$

Until [$\bar{T}_{\text{fin}} - T_{\text{average,fin}} < 1$]

Until [L < ALTO - 6,5]

Lookup ['Resultados'; i ; 'Q'] := Q

Lookup ['Resultados'; i ; 'A_{SH2}'] := A

Lookup ['Resultados'; i ; 'L'] := L

Lookup ['Resultados'; i ; 'n_f'] := n_f

Lookup ['Resultados'; i ; 'h_i'] := h_i · $\left| 5,67826 \cdot \frac{\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}{\text{BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F})} \right|$

Lookup ['Resultados'; i ; 'h_c'] := h_c · $\left| 5,67826 \cdot \frac{\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})}{\text{BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{F})} \right|$

Lookup ['Resultados'; i ; 'U_o'] := U_o

Lookup ['Resultados'; i ; 'T_{bar,fin}'] := $\frac{\bar{T}_{\text{fin}} - 32}{1,8}$

Lookup ['Resultados'; i ; 'T_{average,fin}'] := $\frac{T_{\text{average,fin}} - 32}{1,8}$

Lookup ['Resultados'; i ; 'DELTAP_{g,SH2}'] := ΔP_g

Lookup ['Resultados'; i ; 'DELTAP_{steam,SH2}'] := ΔP_{steam}

If [T_{f32} < 500] Then

$$K_{\text{tube}} := k \left[\text{'Carbon}_{\text{steel}}' ; \frac{T_{\text{average;fin}} - 32}{1,8} \right] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

$$K_{\text{fin}} := k \left[\text{'Carbon}_{\text{steel}}' ; \frac{T_{\text{average;fin}} - 32}{1,8} \right] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{\text{W}} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

Until [i >= N]

Q_{total} := **SumLookup** ['Resultados' ; 1]

ΔP_{g;total} := **SumLookup** ['Resultados' ; 10]

ΔP_{steam;total} := **SumLookup** ['Resultados' ; 11]

End **DISEÑO**

SUBPROGRAM **BALANCE** (Q; T_{g;in}; m_g; T_{g;out}; T_{gas;med})

$$T_{\text{gas;med}} = \frac{T_{\text{g;in}} + T_{\text{g;out}}}{2}$$

$$C_{p_{\text{g;SH2}}} = \left[-4,91 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 + 0,0002993456 \cdot T_{\text{gas;med}} + 0,9918 \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right|$$

$$T_{\text{g;out}} = T_{\text{g;in}} - \frac{Q}{\dot{m}_{\text{g}} \cdot C_{p_{\text{g;SH2}}}}$$

END **BALANCE**

SUBPROGRAM **TC** (φ_o; φ_i; N_T; N_w; N_r; S_t; S_l; w_f; h_f; φ_s; φ_f; n_s; t_f; f_s; T_{fin}; Ad; T_{g;in}; T_{g;out}; m_g; Q; n_f; T_{S;in}; T_{S;out}; P_{S;in}; P_{S;out}; m_s; F; K_{tube}; K_{fin}; L; h_c; h_i; U_o; m_{steam}; A_T; A_i; φ_o; φ_i; m; h_f; A; ΔP_g; ΔP_{steam})

$$\bar{T}_{\text{gas}} = 1,8 \cdot \left[\frac{T_{\text{g;in}} + T_{\text{g;out}}}{2} \right] + 32 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{gas;med}} = \frac{T_{\text{g;in}} + T_{\text{g;out}}}{2} \text{ C}$$

$$C_{p_{\text{g}}} = \left[-4,91 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 + 0,0002993456 \cdot T_{\text{gas;med}} + 0,9918 \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right|$$

$$C_{p_{\text{gas}}} = 0,236719 + 0,0000723738 \cdot T_{\text{gas;med}} - 1,27066 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \text{ Btu}/(\text{Lb} \cdot ^\circ\text{F})$$

$$K_{\text{gas}} = 0,0139911 + 0,0000391688 \cdot T_{\text{gas;med}} - 6,4958 \times 10^{-9} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \text{ Btu}/(\text{ft} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F})$$

$$\mu_{\text{gas}} = 0,0417667 + 0,000105373 \cdot T_{\text{gas;med}} - 3,33134 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \text{ lb}/(\text{ft} \cdot \text{hr})$$

$$\rho_{\text{gas}} = 0,0671623 - 0,00011379 \cdot T_{\text{gas;med}} + 7,34903 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \text{ lb}/\text{ft}^3$$

$$\mu_{\text{s}} = \mathbf{Visc} \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{\text{S;in}} + T_{\text{S;out}}}{2} ; P = \frac{P_{\text{S;in}} + P_{\text{S;out}}}{2} \right]$$

$$Pr_{\text{s}} = \mathbf{Pr} \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{\text{S;in}} + T_{\text{S;out}}}{2} ; P = \frac{P_{\text{S;in}} + P_{\text{S;out}}}{2} \right]$$

$$K_s = k \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,in} + T_{S,out}}{2} ; P = \frac{P_{S,in} + P_{S,out}}{2} \right]$$

Áreas

$$A = [A_f + A_b] \cdot L \cdot N_T \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{m^2}{ft^2} \right|$$

$$A_T = A_f + A_b \quad ft^2/ft$$

$$A_f = \frac{\left[\frac{\pi}{2} \cdot (\phi_s^2 - \phi_o^2) + 2 \cdot w_f \cdot h_f \cdot n_s + (\pi \cdot \phi_s + 2 \cdot h_f \cdot n_s) \cdot t_f \right] \cdot n_f}{12} \quad ft^2/ft$$

$$A_b = \frac{\pi \cdot \phi_o \cdot [1 - n_f \cdot t_f]}{12} \quad ft^2/ft$$

Lado del gas

$$h_c = J \cdot G \cdot C_{p_{gas}} \cdot \left[\frac{K_{gas}}{\mu_{gas} \cdot C_{p_{gas}}} \right]^{0,67} \quad (\text{Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}))$$

$$J = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left[\frac{\phi_f}{\phi_o} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\bar{T}_{gas} + 460}{\bar{T}_{fin} + 460} \right]^{0,25} \quad \text{Coeficiente de Colburn}$$

$$C_1 = 0,053 \cdot \left[1,45 - 2,9 \cdot \left(\frac{\phi_o}{Sl} \right)^{2,3} \right] \cdot \frac{1}{Re^{0,21}}$$

$$C_3 = 0,25 + 0,6 \cdot \frac{1}{2,718 \left[\frac{0,26 \cdot h_f}{s} \right]}$$

$$C_5 = 1,1 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \frac{1}{2,718^{(0,7 \cdot Nr)}} \right] \cdot \frac{1}{2,718 \left[2 \cdot \frac{Sl}{St} \right]}$$

$$s = \frac{1}{n_f} - t_f$$

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_g \cdot \left| 7936,64 \cdot \frac{\text{Lbm/hr}}{\text{Kg/s}} \right|$$

$$G = \frac{\dot{m}_{gas}}{A_{net}}$$

$$A_{net} = A_d - A_o \cdot N_w \cdot L$$

$$A_o = \frac{\phi_o}{12} + \frac{2 \cdot n_f \cdot t_f \cdot h_f}{12}$$

$$Re = \frac{G \cdot \phi_o}{12 \cdot \mu_{gas}}$$

Lado del vapor

$$Re_D = \frac{4 \cdot \dot{m}_{S,i}}{\pi \cdot \phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right| \cdot \mu_s}$$

$$\dot{m}_{S,i} = \frac{\dot{m}_S}{N_T}$$

$$Nut_D = \frac{\frac{f_s}{8} \cdot [Re_D - 1000] \cdot Pr_s}{1 + 12,7 \cdot \left[\frac{f_s}{8} \right]^{0,5} \cdot [Pr_s^{0,666} - 1]}$$

$$h_i = \frac{Nut_D \cdot K_s}{\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|} \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{(Btu/h)}{W} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/ft^2}{1/m^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

$$h_{i,Ditus} = \frac{0,023 \cdot Re_D^{0,8} \cdot Pr_s^{0,4} \cdot K_s}{\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|} \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{(Btu/h)}{W} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/ft^2}{1/m^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ F}{1/K} \right|$$

Transferencia de calor

$$Q = U_o \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left[\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right]} \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{g,out} - T_{S,in} \text{ } ^\circ C$$

$$\Delta T_1 = T_{g,in} - T_{S,out} \text{ } ^\circ C$$

Coefficiente Global de Transferencia de Calor

$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{A_T}{h_i \cdot A_i} + \frac{ff_i \cdot A_T}{A_i} + ff_o + \frac{A_T}{A_w} \cdot \frac{\phi_o}{24 \cdot K_{tube}} \cdot \ln \left(\frac{\phi_o}{\phi_i} \right) + \frac{1}{\eta \cdot h_c} \right] \cdot \frac{1}{\left| 0,293071 \cdot \frac{W}{(Btu/h)} \right|}$$

$$\cdot \frac{1}{\left| 10,7639 \cdot \frac{1/m^2}{1/ft^2} \right|} \cdot \frac{1}{\left| 1,8 \cdot \frac{1/K}{1/^\circ F} \right|}$$

$$A_i = \frac{\pi \cdot \phi_i}{12}$$

$$A_w = \pi \cdot \left[\frac{\phi_o + \phi_i}{24} \right]$$

$$ff_i = 0,001$$

$$ff_o = 0,005$$

$$\eta = 1 - [1 - E] \cdot \frac{Af}{A_T}$$

$$m = \left[\frac{24 \cdot h_c}{K_{fin} \cdot t_f} \right]^{0,5}$$

$$E = \frac{\tanh \left[\frac{m \cdot h_f}{12} \right]}{m \cdot \frac{h_f}{12}}$$

$$\dot{m}_{\text{steam}} = \frac{\dot{m}_S \cdot \left| 7936,64 \cdot \frac{\text{Lbm/hr}}{\text{Kg/s}} \right|}{N_T}$$

Caída de Presión

Lado del gas

$$\Delta P_g = [f_g + a_g] \cdot \frac{G^2 \cdot Nr}{\rho_{\text{gas}} \cdot 1,083 \cdot 10^9}$$

$$f_g = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left[\frac{\phi_o + 2 \cdot h_f}{\phi_o} \right]^{0,5}$$

$$a_g = \left[\frac{1 + B^2}{4 \cdot Nr} \right] \cdot \left[\frac{1,8 \cdot T_{g,\text{out}} + 32 - (1,8 \cdot T_{g,\text{in}} + 32)}{460 + \bar{T}_{\text{gas}}} \right]$$

$$B = \frac{A_{\text{net}}}{Ad}$$

$$C_2 = 0,11 + 1,4 \cdot \frac{1}{\text{Re}^{0,4}}$$

$$C_4 = 0,08 \cdot \frac{1}{\left[0,15 \cdot \frac{\text{St}}{\phi_o} \right] \left[1,1 \cdot \left(\frac{h_f}{s} \right)^{0,15} \right]}$$

$$C_6 = 1,6 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \frac{1}{2,718^{(0,7 \cdot Nr)}} \right] \cdot \frac{1}{2,718 \left[2 \cdot \left(\frac{\text{St}}{\text{St}} \right)^2 \right]}$$

