



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DEL ESTADO DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ANÁLISIS EXERGÉTICO Y TERMOCÓNOMICO DE
UN SISTEMA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA. ESTUDIO
DEL CASO DEL GENERADOR DE VAPOR DE 350 MW
INSTALADO EN LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA
“VILLA DE REYES”.**

***TESIS QUE PARA OBTENER EL GRADO DE
DOCTOR EN INGENIERÍA CON ÁREA TERMINAL
MECÁNICA***

PRESENTA:

M. EN C. JUAN ANTONIO JIMÉNEZ GARCÍA

DIRECTORA DE TESIS:

DRA. EN I. MARÍA DOLORES DURÁN GARCÍA

TOLUCA MÉXICO, OCTUBRE 2015.



UAEM | Universidad Autónoma
del Estado de México

Facultad de Ingeniería

Ciudad Universitaria, Toluca; México, a 12 de octubre de 2015.

**M. EN I. JUAN ANTONIO JIMÉNEZ GARCÍA.
P R E S E N T E.**

A continuación describo el tema y el capitulado aprobado por esta Institución para el desarrollo de su tesis dirigida por el Tutor Académico DRA. MARÍA DOLORES DURÁN GARCÍA del Doctorado en Ciencias de la Ingeniería Área Terminal en Mecánica, siendo:

ANÁLISIS ENERGÉTICO Y TERMOECONÓMICO DE UN SISTEMA DE GENERACIÓN DE ENERGÍA. ESTUDIO DEL CASO DEL GENERADOR DE VAPOR DE 350 MW INSTALADO EN LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA "VILLA DE REYES"

RESUMEN

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO 1. DISEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS.

CAPÍTULO 2. GENERALIDADES SOBRE INSTALACIONES DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA MEDIANTE VAPOR.

CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS EXERGÉTICO, TERMOECONÓMICO Y COSTO NIVELADO DE GENERACIÓN.

CAPÍTULO 5. RESULTADOS.

CAPÍTULO 6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.

REFERENCIAS

Asimismo, para la aprobación de la tesis y demás trámites deberá sujetarse al reglamento respectivo de esta Institución.

**Atentamente
Patria, Ciencia y Trabajo**

"2015, Año del Bicentenario Luctuoso de José María Morelos y Pavón"

**M. EN I. RAUL VERA NOGUEZ
DIRECTOR**



FACULTAD DE INGENIERÍA
U. A. E. M.



CONTENIDO	Pág.
I. LISTADO DE FIGURAS	V
II. LISTADO DE TABLAS	IX
III. NOMENCLATURA	X
IV. RESUMEN	XIX
V. ABSTRACT	XXI
VI. INTRODUCCIÓN	XXIV
CAPÍTULO 1. DISEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS	1
1.1. ESTADO DEL ARTE DEL DISEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS	1
1.2. MODELOS DE OPTIMIZACIÓN TERMODINÁMICA	3
1.2.1. Análisis basados en la primera ley de la termodinámica	3
1.2.2. Análisis basados en la segunda ley de la termodinámica	4
1.3. MODELOS DE OPTIMIZACIÓN TERMOECONÓMICOS	5
CAPITULO II GENERALIDADES SOBRE INSTALACIONES DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA MEDIANTE VAPOR	10
2.1. INTRODUCCIÓN A LAS INSTALACIONES DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA MEDIANTE VAPOR	10
2.1.1. Ciclo Rankine ideal	11
2.1.2. Principales conceptos termodinámicos del ciclo Rankine ideal	13
2.1.3. Ciclo Rankine Real e irreversibilidades respecto al ciclo Rankine Ideal	14
2.1.4. Modificaciones al ciclo Rankine para incrementar el trabajo neto del ciclo	18
2.2. CARACTERÍSTICAS DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE VAPOR CON RECALENTAMIENTO Y DOS REGENERACIONES	24
2.2.1. Generador de vapor	26
2.2.1.1. Características geométricas del hogar del generador de vapor	27
2.2.1.2. Domo de vapor	29
2.2.1.2. Economizador	30
2.2.1.3. Primer Sobrecalentador	33
2.2.1.4. Segundo Sobrecalentador	34
2.2.1.5. Tercer sobrecalentador	35
2.2.1.6. Recalentadores	36
2.2.2. Desgasificador (calentador abierto) y calentador cerrado de agua de alimentación	39
2.2.3. Turbina de vapor	40
2.2.4. Precalentador de aire	40
2.3. DATOS DE LA CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR	42
CAPÍTULO 3. METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS TERMODINÁMICO Y DE TRANSFERENCIA DE CALOR	48
3.1. INTRODUCCIÓN	48
3.2. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO TÉRMICO DEL HOGAR	50