Lado del vapor

$$\Delta P_{\text{steam}} = \Delta P_f + \Delta P + \Delta P_s + \Delta P_{\text{acce}}$$

$$\Delta P_f = \frac{f_s \cdot \frac{\rho_{\text{steam}} \cdot L \cdot 0,3048 \cdot V_{\text{steam}}^2}{2 \cdot \phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right|}}{1000}$$

$$\rho_{\text{steam}} = \rho \left[\text{'Water'} ; T = \frac{T_{S,\text{in}} + T_{S,\text{out}}}{2} ; P = \frac{P_{S,\text{in}} + P_{S,\text{out}}}{2} \right]$$

$$\dot{V}_{\text{steam}} = V_{\text{steam}} \cdot \frac{\pi \cdot \left[\phi_i \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \right]^2}{4}$$

$$\dot{V}_{\text{steam}} = \frac{\dot{m}_{S,i}}{\rho_{\text{steam}}}$$

$$\Delta P = \frac{\rho_{\text{steam}} \cdot 9,81 \cdot L \cdot 0,3048}{1000}$$

$$\Delta P_s = 0$$

$$\Delta P_{\text{acce}} = \frac{\frac{\rho_{\text{steam}} \cdot V_{\text{steam}}^2}{2} \cdot K_{\text{acce}}}{1000}$$

$$K_{\text{acce}} = 32 \cdot f_s + 2 + 3$$

END TC

Datos

$$\dot{m}_s = 18,11 \text{ Kg/s}$$

$$F = 0,98$$

$$\dot{m}_g = 141 \text{ Kg/s}$$

$$N = 6 \text{ Economizadores}$$

Dimensiones del equipo

$$\text{Ancho} = 3 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$\text{Alto} = 11,735 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$\phi_o = 1,5 \text{ in}$$

$$\phi_i = \phi_o - 2 \cdot t$$

$$t = 0,095 \text{ in}$$

$$N_T = 3 \cdot N_w$$

$$N_w = 28 \text{ Tubos por fila}$$

$$N_r = 3 \text{ Filas de Tubos}$$

$$St = 101,6 \cdot \left| 0,03937 \cdot \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right|$$

$$Sl = 101,6 \cdot \left| 0,03937 \cdot \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right|$$

$$w_f = \frac{3}{16} \text{ in}$$

$$h_f = 1 / 2 \text{ in}$$

$$\phi_s = 2 \text{ in}$$

$$\phi_f = 3 \text{ in}$$

$$n_s = 34 \text{ Dientes por cada aleta}$$

$t_f = 0,05$ in Espesor de la aleta

$f_s = 0,023$

Ad = Ancho · Alto

Call **DISEÑO** [ϕ_o ; ϕ_i ; N_T ; N_w ; Nr ; St ; Sl ; w_f ; h_f ; ϕ_s ; ϕ_f ; n_s ; t_f ; f_s ; N ; Ad ; Alto ; \dot{m}_g ; \dot{m}_s ; F : Q_{total} ; $\Delta P_{g,total}$; $\Delta P_{steam,total}$]

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[radians]

Ad = 378,9

Ancho = 9,843 [ft]

$\Delta P_{steam,total} = 482,3$ [Kpa]

$f_s = 0,023$

$\dot{m}_g = 141$ [Kg/s]

N = 6

$n_s = 34$

$N_w = 28$

$\phi_i = 1,31$

$\phi_s = 2$

Sl = 4 [in]

$t = 0,095$

$w_f = 0,1875$

Alto = 38,5 [ft]

$\Delta P_{g,total} = 0,5683$ [in WC]

F = 0,98

$h_f = 0,5$

$\dot{m}_s = 18,11$ [Kg/s]

Nr = 3

$N_T = 84$

$\phi_f = 3$

$\phi_o = 1,5$

$Q_{total} = 1,135E+07$ [KW]

St = 4 [in]

$t_f = 0,05$

Lookup Table: Puntos de operación

	T_w [C]	P_w [KPa]	T_g [C]
Row 1	272,5	6690	296,4
Row 2	261	6671	289,5
Row 3	246,7	6653	281,2
Row 4	228,9	6634	271,1
Row 5	206,3	6615	258,7
Row 6	175	6597	242
Row 7	134,5	6578	220,8
Row 8			
Row 9			
Row 10			

Lookup Table: Temperatura del vapor

	$T_{w;1}$ [C]	$T_{w;2}$ [C]	$T_{w;3}$ [C]	$T_{w;4}$ [C]	$T_{w;5}$ [C]	$T_{w;6}$ [C]	$T_{w;7}$ [C]	$T_{w;8}$ [C]
Row 1	261	246,7	228,9	206,3	175	134,5		
Row 2	261,4	247,3	229,6	207,2	176,3	136,2		
Row 3	261,9	247,9	230,3	208,1	177,5	137,8		
Row 4	262,3	248,4	231	209	178,8	139,4		
Row 5	262,8	248,9	231,7	209,8	180	141		
Row 6	263,2	249,5	232,3	210,7	181,2	142,5		
Row 7	263,6	250	233	211,5	182,3	144		
Row 8	264	250,5	233,6	212,3	183,5	145,5		
Row 9	264,4	251	234,3	213,1	184,6	147		
Row 10	264,8	251,5	234,9	213,9	185,7	148,4		
Row 11	265,2	252	235,5	214,7	186,8	149,9		
Row 12	265,6	252,5	236,1	215,5	187,9	151,2		
Row 13	266	253	236,7	216,2	189	152,6		

Lookup Table: Temperatura del vapor

	T _{w;1}	T _{w;2}	T _{w;3}	T _{w;4}	T _{w;5}	T _{w;6}	T _{w;7}	T _{w;8}
	[C]							
Row 14	266,4	253,4	237,3	217	190	154		
Row 15	266,7	253,9	237,9	217,7	191	155,3		
Row 16	267,1	254,4	238,4	218,4	192	156,6		
Row 17	267,5	254,8	239	219,1	193	157,9		
Row 18	267,8	255,2	239,6	219,8	194	159,1		
Row 19	268,2	255,7	240,1	220,5	195	160,4		
Row 20	268,5	256,1	240,7	221,2	195,9	161,6		
Row 21	268,9	256,5	241,2	221,9	196,8	162,8		
Row 22	269,2	257	241,7	222,5	197,7	163,9		
Row 23	269,6	257,4	242,2	223,2	198,6	165,1		
Row 24	269,9	257,8	242,7	223,8	199,5	166,2		
Row 25	270,2	258,2	243,2	224,5	200,4	167,3		
Row 26	270,5	258,6	243,7	225,1	201,2	168,4		
Row 27	270,8	259	244,2	225,7	202	169,5		
Row 28	271,2	259,3	244,7	226,3	202,9	170,6		
Row 29	271,5	259,7	245,1	226,9	203,7	171,6		
Row 30	271,8	260,1	245,6	227,5	204,5	172,6		
Row 31	272,1	260,5	246,1	228	205,2	173,6		
Row 32	272,4	260,8	246,5	228,6	206	174,6		
Row 33	272,6	261,2	247	229,2	206,8	175,6		
Row 34								

Lookup Table: Temperatura del tubo

	T _{b;1}	T _{b;2}	T _{b;3}	T _{b;4}	T _{b;5}	T _{b;6}	T _{b;7}	T _{b;8}
	[C]							
Row 1	0	0	0	0	0	0		
Row 2	262,6	248,7	231,4	209,5	179	140		
Row 3	263	249,3	232,1	210,3	180,2	141,5		
Row 4	263,5	249,8	232,7	211,2	181,4	143,1		
Row 5	263,9	250,3	233,4	212	182,6	144,6		
Row 6	264,3	250,8	234	212,8	183,7	146,1		
Row 7	264,7	251,3	234,6	213,6	184,9	147,5		
Row 8	265,1	251,8	235,3	214,4	186	149		
Row 9	265,5	252,3	235,9	215,2	187,1	150,4		
Row 10	265,9	252,8	236,5	215,9	188,1	151,7		
Row 11	266,2	253,2	237,1	216,7	189,2	153,1		
Row 12	266,6	253,7	237,6	217,4	190,2	154,5		
Row 13	267	254,2	238,2	218,1	191,2	155,8		
Row 14	267,3	254,6	238,8	218,9	192,2	157,1		
Row 15	267,7	255,1	239,3	219,6	193,2	158,3		
Row 16	268,1	255,5	239,9	220,3	194,2	159,6		
Row 17	268,4	255,9	240,4	220,9	195,2	160,8		
Row 18	268,8	256,4	241	221,6	196,1	162		
Row 19	269,1	256,8	241,5	222,3	197	163,2		
Row 20	269,4	257,2	242	222,9	197,9	164,4		
Row 21	269,8	257,6	242,5	223,6	198,8	165,5		
Row 22	270,1	258	243	224,2	199,7	166,6		
Row 23	270,4	258,4	243,5	224,8	200,5	167,7		
Row 24	270,7	258,8	244	225,5	201,4	168,8		
Row 25	271	259,2	244,5	226,1	202,2	169,9		
Row 26	271,4	259,6	245	226,7	203	171		
Row 27	271,7	259,9	245,4	227,2	203,8	172		
Row 28	272	260,3	245,9	227,8	204,6	173		
Row 29	272,2	260,7	246,3	228,4	205,4	174		

Lookup Table: Temperatura del tubo

	$T_{b,1}$	$T_{b,2}$	$T_{b,3}$	$T_{b,4}$	$T_{b,5}$	$T_{b,6}$	$T_{b,7}$	$T_{b,8}$
	[C]							
Row 30	272,5	261	246,8	228,9	206,2	175		
Row 31	272,8	261,4	247,2	229,5	206,9	176		
Row 32	273,1	261,7	247,7	230	207,6	176,9		
Row 33	273,4	262,1	248,1	230,6	208,4	177,8		
Row 34								

Lookup Table: Temperatura de la aleta

	$T_{f,1}$	$T_{f,2}$	$T_{f,3}$	$T_{f,4}$	$T_{f,5}$	$T_{f,6}$	$T_{f,7}$	$T_{f,8}$
	[C]							
Row 1	0	0	0	0	0	0		
Row 2	267,2	254,2	238	217,5	188,3	151,6		
Row 3	267,6	254,6	238,5	218,2	189,3	153		
Row 4	267,9	255,1	239,1	219	190,4	154,3		
Row 5	268,3	255,5	239,6	219,7	191,4	155,7		
Row 6	268,6	255,9	240,2	220,4	192,4	156,9		
Row 7	269	256,4	240,7	221	193,4	158,2		
Row 8	269,3	256,8	241,3	221,7	194,3	159,5		
Row 9	269,6	257,2	241,8	222,4	195,3	160,7		
Row 10	270	257,6	242,3	223	196,2	161,9		
Row 11	270,3	258	242,8	223,7	197,1	163,1		
Row 12	270,6	258,4	243,3	224,3	198	164,3		
Row 13	270,9	258,8	243,8	224,9	198,9	165,4		
Row 14	271,2	259,2	244,3	225,5	199,8	166,5		
Row 15	271,5	259,6	244,7	226,1	200,7	167,7		
Row 16	271,8	259,9	245,2	226,7	201,5	168,7		
Row 17	272,1	260,3	245,7	227,3	202,3	169,8		
Row 18	272,4	260,7	246,1	227,9	203,1	170,9		
Row 19	272,7	261	246,6	228,5	203,9	171,9		
Row 20	273	261,4	247	229	204,7	172,9		
Row 21	273,3	261,7	247,5	229,6	205,5	173,9		
Row 22	273,5	262,1	247,9	230,1	206,3	174,9		
Row 23	273,8	262,4	248,3	230,6	207	175,9		
Row 24	274,1	262,7	248,7	231,2	207,7	176,8		
Row 25	274,4	263,1	249,1	231,7	208,5	177,8		
Row 26	274,6	263,4	249,5	232,2	209,2	178,7		
Row 27	274,9	263,7	249,9	232,7	209,9	179,6		
Row 28	275,1	264	250,3	233,2	210,6	180,5		
Row 29	275,4	264,3	250,7	233,7	211,2	181,3		
Row 30	275,6	264,6	251,1	234,2	211,9	182,2		
Row 31	275,9	264,9	251,5	234,6	212,6	183		
Row 32	276,1	265,2	251,8	235,1	213,2	183,9		
Row 33	276,3	265,5	252,2	235,5	213,8	184,7		
Row 34								

Lookup Table: Resultados

	Q	A_{SH2}	L	n_f	h_i	h_c	U_o	\bar{T}_{fin}	$T_{average,fin}$
	[W]	[mts ²]	[ft]		[W/(m ² *K)]	[W/(m ² *K)]	[W/(m ² *K)]	[C]	[C]
Row 1	1,049E+06	1003	31,93	4	3820	61,14	40,84	272	271,7
Row 2	1,256E+06	1004	31,94	4	3699	61,07	40,71	260	259,7
Row 3	1,521E+06	1004	31,94	4	3559	60,97	40,5	245,3	244,9
Row 4	1,866E+06	1004	31,95	4	3389	60,89	40,23	226,8	226,3
Row 5	2,507E+06	1222	31,74	5	3160	54,73	35,22	201,3	200,7

Lookup Table: Resultados

	Q [W]	A_{SH2} [mts ²]	L [ft]	n_f	h_i [W/(m ² *K)]	h_c [W/(m ² *K)]	U_o [W/(m ² *K)]	T_{fin} [C]	T_{average;fin} [C]
Row 6	3,159E+06	1221	31,71	5	2825	54,68	34,6	168	167,7
Row 7									
Row 8									

Lookup Table: Resultados

	ΔP_{g;SH2} [in.W.C.]	ΔP_{steam;SH2} [KPa]
Row 1	0,09888	74,49
Row 2	0,09707	76,52
Row 3	0,09485	78,79
Row 4	0,09213	81,39
Row 5	0,09517	83,86
Row 6	0,09021	87,28
Row 7		
Row 8		

APÉNDICE I

**CÓDIGO DE EES: PROGRAMA DE DISEÑO TÉRMICO
DEL EVAPORADOR DEL HRSG #2.**

"Diseño del Evaporador"

```
PROCEDURE EVAP(CR_bar;N;ALTO;ANCHO;m_dot_g;m_dot_fw;T_fw;h_fw;m_dot_st;P_fw;T_st;h_st;m_dot_bd;T_bd
;h_bd;CR_average;Q_total;DELTAP_g_total)
```

```
{----- Balance de energía en domo principal de vapor-----}
```

```
x_bar=1/CR_bar
h_f=ENTHALPY(Water;x=0;T=T_st)*CONVERT(KJ;J)
h_r=x_bar*h_st+(1-x_bar)*h_f
h_dw=(CR_bar*h_r+(m_dot_fw/m_dot_st)*h_fw-h_st-(m_dot_bd/m_dot_st)*h_bd)/CR_bar
v_dw=VOLUME(Water;h=h_dw/1000;P=P_fw)*CONVERT(m^3/kg;ft^3/Lbm)
```

```
{-----}
```

```
CR=7
```

```
i=0
```

```
REPEAT
```

```
  i=i+1
```

```
  z=i+1
```

```
  {Puntos de operación}
```

```
  m_dot_s=lookup('Puntos de operación'; i;1)
```

```
  T_g_in=lookup('Puntos de operación'; i;2)
```

```
  REPEAT
```

```
    CR=CR+0,1
```

```
    n_f_evap=3
```

```
{----- Balance de energía circuito de vapor----- }
```

```
  x=1/CR
```

```
  h=x*h_st+(1-x)*h_f
```

```
  Q_evap=CR*m_dot_s*(h-h_dw)
```

```
  CALL BALANCE(Q_evap;T_g_in;m_dot_g:T_g_out;T_gas_med)
```

```
  lookup('Puntos de operación'; z;2)=T_g_out
```

```
{-----}
```

```
  REPEAT
```

```
    n_f_evap=n_f_evap+1
```

```
    CALL TC(ALTO;ANCHO;T_g_out;T_g_in;m_dot_g;Q_evap;n_f_evap;T_st;h_st;P_fw;h_f;m_dot_s;CR;L;h_c;h_i
```

```
;Uo;A;A_T_evap;N_T;T_gas_med;T_fin;T_b;A;DELTAP_g;L_dw;m_dot_dw;N_dw;N_riser;phi_dw;G_evap;phi_i_evap;phi_riser
;L_riser;h_riser;m_dot_evap;x_c)
```

```
    j=1
```

```
    h=h_dw
```

```
    REPEAT
```

```
      j=1+j
```

```
      h=(Uo*(T_gas_med-T_st)*A_T_evap*(CONVERT(ft^2;m^2))*((N_T)/(CR*m_dot_s)))+h
```

```
      x_i=(h/h_st-h_f/h_st)/(1-h_f/h_st)
```

```
      lookup('Distribución calidad del vapor'; j;i)=x_i*100
```

```
    UNTIL j>ALTO-6,5
```

```
  UNTIL L<(ALTO-6,5)
```

```
  CALL CIRCULA(L_dw;v_dw;m_dot_dw;N_dw;N_riser;phi_dw;m_dot_evap;CR;P_fw;L;h_f;h_dw;G_evap
```

```
;phi_i_evap;phi_riser;L_riser;h_riser;DELTAP_dw;DELTAPg_Lb;DELTAPf_Lb;DELTAPa_evap;DELTAPf_evap;DELTAPg_evap
;DELTAPf_riser;DELTAPg_riser;DELTAP_evap;DELTAP)
```

```
  UNTIL DELTAP- DELTAP_evap<0,001
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;1)=Q_evap
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;2)=A
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;3)=L
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;4)=n_f_evap
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;5)=h_i*CONVERT(BTU/(hr*ft^2*F);W/(m^2*K))
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;6)=h_c*CONVERT(BTU/(hr*ft^2*F);W/(m^2*K))
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;7)=Uo
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;8)=T_fin
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;9)=T_b
```

```
  lookup('Resultados TC'; i;10)=DELTAP_g
```

```
{ lookup('Resultados TC'; i;10)=x_c*100}
```

```
  lookup('Resultados Circulación'; i;1)=DELTAP_dw
```

```
  lookup('Resultados Circulación'; i;2)=DELTAPg_Lb
```

```

lookup('Resultados Circulación'; i;3)=DELTAPf_Lb
lookup('Resultados Circulación'; i;4)=DELTAPa_evap
lookup('Resultados Circulación'; i;5)=DELTAPf_evap
lookup('Resultados Circulación'; i;6)=DELTAPg_evap
lookup('Resultados Circulación'; i;7)=DELTAPf_riser
lookup('Resultados Circulación'; i;8)=DELTAPg_riser
lookup('Resultados Circulación'; i;9)=DELTAP_evap
lookup('Resultados Circulación'; i;10)=DELTAP
lookup('Resultados Circulación'; i;11)=CR
lookup('Resultados Circulación'; i;12)=x*100
lookup('Resultados Circulación'; i;13)=CR*(m_dot_s)
UNTIL i>=N
m_dot_total=sumLookup('Resultados Circulación'; 13;1;i)
CR_average=m_dot_total/(m_dot_st)
Q_total=sumLookup('Resultados TC'; 1;1;i)
DELTAP_g_total=sumLookup('Resultados TC'; 10;1;i)
END

SUBPROGRAM BALANCE(Q_evap;T_g_in;m_dot_g;T_g_out;T_gas_med)
T_gas_med=(T_g_in+T_g_out)/2
Cp_g=(-0,0000000491*T_gas_med^2+0,0002993456*T_gas_med+0,9917907121)*CONVERT(KJ;J)
T_g_out=T_g_in-(Q_evap/(m_dot_g*Cp_g))
END

SUBPROGRAM CIRCULA(L_dw;v_dw;m_dot_dw;N_dw;N_riser;phi_dw;m_dot_evap;CR;P_fw;L;h_f;h;h_dw;G_evap;phi_i_evap
;phi_riser;L_riser;h_riser;DELTAP_dw;DELTAPg_Lb;DELTAPf_Lb;DELTAPa_evap;DELTAPf_evap;DELTAPg_evap;DELTAPf_riser
;DELTAPg_riser;DELTAP_evap;DELTAP)
"Cabezal disponible"
DELTAP=L_dw/(v_dw*144)
"Circulación Evaporador Sección1"
"Pérdida de presión por fricción en los downcomers"
DELTAP_dw=((3,36/10^6)*f_dw*L_e_dw*v_dw*(m_dot_dw/N_dw)^2)/((phi_dw*12)^5)
x=1/CR
f_dw=0,015
Re_dw=((4*((m_dot_dw/N_dw)^2)/(pi*phi_dw*CONVERT(ft;m)*mu_dw)) {Estimación Turbulento}
mu_dw=VISCOSITY(Water;h=h_dw/1000;P=P_fw)
L_e_dw=L_dw+32*(phi_dw)+L_salida+L_entradas
k_salida=f_dw*(L_salida/phi_dw)
k_salida=0,8
k_entradas=f_dw*(L_entradas/phi_entradas)
k_entradas=0,8
phi_entradas=4*CONVERT(in;ft)
"Boiling height"
L_b/L=(m_dot_dw*(h_f-h_dw))/(m_dot_dw*(h-h_dw))
"Pérdida por gravedad en L_b"
DELTAPg_Lb=L_b/(v_dw*144)
"Pérdida por fricción en L_b"
DELTAPf_Lb=((3,36/10^6)*f*L_b*v_dw*(m_dot_evap)^2)/((phi_i_evap)^5)
f=0,021
"Pérdidas de presión del flujo bifásico en el evaporador"
"Pérdida por aceleración"
DELTAPa_evap=(1,664/(10^11))*v_f*G_evap^2*r_2
v_f=VOLUME(Water;x=0;P=P_fw)*CONVERT(m^3/kg;ft^3/Lbm)
r_2=-0,0300368 + 13,1572*x - 0,875214*x^2+ 9,464*x^3
{r_2=1,4}
"Pérdida por fricción"
DELTAPf_evap=(4/10^10)*v_f*((L-L_b)/phi_i_evap)*G_evap^2*r_3
r_3=0,870713 + 24,0583*x - 366,443*x^2 + 3876,8*x^3 - 16881,9*x^4 + 25086,9*x^5
{r_3=2}

```

"Pérdida por gravedad"

$$\text{DELTA}P_g\text{_{evap}}=(6,944/(10^3))*((L-L_b)*r_4)/v_f$$

$$r_4=1,02912 - 7,76898*x + 65,1675*x^2 - 287,528*x^3 + 446,913*x^4$$

$$\{r_4=0,68\}$$

"Pérdidas de presión del flujo bifásico en los risers"

"Pérdida por fricción"

$$\text{DELTA}P_f\text{_{riser}}=f\text{_{riser}}*((12*L_e\text{_{riser}})/(\phi\text{_{riser}}))*G\text{_{riser}}^2*((v_f*r_f)/(2*g*144))$$

$$f\text{_{riser}}=0,017$$

$$L_e\text{_{riser}}=L\text{_{riser}}+16*(\phi\text{_{riser}}/12)+L\text{_{riser_entrada}}$$

$$k\text{_{entradas_riser}}=f\text{_{riser}}*(12*L\text{_{riser_entrada}}/\phi\text{_{riser}})$$

$$k\text{_{entradas_riser}}=0,8$$

$$G\text{_{riser}}=(m\text{_{dot_riser}}*\text{CONVERT}(1/\text{hr};1/\text{s}))*4/(\pi*(\phi\text{_{riser}}/12)^2)$$

$$m\text{_{dot_riser}}=m\text{_{dot_dw}}/N\text{_{riser}}$$

$$g=9,8*\text{CONVERT}(m/\text{s}^2;\text{ft}/\text{s}^2)$$

$$r_f=1,05835 + 16,9658*x - 2,46644*x^2 + 138,163*x^3 - 389,989*x^4$$

$$\{r_f=3\}$$

"Pérdida por gravedad"

$$\text{DELTA}P_g\text{_{riser}}=(((1/v_f)*(1-\alpha))+((1/v_g)*(\alpha)))*(h\text{_{riser}}/144)$$

$$\{\alpha=0,6\}$$

$$\alpha=1/((1+A*((1-X)/(x))^p*(\rho_v/\rho_f)^q*(\mu_l/\mu_v)^r))$$

$$A=1$$

$$p=1$$

$$q=0,89$$

$$r=0,18$$

$$\rho_v=\text{DENSITY}(\text{WATER};X=1;P=P\text{_{fw}})$$

$$\rho_f=\text{DENSITY}(\text{WATER};X=0;P=P\text{_{fw}})$$

$$\mu_l=\text{VISCOSITY}(\text{WATER};X=0;P=P\text{_{fw}})$$

$$\mu_v=\text{VISCOSITY}(\text{WATER};X=1;P=P\text{_{fw}})$$

$$v_g=\text{VOLUME}(\text{Water};x=1;P=P\text{_{fw}})*\text{CONVERT}(m^3/\text{kg};\text{ft}^3/\text{Lbm})$$

"Pérdida en el domo principal de vapor"

$$\text{DELTA}P\text{_{domo}}=0,4$$

"Pérdidas Totales"

$$\text{DELTA}P\text{_{evap}}=\text{DELTA}P\text{_{dw}}+\text{DELTA}P\text{_{g_Lb}}+\text{DELTA}P\text{_{f_Lb}}+\text{DELTA}P\text{_{a_evap}}+\text{DELTA}P\text{_{f_evap}}+\text{DELTA}P\text{_{g_evap}}+\text{DELTA}P\text{_{f_riser}}$$

$$+\text{DELTA}P\text{_{g_riser}}+\text{DELTA}P\text{_{domo}}$$

END

SUBPROGRAMTC(ALTO;ANCHO;T_g_out;T_g_in;m_dot_g;Q_evap;n_f_evap;T_st;h_st;P_fw;h_f;m_dot_s;CR:L;h_c;h_i;Uo;A
;A_T_evap;N_T;T_gas_med;T_fin;T_b;A;DELTA P_g;L_dw;m_dot_dw;N_dw;N_riser;phi_dw;G_evap;phi_i_evap;phi_riser;L_riser
;h_riser;m_dot_evap;x_c)

"Propiedades del gas"

$$T\text{_{bar_gas}}=1,8*((T\text{_{g_in}}+T\text{_{g_out}})/2)+32 \text{ "°F"}$$

$$T\text{_{gas_med}}=(T\text{_{g_in}}+T\text{_{g_out}})/2 \text{ "°C"}$$

$$Cp_g=(-0,0000000491*T\text{_{gas_med}}^2+0,0002993456*T\text{_{gas_med}}+0,9917907121)*\text{CONVERT}(\text{KJ};\text{J})$$

$$Cp\text{_{gas}}=0,236719+0,0000723738*T\text{_{gas_med}}-1,27066E-08*T\text{_{gas_med}}^2 \text{ "Btu}/(\text{Lb}*\text{°F})"$$

$$K\text{_{gas}}=0,0139911+0,0000391688*T\text{_{gas_med}}-6,4958E-09*T\text{_{gas_med}}^2 \text{ "Btu}/(\text{ft}*\text{hr}*\text{°F})"$$

$$\mu\text{_{gas}}=0,0417667+0,000105373*T\text{_{gas_med}}-3,33134E-08*T\text{_{gas_med}}^2 \text{ "lb}/(\text{ft}*\text{hr})"$$

$$\rho\text{_{gas}}=0,0671623-0,00011379*T\text{_{gas_med}}+7,34903E-08*T\text{_{gas_med}}^2 \text{ "lb}/\text{ft}^3"$$

"Áreas"

$$A=(A_f\text{_{evap}}+A_b\text{_{evap}})*L*N_T*\text{CONVERT}(\text{Ft}^2;\text{m}^2)$$

$$A_T\text{_{evap}}=(A_f\text{_{evap}}+A_b\text{_{evap}}) \text{ "ft}^2/\text{ft}^2"$$

$$A_f\text{_{evap}}=(((\pi/2)*(\phi_s\text{_{evap}}^2-\phi_o\text{_{evap}}^2)))+(2*w_f\text{_{evap}}*h_f\text{_{evap}}*n_s\text{_{evap}})+((\pi*\phi_s\text{_{evap}}+2*h_f\text{_{evap}}*n_s\text{_{evap}})*t_f\text{_{evap}})*n_f\text{_{evap}}/12 \text{ "ft}^2/\text{ft}^2"$$

$$A_b\text{_{evap}}=(\pi*\phi_o\text{_{evap}}*(1-n_f\text{_{evap}}*t_f\text{_{evap}}))/12 \text{ "ft}^2/\text{ft}^2"$$

"Diseño"

"Coeficiente Convectivo Lado del Gas"

$$h_c=J*G_g*Cp\text{_{gas}}*(K\text{_{gas}}/(\mu\text{_{gas}}*Cp\text{_{gas}}))^0,67 \text{ "Btu}/(\text{hr}*\text{ft}^2*\text{°F})"$$

$$J=C_1*C_3*C_5*((\phi_f\text{_{evap}}/\phi_o\text{_{evap}})^0,5)*((T\text{_{bar_gas}}+460)/(T\text{_{bar_fin}}+460))^0,25 \text{ "Coeficiente de Colburn"}$$

$$T\text{_{bar_fin}}=1,8*(T\text{_{fin}})+32$$

{En línea}

$$C_1=0,053*(1,45-2,9*(\phi_{o_evap}/Sl_{evap})^2,3)*(1/Re_g^{0,21})$$

$$C_3=0,25+0,6*(1/(2,718^{((0,26*h_f_{evap})/s_{evap}))))$$

$$C_5=1,1-(0,75-1,5*(1/(2,718^{(0,7*Nr_{evap}))))*(1/(2,718^{(2*Sl_{evap}/St_{evap}))))$$

{Escalonado}

$$\{C_1=0,091/(Re_g)^{0,25}$$

$$C_3=0,35+0,65/(2,718^{((0,17*h_f_{evap})/s_{evap}))}$$

$$C_5=0,7+(0,7-0,8/(2,718^{(0,15*Nr_{evap}^2)}))*(1/(2,718^{(Sl_{evap}/(St_{evap}))))\}$$

$$s_{evap}=(1/n_f_{evap})-t_f_{evap}$$

$$G_g=m_{dot_gas}/(A_{net})$$

$$A_{net}=Ad_{evap}-A_{o_evap}*N_w_{evap}*L$$

$$A_{o_evap}=\phi_{o_evap}/12+((2*n_f_{evap}*t_f_{evap}*h_f_{evap})/(12))$$

$$Ad_{evap}=Ancho*Alto$$

$$m_{dot_gas}=m_{dot_g}*CONVERT(Kg/s;Lbm/hr)$$

$$Re_g=(G_g*\phi_{o_evap})/(12*\mu_{gas})$$

$$Nr=Nr_{evap}$$

"Lado del vapor"

$$h_i=(h_{mic}+h_{mac})*CONVERT(W;(Btu/h))*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/°F)$$

$$h_{mic}=0,00122*((k_f^{0,79}*Cp_f^{0,45}*\rho_f^{0,49})/(\sigma^{0,5}*\mu_f^{0,29}*\lambda^{0,24}*\rho_g^{0,24}))*(DELTA_{mic})^{0,24}$$

$$*(DELTA_{mic})^{0,75}*S_{mic}$$

$$k_f=CONDUCTIVITY(Water;P=P_{fw};x=0)$$

$$Cp_f=SPECHEAT(Water;P=P_{fw};x=0)*1000$$

$$\rho_f=DENSITY(Water;P=P_{fw};x=0)$$

$$\sigma=SURFACETENSION(Water;T=T_b)$$

$$\mu_f=VISCOSITY(Water;x=0;P=P_{fw})$$

$$\mu_g=VISCOSITY(Water;x=1;P=P_{fw})$$

$$\lambda=h_{st}-h_f$$

$$x=1/CR$$

$$DELTA_{mic}=T_b-T_{st}$$

$$DELTA_{mic}=DELTA_{mic}*\lambda*\rho_g/(T_{st}+273)$$

$$\rho_g=DENSITY(Water;P=P_{fw};x=1)$$

$$S_{mic}=1/(1+(2,53/10^6)*(Re_i)^{1,17})$$

$$Re_i=(G_{evap}*CONVERT(Lbm/(hr*ft^2);Kg/(m^2*s)))*(\phi_{i_evap}*CONVERT(in;m))*(1-x)*F1^{1,25}/\mu_f$$

$$G_{evap}=(m_{dot_evap})^4/(\pi*(\phi_{i_evap}/12)^2)$$

$$m_{dot_evap}=m_{dot_dw}/(N_T)$$

$$m_{dot_dw}=CR*m_{dot_s}*CONVERT(Kg/s;Lbm/hr)$$

$$1/(X_{tt})=(x/(1-x))^{0,9}*(\rho_f/\rho_g)^{0,5}*(\mu_g/\mu_f)^{0,1}$$

$$F1=2,35*(0,213+(1/X_{tt}))^{0,736}$$

$$h_{mac}=(0,023*(Re_i)^{0,8}*(Pr_f)^{0,4}*k_f*F_{o1})/((\phi_{i_evap}*CONVERT(in;m)))$$

$$Pr_f=(\mu_f*Cp_f)/k_f$$

$$F_{o1}=F1*(1-x)^{0,8}$$

"Transferencia de calor"

$$Q_{evap}=U_o*A*F_{evap}*DELTA_{LM}$$

$$DELTA_{LM}=(DELTA_{1}-DELTA_{2})/(\ln(DELTA_{1}/DELTA_{2})) \text{ "°C"}$$

$$DELTA_{2}=T_{g_out}-T_{st} \text{ "°C"}$$

$$DELTA_{1}=T_{g_in}-T_{st} \text{ "°C"}$$

$$F_{evap}=1$$

"Coeficiente Global de Transferencia de Calor"

$$(1/U_o)=(((A_{T_evap})/(h_i*A_{i_evap}))+ff_{i_evap}*(A_{T_evap})/(A_{i_evap}))+ff_{o_evap}+(A_{T_evap}/A_{w_evap})*(\phi_{o_evap}/(24$$

)

$$A_{i_evap}=(\pi*\phi_{i_evap})/12$$

$$A_{w_evap}=\pi*(\phi_{o_evap}+\phi_{i_evap})/24$$

$$ff_{i_evap}=0,0012$$

$$ff_{o_evap}=0,0055$$

$$\eta=1-(1-E)*(A_{f_evap}/A_{T_evap})$$

$$m=((24*h_c)/(K_{fin}*t_f_{evap}))^{0,5}$$

$$E=(\tanh((m*h_f_{evap})/(12)))/(m*h_f_{evap}/12)$$

$$\{\eta_{SH2}=0,82\}$$

$K_{tube}=k_{('Carbon_steel'; T_b)}*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/^{\circ}F)$

$K_{fin}=k_{('Carbon_steel'; T_{fin})}*CONVERT(W;BTU/hr)*CONVERT(1/m;1/ft)*CONVERT(1/K;1/^{\circ}F)$

"Temperaturas de Pared y Aletas respectivamente"

$U_o*CONVERT(W;Btu/h)*CONVERT(1/m^2;1/ft^2)*CONVERT(1/K;1/^{\circ}F)*(T_{gas_med}-T_{st})=1/((1/h_i)+(Ln(phi_o_evap/phi_i_evap)*$
 $(phi_o_evap/(24*K_{tube}))))*(T_b-T_{st})$

$(T_{gas_med}-T_{fin})/(T_{gas_med}-T_b)=1/((cosh(m*(h_f_evap/12)))+(h_c/(m*K_{fin}))*sinh(m*(h_f_evap/12))))$ "Calidad Crítica"

"Calidad Crítica"

$x_c=46*(1/(1000*q)^0,125)*(1/(G_evap*CONVERT(Lbm/(hr*ft^2);Kg/(m^2*s)))^0,333)*(1/(1000*phi_i_evap*CONVERT(in;m))^0,07$
 $)*(1/(2,718^{(0,0255*(P_{fw}/1000))}))$

$q=(Q_evap*CONVERT(W;kW))/((A_i_evap*L*N_T*CONVERT(ft^2;m^2)))$

"Caída de Presión"

"Lado del gas"

$DELTA P_g=(f_g+a_g)*((G_g^2*N_r)/(rho_gas*1,083*10^9))$

$f_g=C_2*C_4*C_6*((phi_o_evap+2*h_f_evap)/(phi_o_evap))^0,5$

$a_g=((1+B^2)/(4*N_r))*(((1,8*T_{g_out}+32)-(1,8*T_{g_in}+32))/(460+T_{bar_gas}))$

$B=A_{net}/A_{d_evap}$

{En línea}

$C_2=0,11+1,4*(1/(Re_g^0,4))$

$C_4=0,08*(1/(0,15*(St_evap/phi_o_evap)))^{(1,1*(h_f_evap/s_evap)^0,15)}$

$C_6=1,6-(0,75-1,5*(1/(2,718)^{(0,7*N_r_evap)}))*(1/(2,718^{(2*(Sl_evap/St_evap)^2)}))$

{Escalonado}

$C_2=0,075+(1,85/Re_g^0,3)$

$C_4=0,11/(0,05*(St_evap/phi_o_evap))^{(0,7*(h_f_evap/s_evap)^0,2)}$

$C_6=1,1+(1,8-2,1/(2,718)^{(0,15*N_r^2)})*(1/(2,718^{(2*(Sl_evap/St_evap))})-(0,7-0,8/(2,718)^{(0,15*N_r_evap^2)})*(1/(2,718^{(0,6*(Sl_evap/St_evap))})))$

{- }

"Dimensiones del equipo"

$phi_dw=6*(CONVERT(in;ft))$ "ft"

$phi_o_evap=1,5$ "in"

$phi_i_evap=phi_o_evap-2*t_evap$

$phi_riser=6$ "in"

$t_evap=0,095$ "in"

$N_T=N_T_evap$

$N_T_evap=N_w_evap*3$

$N_w_evap=28$ "Tubos por fila"

$N_r_evap=3$ "Filas de Tubos Total"

$N_dw=1$ "Downcomers por circuito de vapor"

$N_riser=1$ "Risers por circuito de vapor"

$L_dw=13,5*CONVERT(m;ft)$ "ft"

$L_riser=6*CONVERT(m;ft)$ "ft"

$h_riser=3,5*CONVERT(m;ft)$ "ft"

$St_evap=101,6*CONVERT(mm;in)$ "in"

$Sl_evap=101,6*CONVERT(mm;in)$ "in"

$w_f_evap=3/16$ "in" {ancho de aleta}

$h_f_evap=1/2$ "in" {altura de la aleta}

$phi_s_evap=2$ "in"

$phi_f_evap=3$ "in"

$n_s_evap=34$ "Dientes por cada aleta"

$t_f_evap=0,05$ "in" "Espesor de la aleta"

{- }

END

{- }

"Datos"

$m_dot_fw=18,21$ "Kg/s"

$T_fw=272,5$ "°C"

$P_fw=6559$ "Kpa"

```

h_fw=1196,95*CONVERT(KJ;J) "J"
m_dot_st=17,85"Kg/s"
T_st=281,5"C"
h_st=2777,40*CONVERT(KJ;J) "J"
m_dot_bd=0,36"Kg/s"
T_bd=281,5"C"
h_bd=1243,89*CONVERT(KJ;J) "J"
m_dot_g=141"Kg/s"
Ancho=3*CONVERT(m;ft)"ft"
Alto=11,735*CONVERT(m;ft) "ft"
N=9
CR_bar=17,3
{-.....}

CALL EVAP(CR_bar;N;ALTO;ANCHO;m_dot_g;m_dot_fw;T_fw;h_fw;m_dot_st;P_fw;T_st;h_st;m_dot_bd;T_bd;h_bd;CR_average
;Q_total;DELTAP_g_total)

```

Diseño del Evaporador

Procedure **EVAP** (\overline{CR} ; N; ALTO; ANCHO; \dot{m}_g ; \dot{m}_{fw} ; T_{fw} ; h_{fw} ; \dot{m}_{st} ; P_{fw} ; T_{st} ; h_{st} ; \dot{m}_{bd} ; T_{bd} ; h_{bd} ; $CR_{average}$; Q_{total} ; $\Delta P_{g,total}$)

$$\bar{x} := \frac{1}{\overline{CR}}$$

$$h_f := h \left[\text{'Water'} ; x = 0 ; T = T_{st} \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{J}{KJ} \right|$$

$$h_r := \bar{x} \cdot h_{st} + [1 - \bar{x}] \cdot h_f$$

$$h_{dw} := \frac{\overline{CR} \cdot h_r + \frac{\dot{m}_{fw}}{\dot{m}_{st}} \cdot h_{fw} - h_{st} - \frac{\dot{m}_{bd}}{\dot{m}_{st}} \cdot h_{bd}}{\overline{CR}}$$

$$v_{dw} := v \left[\text{'Water'} ; h = \frac{h_{dw}}{1000} ; P = P_{fw} \right] \cdot \left| 16,0185 \cdot \frac{ft^3/Lbm}{m^3/kg} \right|$$

$$CR := 7$$

$$i := 0$$

Repeat

$$i := i + 1$$

$$z := i + 1$$

$$\dot{m}_s := \text{Lookup} \left[\text{'Puntos de operación'} ; i ; \text{'m}_{dot;s'} \right]$$

$$T_{g,in} := \text{Lookup} \left[\text{'Puntos de operación'} ; i ; \text{'T}_g' \right]$$

Repeat

$$CR := CR + 0,1$$

$$n_{f,evap} := 3$$

$$x := \frac{1}{CR}$$

$$h := x \cdot h_{st} + [1 - x] \cdot h_f$$

$$Q_{evap} := CR \cdot \dot{m}_s \cdot [h - h_{dw}]$$

Call **BALANCE** [Q_{evap} ; $T_{g,in}$; \dot{m}_g ; $T_{g,out}$; $T_{gas,med}$]

Lookup ['Puntos de operación'; z ; 'T_g'] := $T_{g,out}$

Repeat

$$n_{f,evap} := n_{f,evap} + 1$$

Call **TC** [ALTO ; ANCHO ; $T_{g,out}$; $T_{g,in}$; \dot{m}_g ; Q_{evap} ; $n_{f,evap}$; T_{st} ; h_{st} ; P_{fw} ; h_f ; \dot{m}_s ; CR ; L ; h_c ; h_i ; Uo ;

; N_T

; $T_{gas,med}$

; T_{fin} ; T_b ; A ; ΔP_g ; L_{dw} ; \dot{m}_{dw} ; N_{dw} ; N_{riser} ; ϕ_{dw} ; G_{evap} ; $\phi_{i,evap}$; ϕ_{riser} ; L_{riser} ; h_{riser} ; \dot{m}_{evap} ; x_c]

$$j := 1$$

$$h := h_{dw}$$

Repeat

$$j := 1 + j$$

$$h := Uo \cdot [T_{gas,med} - T_{st}] \cdot A_{T,evap} \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{m^2}{ft^2} \right| \cdot \frac{N_T}{CR \cdot \dot{m}_s} + h$$

$$x_i := \frac{\frac{h}{h_{st}} - \frac{h_f}{h_{st}}}{1 - \frac{h_f}{h_{st}}}$$

Lookup ['Distribución calidad del vapo j ; i] := $x_i \cdot 100$

Until [$j > ALTO - 6,5$]

Until [$L < ALTO - 6,5$]

Call **CIRCULA** [L_{dw} ; v_{dw} ; \dot{m}_{dw} ; N_{dw} ; N_{riser} ; ϕ_{dw} ; \dot{m}_{evap} ; CR ; P_{fw} ; L ; h_f ; h ; h_{dw} ; G_{evap} ; $\phi_{i,evap}$; ϕ_{riser} ; L_{riser} ; ΔP_{dw} ; $\Delta P_{g,lb}$; $\Delta P_{f,lb}$; $\Delta P_{a,evap}$; $\Delta P_{f,evap}$; $\Delta P_{g,evap}$; $\Delta P_{f,riser}$; $\Delta P_{g,riser}$; ΔP_{evap} ; ΔP]

Until [$\Delta P - \Delta P_{evap} < 0,001$]

Lookup ['Resultados TC'; i ; 'Q_{evap}'] := Q_{evap}

Lookup ['Resultados TC'; i ; 'A'] := A

Lookup ['Resultados TC'; i ; 'L'] := L

Lookup ['Resultados TC'; i ; 'n_{f,evap}'] := $n_{f,evap}$

Lookup ['Resultados TC'; i ; 'h_i'] := $h_i \cdot \left| 5,67826 \cdot \frac{W/(m^2 \cdot K)}{BTU/(hr \cdot ft^2 \cdot F)} \right|$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados TC}'; i; 'h_c'] := h_c \cdot \left| 5,67826 \cdot \frac{W/(m^2 \cdot K)}{BTU/(hr \cdot ft^2 \cdot F)} \right|$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados TC}'; i; 'U_o'] := U_o$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados TC}'; i; 'T_{fin}'] := T_{fin}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados TC}'; i; 'T_b'] := T_b$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados TC}'; i; 'DELTAP_g'] := \Delta P_g$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{dw}'] := \Delta P_{dw}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{g_{Lb}}'] := \Delta P_{g_{Lb}}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{f_{Lb}}'] := \Delta P_{f_{Lb}}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{a_{evap}}'] := \Delta P_{a_{evap}}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{f_{evap}}'] := \Delta P_{f_{evap}}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{g_{evap}}'] := \Delta P_{g_{evap}}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{f_{riser}}'] := \Delta P_{f_{riser}}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{g_{riser}}'] := \Delta P_{g_{riser}}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP_{evap}'] := \Delta P_{evap}$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'DELTAP'] := \Delta P$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'CR'] := CR$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'x'] := x \cdot 100$$

$$\text{Lookup} ['\text{Resultados Circulación}'; i; 'm_{dot,dw}'] := CR \cdot \dot{m}_s$$

Until [i >= N]

$$\dot{m}_{total} := \text{SumLookup} ['\text{Resultados Circulación}'; 13]$$

$$CR_{average} := \frac{\dot{m}_{total}}{\dot{m}_{st}}$$

$$Q_{total} := \text{SumLookup} ['\text{Resultados TC}'; 1]$$

$$\Delta P_{g,total} := \text{SumLookup} ['\text{Resultados TC}'; 10]$$

End **EVAP**

SUBPROGRAM **BALANCE** (Q_{evap} ; $T_{g,in}$; \dot{m}_g ; $T_{g,out}$; $T_{gas,med}$)

$$T_{gas,med} = \frac{T_{g,in} + T_{g,out}}{2}$$

$$Cp_g = \left[-4,91 \times 10^{-8} \cdot T_{gas,med}^2 + 0,0002993456 \cdot T_{gas,med} + 0,9918 \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{J}{KJ} \right|$$

$$T_{g,out} = T_{g,in} - \frac{Q_{evap}}{\dot{m}_g \cdot Cp_g}$$

END BALANCE

Cabezal disponible

SUBPROGRAM **CIRCULA** (L_{dw} ; v_{dw} ; \dot{m}_{dw} ; N_{dw} ; N_{riser} ; ϕ_{dw} ; \dot{m}_{evap} ; CR; P_{fw} ; L; h_f ; h; h_{dw} ; G_{evap} ; $\phi_{i,evap}$; ϕ_{riser} ; L_{riser} ; h_{riser} ; ΔP_{dw} ; $\Delta P_{g,lb}$; $\Delta P_{f,lb}$; $\Delta P_{a,evap}$; $\Delta P_{f,evap}$; $\Delta P_{g,evap}$; $\Delta P_{f,riser}$; $\Delta P_{g,riser}$; ΔP_{evap} ; ΔP)

$$\Delta P = \frac{L_{dw}}{v_{dw} \cdot 144}$$

Circulación Evaporador Sección1

Pérdida de presión por fricción en los downcomers

$$\Delta P_{dw} = \frac{3,36}{10^6} \cdot f_{dw} \cdot L_{e,dw} \cdot v_{dw} \cdot \left[\frac{\dot{m}_{dw}}{N_{dw}} \right]^2 \cdot \left[\phi_{dw} \cdot 12 \right]^5$$

$$x = \frac{1}{CR}$$

$$f_{dw} = 0,015$$

$$Re_{dw} = \frac{4 \cdot \left[\frac{\dot{m}_{dw}}{N_{dw}} \right]^2}{\pi \cdot \phi_{dw} \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{m}{ft} \right| \cdot \mu_{dw}}$$

$$\mu_{dw} = \text{Visc} \left[\text{'Water'} ; h = \frac{h_{dw}}{1000}; P = P_{fw} \right]$$

$$L_{e,dw} = L_{dw} + 32 \cdot \phi_{dw} + L_{salida} + L_{entradas}$$

$$k_{salida} = f_{dw} \cdot \frac{L_{salida}}{\phi_{dw}}$$

$$k_{salida} = 0,8$$

$$k_{entradas} = f_{dw} \cdot \frac{L_{entradas}}{\phi_{entradas}}$$

$$k_{entradas} = 0,8$$

$$\phi_{entradas} = 4 \cdot \left| 0,083333 \cdot \frac{ft}{in} \right|$$

Boiling height

$$\frac{L_b}{L} = \frac{\dot{m}_{dw} \cdot [h_f - h_{dw}]}{\dot{m}_{dw} \cdot [h - h_{dw}]}$$

Pérdida por gravedad en L_b

$$\Delta P_{g_{L_b}} = \frac{L_b}{v_{dw} \cdot 144}$$

Pérdida por fricción en L_b

$$\Delta P_{f_{L_b}} = \frac{\frac{3,36}{10^6} \cdot f \cdot L_b \cdot v_{dw} \cdot \dot{m}_{evap}^2}{\phi_{i,evap}^5}$$

$$f = 0,021$$

Pérdidas de presión del flujo bifásico en el evaporador

Pérdida por aceleración

$$\Delta P_{a_{evap}} = \frac{1,664}{10^{11}} \cdot v_f \cdot G_{evap}^2 \cdot r_2$$

$$v_f = v \left[\text{'Water'} ; x = 0 ; P = P_{fw} \right] \cdot \left| 16,0185 \cdot \frac{ft^3/Lbm}{m^3/kg} \right|$$

$$r_2 = -0,0300368 + 13,1572 \cdot x - 0,875214 \cdot x^2 + 9,464 \cdot x^3$$

Pérdida por fricción

$$\Delta P_{f_{evap}} = \frac{4}{10^{10}} \cdot v_f \cdot \frac{f \cdot [L - L_b]}{\phi_{i,evap}} \cdot G_{evap}^2 \cdot r_3$$

$$r_3 = 0,870713 + 24,0583 \cdot x - 366,443 \cdot x^2 + 3876,8 \cdot x^3 - 16881,9 \cdot x^4 + 25086,9 \cdot x^5$$

Pérdida por gravedad

$$\Delta P_{g_{evap}} = \frac{6,944}{10^3} \cdot \frac{[L - L_b] \cdot r_4}{v_f}$$

$$r_4 = 1,02912 - 7,76898 \cdot x + 65,1675 \cdot x^2 - 287,528 \cdot x^3 + 446,913 \cdot x^4$$

Pérdidas de presión del flujo bifásico en los risers

Pérdida por fricción

$$\Delta P_{f_{riser}} = f_{riser} \cdot \frac{12 \cdot L_{e,riser}}{\phi_{riser}} \cdot G_{riser}^2 \cdot \frac{v_f \cdot r_f}{2 \cdot g \cdot 144}$$

$$f_{riser} = 0,017$$

$$L_{e,riser} = L_{riser} + 16 \cdot \frac{\phi_{riser}}{12} + L_{riser,entrada}$$

$$k_{entradas,riser} = f_{riser} \cdot 12 \cdot \frac{L_{riser,entrada}}{\phi_{riser}}$$

$$k_{entradas,riser} = 0,8$$

$$G_{riser} = \dot{m}_{riser} \cdot \left| 0,000277778 \cdot \frac{1/s}{1/hr} \right| \cdot \frac{4}{\pi \cdot \left[\frac{\phi_{riser}}{12} \right]^2}$$

$$\dot{m}_{\text{riser}} = \frac{\dot{m}_{\text{dw}}}{N_{\text{riser}}}$$

$$g = 9,8 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft/s}^2}{\text{m/s}^2} \right|$$

$$r_f = 1,05835 + 16,9658 \cdot x - 2,46644 \cdot x^2 + 138,163 \cdot x^3 - 389,989 \cdot x^4$$

Pérdida por gravedad

$$\Delta P_{g_{\text{riser}}} = \left[\frac{1}{v_f} \cdot (1 - \alpha) + \frac{1}{v_g} \cdot \alpha \right] \cdot \frac{h_{\text{riser}}}{144}$$

$$\alpha = \frac{1}{1 + A \cdot \left[\frac{1-x}{x} \right]^p \cdot \left[\frac{\rho_v}{\rho_f} \right]^q \cdot \left[\frac{\mu_l}{\mu_v} \right]^r}$$

$$A = 1$$

$$p = 1$$

$$q = 0,89$$

$$r = 0,18$$

$$\rho_v = \rho \left[\text{'Water'} ; x = 1 ; P = P_{\text{fw}} \right]$$

$$\rho_f = \rho \left[\text{'Water'} ; x = 0 ; P = P_{\text{fw}} \right]$$

$$\mu_l = \text{Visc} \left[\text{'Water'} ; x = 0 ; P = P_{\text{fw}} \right]$$

$$\mu_v = \text{Visc} \left[\text{'Water'} ; x = 1 ; P = P_{\text{fw}} \right]$$

$$v_g = v \left[\text{'Water'} ; x = 1 ; P = P_{\text{fw}} \right] \cdot \left| 16,0185 \cdot \frac{\text{ft}^3/\text{Lbm}}{\text{m}^3/\text{kg}} \right|$$

Pérdida en el domo principal de vapor

$$\Delta P_{\text{domo}} = 0,4$$

Pérdidas Totales

$$\Delta P_{\text{evap}} = \Delta P_{\text{dw}} + \Delta P_{g_{\text{Lb}}} + \Delta P_{f_{\text{Lb}}} + \Delta P_{a_{\text{evap}}} + \Delta P_{f_{\text{evap}}} + \Delta P_{g_{\text{evap}}} + \Delta P_{f_{\text{riser}}} + \Delta P_{g_{\text{riser}}} + \Delta P_{\text{domo}}$$

END CIRCULA

Propiedades del gas

SUBPROGRAM **TC** (ALTO; ANCHO; $T_{g;\text{out}}$; $T_{g;\text{in}}$; \dot{m}_g ; Q_{evap} ; $n_{f;\text{evap}}$; T_{st} ; h_{st} ; P_{fw} ; h_f ; \dot{m}_s ; CR : L; h_c ; h_i ; U_o ; A; $A_{T;\text{evap}}$; N_T ; $T_{\text{gas;med}}$; T_{fin} ; T_b ; A; ΔP_g ; L_{dw} ; \dot{m}_{dw} ; N_{dw} ; N_{riser} ; ϕ_{dw} ; G_{evap} ; $\phi_{i;\text{evap}}$; ϕ_{riser} ; L_{riser} ; h_{riser} ; \dot{m}_{evap} ; x_c)

$$\bar{T}_{\text{gas}} = 1,8 \cdot \left[\frac{T_{g;\text{in}} + T_{g;\text{out}}}{2} \right] + 32 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{gas;med}} = \frac{T_{g;\text{in}} + T_{g;\text{out}}}{2} \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Cp_g = \left[-4,91 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 + 0,0002993456 \cdot T_{\text{gas;med}} + 0,9918 \right] \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right|$$

$$Cp_{\text{gas}} = 0,236719 + 0,0000723738 \cdot T_{\text{gas;med}} - 1,27066 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \quad \text{Btu}/(\text{Lb} \cdot ^\circ\text{F})$$

$$K_{\text{gas}} = 0,0139911 + 0,0000391688 \cdot T_{\text{gas;med}} - 6,4958 \times 10^{-9} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \quad \text{Btu}/(\text{ft} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{F})$$

$$\mu_{\text{gas}} = 0,0417667 + 0,000105373 \cdot T_{\text{gas;med}} - 3,33134 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \quad \text{lb}/(\text{ft} \cdot \text{hr})$$

$$\rho_{\text{gas}} = 0,0671623 - 0,00011379 \cdot T_{\text{gas;med}} + 7,34903 \times 10^{-8} \cdot T_{\text{gas;med}}^2 \quad \text{lb}/\text{ft}^3$$

Áreas

$$A = [Af_{\text{evap}} + Ab_{\text{evap}}] \cdot L \cdot N_T \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{ft}^2} \right|$$

$$A_{T,\text{evap}} = Af_{\text{evap}} + Ab_{\text{evap}} \quad \text{ft}^2/\text{ft}$$

$$Af_{\text{evap}} = \frac{\left[\frac{\pi}{2} \cdot (\phi_{s,\text{evap}}^2 - \phi_{o,\text{evap}}^2) + 2 \cdot w_{f,\text{evap}} \cdot h_{f,\text{evap}} \cdot n_{s,\text{evap}} + (\pi \cdot \phi_{s,\text{evap}} + 2 \cdot h_{f,\text{evap}} \cdot n_{s,\text{evap}}) \cdot t_{f,\text{evap}} \right] \cdot n_f}{12}$$

12

$$Ab_{\text{evap}} = \frac{\pi \cdot \phi_{o,\text{evap}} \cdot [1 - n_{f,\text{evap}} \cdot t_{f,\text{evap}}]}{12} \quad \text{ft}^2/\text{ft}$$

Diseño

Coeficiente Convectivo Lado del Gas

$$h_c = J \cdot G_g \cdot Cp_{\text{gas}} \cdot \left[\frac{K_{\text{gas}}}{\mu_{\text{gas}} \cdot Cp_{\text{gas}}} \right]^{0,67} \quad (\text{Btu}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}))$$

$$J = C_1 \cdot C_3 \cdot C_5 \cdot \left[\frac{\phi_{f,\text{evap}}}{\phi_{o,\text{evap}}} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\bar{T}_{\text{gas}} + 460}{\bar{T}_{\text{fin}} + 460} \right]^{0,25} \quad \text{Coeficiente de Colburn}$$

$$\bar{T}_{\text{fin}} = 1,8 \cdot T_{\text{fin}} + 32$$

$$C_1 = 0,053 \cdot \left[1,45 - 2,9 \cdot \left(\frac{\phi_{o,\text{evap}}}{Sl_{\text{evap}}} \right)^{2,3} \right] \cdot \frac{1}{\text{Re}_g^{0,21}}$$

$$C_3 = 0,25 + 0,6 \cdot \frac{1}{2,718 \left[\frac{0,26 \cdot h_{f,\text{evap}}}{s_{\text{evap}}} \right]}$$

$$C_5 = 1,1 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \frac{1}{2,718^{(0,7 \cdot Nr_{evap})}} \right] \cdot \frac{1}{2,718 \left[2 \cdot \frac{St_{evap}}{St_{evap}} \right]}$$

$$S_{evap} = \frac{1}{n_{f,evap}} - t_{f,evap}$$

$$G_g = \frac{\dot{m}_{gas}}{A_{net}}$$

$$A_{net} = Ad_{evap} - A_{o,evap} \cdot N_{w,evap} \cdot L$$

$$A_{o,evap} = \frac{\phi_{o,evap}}{12} + \frac{2 \cdot n_{f,evap} \cdot t_{f,evap} \cdot h_{f,evap}}{12}$$

$$Ad_{evap} = ANCHO \cdot ALTO$$

$$\dot{m}_{gas} = \dot{m}_g \cdot \left| 7936,64 \cdot \frac{Lbm/hr}{Kg/s} \right|$$

$$Re_g = \frac{G_g \cdot \phi_{o,evap}}{12 \cdot \mu_{gas}}$$

$$Nr = Nr_{evap}$$

Lado del vapor

$$h_i = [h_{mic} + h_{mac}] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{(Btu/h)}{W} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/ft^2}{1/m^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/°F}{1/K} \right|$$

$$h_{mic} = 0,00122 \cdot \frac{k_f^{0,79} \cdot Cp_f^{0,45} \cdot \rho_f^{0,49}}{\sigma^{0,5} \cdot \mu_f^{0,29} \cdot \lambda^{0,24} \cdot \rho_g^{0,24}} \cdot \Delta T_{mic}^{0,24} \cdot \Delta P_{mic}^{0,75} \cdot S_{mic}$$

$$k_f = \mathbf{k} ['Water' ; P = P_{fw} ; x = 0]$$

$$Cp_f = \mathbf{Cp} ['Water' ; P = P_{fw} ; x = 0] \cdot 1000$$

$$\rho_f = \rho ['Water' ; P = P_{fw} ; x = 0]$$

$$\sigma = \mathbf{SurfaceTension} ['Water' ; T = T_b]$$

$$\mu_f = \mathbf{Visc} ['Water' ; x = 0 ; P = P_{fw}]$$

$$\mu_g = \mathbf{Visc} ['Water' ; x = 1 ; P = P_{fw}]$$

$$\lambda = h_{st} - h_f$$

$$x = \frac{1}{CR}$$

$$\Delta T_{mic} = T_b - T_{st}$$

$$\Delta P_{mic} = \Delta T_{mic} \cdot \lambda \cdot \left[\frac{\rho_g}{T_{st} + 273} \right]$$

$$\rho_g = \rho ['Water' ; P = P_{fw} ; x = 1]$$

$$S_{mic} = \frac{1}{1 + \frac{2,53}{10^6} \cdot Re_i^{1,17}}$$

$$Re_i = \frac{G_{evap} \cdot \left| 0,001356 \cdot \frac{Kg/(m^2*s)}{Lbm/(hr*ft^2)} \right| \cdot \phi_{i;evap} \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right| \cdot [1 - x] \cdot F1^{1,25}}{\mu_f}$$

$$G_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot \frac{4}{\pi \cdot \left[\frac{\phi_{i;evap}}{12} \right]^2}$$

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{m}_{dw}}{N_T}$$

$$\dot{m}_{dw} = CR \cdot \dot{m}_s \cdot \left| 7936,64 \cdot \frac{Lbm/hr}{Kg/s} \right|$$

$$\frac{1}{X_{tt}} = \left[\frac{x}{1 - x} \right]^{0,9} \cdot \left[\frac{\rho_f}{\rho_g} \right]^{0,5} \cdot \left[\frac{\mu_g}{\mu_f} \right]^{0,1}$$

$$F1 = 2,35 \cdot \left[0,213 + \frac{1}{X_{tt}} \right]^{0,736}$$

$$h_{mac} = \frac{0,023 \cdot Re_i^{0,8} \cdot Pr_f^{0,4} \cdot k_f \cdot F_{o1}}{\phi_{i;evap} \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{m}{in} \right|}$$

$$Pr_f = \frac{\mu_f \cdot Cp_f}{k_f}$$

$$F_{o1} = F1 \cdot [1 - x]^{0,8}$$

Transferencia de calor

$$Q_{evap} = U_o \cdot A \cdot F_{evap} \cdot \Delta T_{LM}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left[\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right]} \text{ °C}$$

$$\Delta T_2 = T_{g;out} - T_{st} \text{ °C}$$

$$\Delta T_1 = T_{g;in} - T_{st} \text{ °C}$$

$$F_{evap} = 1$$

Coefficiente Global de Transferencia de Calor

$$\frac{1}{U_o} = \left[\frac{A_{T;evap}}{h_i \cdot A_{i;evap}} + ff_{i;evap} \cdot \frac{A_{T;evap}}{A_{i;evap}} + ff_{o;evap} + \frac{A_{T;evap}}{A_{w;evap}} \cdot \frac{\phi_{o;evap}}{24 \cdot K_{tube}} \cdot \ln \left(\frac{\phi_{o;evap}}{\phi_{i;evap}} \right) + \frac{1}{\eta \cdot h_c} \right]$$

$$\cdot \left| \frac{1}{0,293071 \cdot \frac{W}{(Btu/h)}} \right| \cdot \left| \frac{1}{10,7639 \cdot \frac{1/m^2}{1/ft^2}} \right| \cdot \left| \frac{1}{1,8 \cdot \frac{1/K}{1/°F}} \right|$$

$$A_{i, \text{evap}} = \frac{\pi \cdot \phi_{i, \text{evap}}}{12}$$

$$A_{w, \text{evap}} = \pi \cdot \left[\frac{\phi_{o, \text{evap}} + \phi_{i, \text{evap}}}{24} \right]$$

$$ff_{i, \text{evap}} = 0,0012$$

$$ff_{o, \text{evap}} = 0,0055$$

$$\eta = 1 - [1 - E] \cdot \frac{A_{f, \text{evap}}}{A_{T, \text{evap}}}$$

$$m = \left[\frac{24 \cdot h_c}{K_{\text{fin}} \cdot t_{f, \text{evap}}} \right]^{0,5}$$

$$E = \frac{\tanh \left[\frac{m \cdot h_{f, \text{evap}}}{12} \right]}{m \cdot \frac{h_{f, \text{evap}}}{12}}$$

$$K_{\text{tube}} = k[\text{'Carbon}_{\text{steel}}'; T_b] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

$$K_{\text{fin}} = k[\text{'Carbon}_{\text{steel}}'; T_{\text{fin}}] \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{BTU/hr}}{W} \right| \cdot \left| 0,3048 \cdot \frac{1/\text{ft}}{1/\text{m}} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right|$$

Temperaturas de Pared y Aletas respectivamente

$$U_o \cdot \left| 3,41214 \cdot \frac{\text{Btu/h}}{W} \right| \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{1/\text{ft}^2}{1/\text{m}^2} \right| \cdot \left| 0,555556 \cdot \frac{1/^\circ\text{F}}{1/\text{K}} \right| \cdot [T_{\text{gas, med}}$$

$$- T_{\text{st}}] = \left[\frac{1}{\frac{1}{h_i} + \ln \left(\frac{\phi_{o, \text{evap}}}{\phi_{i, \text{evap}}} \right) \cdot \frac{\phi_{o, \text{evap}}}{24 \cdot K_{\text{tube}}}} \right] \cdot [T_b - T_{\text{st}}]$$

$$\frac{T_{\text{gas, med}} - T_{\text{fin}}}{T_{\text{gas, med}} - T_b} = \frac{1}{\cosh \left[m \cdot \frac{h_{f, \text{evap}}}{12} \right] + \frac{h_c}{m \cdot K_{\text{fin}}} \cdot \sinh \left[m \cdot \frac{h_{f, \text{evap}}}{12} \right]} \quad \text{Calidad Crítica}$$

Calidad Crítica

$$x_c = 46 \cdot \frac{1}{[1000 \cdot q]^{0,125}} \cdot \frac{1}{\left[G_{\text{evap}} \cdot \left| 0,001356 \cdot \frac{\text{Kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})}{\text{Lbm}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2)} \right| \right]^{0,333}} \cdot \frac{1}{\left[1000 \cdot \phi_{i, \text{evap}} \cdot \left| 0,0254 \cdot \frac{\text{m}}{\text{in}} \right| \right]^{0,07}}$$

$$\cdot \frac{1}{2,718 \left[0,0255 \cdot \frac{P_{\text{fw}}}{1000} \right]}$$

$$q = \frac{Q_{\text{evap}} \cdot \left| 0,001 \cdot \frac{\text{kW}}{W} \right|}{A_{i, \text{evap}} \cdot L \cdot N_T \cdot \left| 0,092903 \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{ft}^2} \right|}$$

Caída de Presión

Lado del gas

$$\Delta P_g = [f_g + a_g] \cdot \frac{G_g^2 \cdot Nr}{\rho_{gas} \cdot 1,083 \cdot 10^9}$$

$$f_g = C_2 \cdot C_4 \cdot C_6 \cdot \left[\frac{\phi_{o,evap} + 2 \cdot h_{f,evap}}{\phi_{o,evap}} \right]^{0,5}$$

$$a_g = \left[\frac{1 + B^2}{4 \cdot Nr} \right] \cdot \left[\frac{1,8 \cdot T_{g,out} + 32 - (1,8 \cdot T_{g,in} + 32)}{460 + \bar{T}_{gas}} \right]$$

$$B = \frac{A_{net}}{Ad_{evap}}$$

$$C_2 = 0,11 + 1,4 \cdot \frac{1}{Re_g^{0,4}}$$

$$C_4 = 0,08 \cdot \frac{1}{\left[0,15 \cdot \frac{St_{evap}}{\phi_{o,evap}} \right] \left[1,1 \cdot \left(\frac{h_{f,evap}}{s_{evap}} \right)^{0,15} \right]}$$

$$C_6 = 1,6 - \left[0,75 - 1,5 \cdot \frac{1}{2,718^{(0,7 \cdot Nr_{evap})}} \right] \cdot \frac{1}{2,718 \left[2 \cdot \left(\frac{St_{evap}}{St} \right)^2 \right]}$$

Dimensiones del equipo

$$\phi_{dw} = 6 \cdot \left| 0,083333 \cdot \frac{ft}{in} \right| \text{ ft}$$

$$\phi_{o,evap} = 1,5 \text{ in}$$

$$\phi_{i,evap} = \phi_{o,evap} - 2 \cdot t_{evap}$$

$$\phi_{riser} = 6 \text{ in}$$

$$t_{evap} = 0,095 \text{ in}$$

$$N_T = N_{T,evap}$$

$$N_{T,evap} = N_{w,evap} \cdot 3$$

$$N_{w,evap} = 28 \text{ Tubos por fila}$$

$$Nr_{evap} = 3 \text{ Filas de Tubos Total}$$

$$N_{dw} = 1 \text{ Downcomers por circuito de vapor}$$

$$N_{riser} = 1 \text{ Risers por circuito de vapor}$$

$$L_{dw} = 13,5 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{ft}{m} \right| \text{ ft}$$

$$L_{\text{riser}} = 6 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$h_{\text{riser}} = 3,5 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$St_{\text{evap}} = 101,6 \cdot \left| 0,03937 \cdot \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right| \text{ in}$$

$$Sl_{\text{evap}} = 101,6 \cdot \left| 0,03937 \cdot \frac{\text{in}}{\text{mm}} \right| \text{ in}$$

$$W_{f,\text{evap}} = \frac{3}{16} \text{ in}$$

$$h_{f,\text{evap}} = 1 / 2 \text{ in}$$

$$\phi_{s,\text{evap}} = 2 \text{ in}$$

$$\phi_{f,\text{evap}} = 3 \text{ in}$$

$$n_{s,\text{evap}} = 34 \text{ Dientes por cada aleta}$$

$$t_{f,\text{evap}} = 0,05 \text{ in Espesor de la aleta}$$

END TC

Datos

$$\dot{m}_{\text{fw}} = 18,21 \text{ Kg/s}$$

$$T_{\text{fw}} = 272,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{\text{fw}} = 6559 \text{ Kpa}$$

$$h_{\text{fw}} = 1196,95 \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right| \text{ J}$$

$$\dot{m}_{\text{st}} = 17,85 \text{ Kg/s}$$

$$T_{\text{st}} = 281,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{st}} = 2777,4 \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right| \text{ J}$$

$$\dot{m}_{\text{bd}} = 0,36 \text{ Kg/s}$$

$$T_{\text{bd}} = 281,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{bd}} = 1243,89 \cdot \left| 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{KJ}} \right| \text{ J}$$

$$\dot{m}_{\text{g}} = 141 \text{ Kg/s}$$

$$\text{Ancho} = 3 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

$$\text{Alto} = 11,735 \cdot \left| 3,28084 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{m}} \right| \text{ ft}$$

N = 9

$\overline{CR} = 17,3$

Call **EVAP** [\overline{CR} ; N; Alto; Ancho; \dot{m}_g ; \dot{m}_{fw} ; T_{fw} ; h_{fw} ; \dot{m}_{st} ; P_{fw} ; T_{st} ; h_{st} ; \dot{m}_{bd} ; T_{bd} ; h_{bd} ; $CR_{average}$; Q_{total} ; $\Delta P_{g,total}$]

Unit Settings: [kJ]/[C]/[kPa]/[kg]/[radians]

Alto = 38,5 [ft]

Ancho = 9,843 [ft]

$CR_{average} = 17,32$

$\overline{CR} = 17,3$

$\Delta P_{g,total} = 0,9569$ [in W.C.]

$h_{bd} = 1,244E+06$ [J]

$h_{fw} = 1,197E+06$ [J]

$h_{st} = 2,777E+06$ [J]

$\dot{m}_{bd} = 0,36$

$\dot{m}_{fw} = 18,21$

$\dot{m}_g = 141$ [Kg/s]

$\dot{m}_{st} = 17,85$

N = 9

$P_{fw} = 6559$

$Q_{total} = 2,850E+07$ [W]

$T_{bd} = 281,5$

$T_{fw} = 272,5$

$T_{st} = 281,5$

Lookup Table: Puntos de operación

	\dot{m}_s	T_g
	[Kg/s]	
Row 1	5,33	480,1
Row 2	3,81	427,5
Row 3	2,73	389,3
Row 4	1,97	361,5
Row 5	1,42	341,2
Row 6	1,04	326,4
Row 7	0,76	315,3
Row 8	0,56	307,1
Row 9	0,41	301
Row 10		296,4

Lookup Table: Resultados TC

	Q_{evap}	A	L	$n_{f,evap}$	h_i	h_c	U_o	T_{fin}	T_b
	[W]	[mts ²]	[ft]		[W/(m ² *K)]	[W/(m ² *K)]	[W/(m ² *K)]	[C]	[C]
Row 1	8,286E+06	1000	31,82	4	26471	68,42	48,48	311,2	282,2
Row 2	5,954E+06	1003	31,91	4	19659	66,44	47,15	302,7	282,1
Row 3	4,296E+06	1002	31,89	4	15013	64,88	45,98	296,9	282
Row 4	3,125E+06	1002	31,88	4	11803	63,71	44,97	292,8	281,9
Row 5	2,276E+06	996,1	31,7	4	9469	62,71	44	289,8	281,9
Row 6	1,686E+06	998,5	31,78	4	7796	62,13	43,21	287,8	281,8
Row 7	1,249E+06	997,5	31,74	4	6505	61,62	42,42	286,2	281,8
Row 8	934917	1001	31,85	4	5506	61,34	41,71	285,1	281,7
Row 9	697782	999	31,79	4	4699	61,03	40,95	284,2	281,7
Row 10									
Row 11									

Lookup Table: Resultados TC

	ΔP_g	Column11	Column12
	[in.WC.]		
Row 1	0,1186		
Row 2	0,1133		

Lookup Table: Resultados TC

	ΔP_g [in.WC.]	Column11	Column12
Row 3	0,1093		
Row 4	0,1064		
Row 5	0,1039		
Row 6	0,1026		
Row 7	0,1015		
Row 8	0,101		
Row 9	0,1002		
Row 10			
Row 11			

Lookup Table: Resultados Circulación

	ΔP_{dw} [Psi]	$\Delta P_{g_{Lb}}$ [Psi]	$\Delta P_{f_{Lb}}$ [Psi]	$\Delta P_{a_{evap}}$ [Psi]	$\Delta P_{f_{evap}}$ [Psi]	$\Delta P_{g_{evap}}$ [Psi]
Row 1	1,501	0,138	0,002436	0,1018	1,768	6,25
Row 2	1,492	0,1926	0,00338	0,07176	1,419	6,804
Row 3	1,433	0,2615	0,004407	0,04987	1,17	7,247
Row 4	1,295	0,3414	0,0052	0,03382	0,956	7,626
Row 5	1,153	0,4376	0,005932	0,02268	0,7785	7,925
Row 6	0,9879	0,5495	0,006385	0,01513	0,6238	8,191
Row 7	0,8369	0,6813	0,006706	0,009974	0,493	8,368
Row 8	0,6915	0,8332	0,006776	0,006525	0,3838	8,502
Row 9	0,5684	1,009	0,006742	0,004202	0,2952	8,534
Row 10						

Lookup Table: Resultados Circulación

	$\Delta P_{f_{riser}}$ [Psi]	$\Delta P_{g_{riser}}$ [Psi]	ΔP_{evap} [Psi]	ΔP [Psi]	CR	x [%]	\dot{m}_{dw} [kg/s]
Row 1	2,871	1,448	14,48	14,38	7,6	13,16	40,51
Row 2	2,254	1,768	14,4	14,38	10,6	9,434	40,39
Row 3	1,793	2,07	14,43	14,38	14,5	6,897	39,58
Row 4	1,407	2,325	14,39	14,38	19,1	5,236	37,63
Row 5	1,114	2,555	14,39	14,38	25	4	35,5
Row 6	0,8757	2,737	14,39	14,38	31,6	3,165	32,86
Row 7	0,69	2,897	14,38	14,38	39,8	2,513	30,25
Row 8	0,539	3,026	14,39	14,38	49,1	2,037	27,5
Row 9	0,422	3,14	14,38	14,38	60,8	1,645	24,93
Row 10							

Lookup Table: Distribución calidad del vapor

	Circuito 1	Circuito 2	Circuito 3	Circuito 4	Circuito 5	Circuito 6	Circuito 7	Circuito 8
Row 1								
Row 2	0,2419	0,123	0,0429	-0,009536	-0,04788	-0,07468	-0,09527	-0,1106
Row 3	0,6644	0,4266	0,2665	0,1616	0,08491	0,0313	-0,009878	-0,04054
Row 4	1,087	0,7302	0,49	0,3327	0,2177	0,1373	0,07551	0,02952
Row 5	1,509	1,034	0,7136	0,5038	0,3505	0,2433	0,1609	0,09958
Row 6	1,932	1,337	0,9371	0,675	0,4833	0,3492	0,2463	0,1696
Row 7	2,355	1,641	1,161	0,8461	0,616	0,4552	0,3317	0,2397
Row 8	2,777	1,945	1,384	1,017	0,7488	0,5612	0,4171	0,3098
Row 9	3,2	2,248	1,608	1,188	0,8816	0,6672	0,5025	0,3798
Row 10	3,622	2,552	1,831	1,359	1,014	0,7731	0,5879	0,4499

Lookup Table: Distribución calidad del vapor

	Circuito 1	Circuito 2	Circuito 3	Circuito 4	Circuito 5	Circuito 6	Circuito 7	Circuito 8
Row 11	4,045	2,855	2,055	1,531	1,147	0,8791	0,6733	0,5199
Row 12	4,467	3,159	2,278	1,702	1,28	0,9851	0,7586	0,59
Row 13	4,89	3,463	2,502	1,873	1,413	1,091	0,844	0,6601
Row 14	5,312	3,766	2,726	2,044	1,546	1,197	0,9294	0,7301
Row 15	5,735	4,07	2,949	2,215	1,678	1,303	1,015	0,8002
Row 16	6,157	4,374	3,173	2,386	1,811	1,409	1,1	0,8702
Row 17	6,58	4,677	3,396	2,557	1,944	1,515	1,186	0,9403
Row 18	7,002	4,981	3,62	2,728	2,077	1,621	1,271	1,01
Row 19	7,425	5,284	3,843	2,9	2,209	1,727	1,356	1,08
Row 20	7,847	5,588	4,067	3,071	2,342	1,833	1,442	1,15
Row 21	8,27	5,892	4,29	3,242	2,475	1,939	1,527	1,221
Row 22	8,693	6,195	4,514	3,413	2,608	2,045	1,613	1,291
Row 23	9,115	6,499	4,738	3,584	2,741	2,151	1,698	1,361
Row 24	9,538	6,802	4,961	3,755	2,873	2,257	1,783	1,431
Row 25	9,96	7,106	5,185	3,926	3,006	2,363	1,869	1,501
Row 26	10,38	7,41	5,408	4,097	3,139	2,469	1,954	1,571
Row 27	10,81	7,713	5,632	4,269	3,272	2,575	2,04	1,641
Row 28	11,23	8,017	5,855	4,44	3,404	2,681	2,125	1,711
Row 29	11,65	8,321	6,079	4,611	3,537	2,787	2,21	1,781
Row 30	12,07	8,624	6,303	4,782	3,67	2,893	2,296	1,851
Row 31	12,5	8,928	6,526	4,953	3,803	2,999	2,381	1,921
Row 32	12,92	9,231	6,75	5,124	3,936	3,105	2,466	1,991
Row 33	13,34	9,535	6,973	5,295	4,068	3,211	2,552	2,061

Lookup Table: Distribución calidad del vapor

	Circuito 9
Row 1	
Row 2	-0,1229
Row 3	-0,06512
Row 4	-0,007354
Row 5	0,05041
Row 6	0,1082
Row 7	0,166
Row 8	0,2237
Row 9	0,2815
Row 10	0,3393
Row 11	0,397
Row 12	0,4548
Row 13	0,5126
Row 14	0,5703
Row 15	0,6281
Row 16	0,6859
Row 17	0,7436
Row 18	0,8014
Row 19	0,8592
Row 20	0,9169
Row 21	0,9747
Row 22	1,032
Row 23	1,09
Row 24	1,148
Row 25	1,206
Row 26	1,264
Row 27	1,321
Row 28	1,379
Row 29	1,437

Lookup Table: Distribución calidad del vapor**Circuito 9**

Row 30	1,495
Row 31	1,552
Row 32	1,61
Row 33	1,668