3.2.1. Parámetro M	50
3.2.2. Número de Boltzman	51
3.2.2.1 Gasto de combustible	52
3.2.2.2 Coeficiente de conservación de calor en el hogar	53
3.2.2.3 Calor específico promedio	54
3.2.2.4 Coeficiente de eficiencia térmica	55
3.2.2.5 Superficie total de las paredes del hogar	56
3.2.3. Número de Bugar Efectivo	57
3.2.3.1 Número de Bugar	58
3.3. TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS SOBRECALENTADORES Y RECALENTADORES	60
3.3.1. Diferencia de temperaturas media logarítmica	60
3.3.2. Área de la superficie de transferencia de calor en el sobrecalentador	60
3.3.3. Coeficiente de transferencia de calor global en sobrecalentadores y Recalentadores	61
3.3.3.1 Coeficiente de transferencia de calor externo	61
3.3.3.1.1 Coeficiente de transferencia de calor por convección externo	62
3.3.3.1.2 Coeficiente de transferencia de calor por radiación	63
3.3.3.1.3 Coeficientes de contaminación (ensuciamiento), de uso y de efectividad térmica de las superficies de calefacción.	65
3.3.3.2 Coeficiente de eficiencia térmica	66
3.3.3.3 Coeficiente de transferencia de calor interno	67
3.4. TRANSFERENCIA DE CALOR EN ECONOMIZADORES	67
3.4.1. Características geométricas de los bancos de tubos aletados	67
3.4.2. Coeficiente de transferencia de calor total en economizadores	68
3.5. MÉTODO DE EFECTIVIDAD – NTU	70
3.6. BALANCE ENERGÉTICO DEL CICLO RANKINE REAL CON RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN	73
3.6.1. Descripción del ciclo	75
3.6.2. Ecuaciones del balance energético de la central termoeléctrica con recalentamiento y regeneración	76
3.7. CONSIDERACIONES Y RELACIONES ÚTILES PARA EL ANÁLISIS DE LAS PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN	83
CAPITULO 4. ANÁLISIS EXERGÉTICO, TERMOECONÓMICO Y COSTO NIVELADO DE GENERACIÓN	85
4.1. INTRODUCCIÓN	85
4.2. ANÁLISIS EXERGÉTICO DE SISTEMAS TÉRMICOS	86
4.2.1. Introducción	86
4.2.2. Definición de exergía	87
4.2.2.1. Componentes de la Exergía	87
4.2.2.1.1 Exergía cinética	87
4.2.2.1.2 Exergía potencial	88
4.2.2.1.3. Exergía físico	88
4.2.2.1.3. Componente químico de la Exergía	91
4.2.2.2. Balance de Exergía	93
4.4. TEORÍA DEL ANÁLISIS TERMOECONÓMICO	96

4.5. COSTOS DE LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA	98
4.5.1. Costo de Inversión	99
4.5.2. Costo del combustible	100
4.5.3. Costo de Operación y Mantenimiento	101
<i>4.5.3.1. Costo del Agua</i>	101
4.5.4. Costo Nivelado de Generación	102
4.5.5. Costo total de generación	103
CAPÍTULO 5. RESULTADOS	
5.1. INTRODUCCIÓN	104
5.2. VALIDACIÓN DEL MODELO DE SIMULACIÓN	104
5.2.1. Validación del modelo de simulación del cálculo térmico del hogar del generador de vapor	106
5.2.2. Resultados de la simulación del cálculo térmico del hogar	109
5.2.3. Validación del modelo de simulación de la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor	112
5.2.4. Validación del modelo de simulación del ciclo de vapor de la central termoeléctrica	120
<i>5.2.4.1. Validación de la simulación de la transferencia de calor en los recalentadores de vapor</i>	122
5.2.5. Efecto de las presiones de extracción de la turbina de vapor sobre el trabajo útil generado y la eficiencia térmica del ciclo	129
5.3. ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA A CARGA VARIABLE	132
5.4. ANÁLISIS EXERGÉTICO Y TERMOECONÓMICO DEL CICLO TÉRMICO DE VAPOR A CARGA VARIABLE	144
5.4.1. Análisis exergético de la central térmica de vapor	145
5.4.2. Análisis termoeconómico de la central térmica de vapor	151
5.5. ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE LAS PRINCIPALES VARIABLES, QUE INFLUYEN EN EL CICLO TÉRMICO DE VAPOR.	155
5.5.1. Efecto del Dosado de aire	155
5.5.2. Efecto de la presión del condensador	162
5.5.3. Efecto de la presión del Domo de Vapor	166
5.5.4. Efecto de la presión de recalentamiento	169
CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	174
6.1 INTRODUCCIÓN A LAS CONCLUSIONES	176
6.2. CONCLUSIONES DEL CÁLCULO TÉRMICO DEL HOGAR	177
6.3. CONCLUSIONES DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR	180
6.4. CONCLUSIONES DEL CICLO TÉRMICO DE VAPOR	181
6.5. CONCLUSIONES DEL CÁLCULO EXERGÉTICO Y TERMOECONÓMICO	182
6.5. 1. Conclusiones del análisis exergético de la central térmica de vapor	182
6.5. 2. Conclusiones del análisis termoeconómico de la central térmica de vapor	184
6.6 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD	185
6.7 TRABAJOS FUTUROS	189

Anexo I	191
Anexo II	229
Anexo III	232
Anexo IV	239
REFERENCIAS	251

I. LISTADO DE FIGURAS

Figura	Nombre	Pág.
Figura 2.1.	Ciclo Rankine ideal simple.	12
Figura 2.2.	Ciclo Rankine ideal y real. a) Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal. b) Efecto de la: irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal.	14
Figura 2.3.	Efecto que causa reducir la presión del condensador en el ciclo Rankine ideal.	16
Figura 2.4.	Efecto que provoca sobrecalentar el vapor hasta temperatura elevadas en el ciclo Rankine ideal.	17
Figura 2.5.	Efecto que produce incrementar la presión de la caldera en el ciclo Rankine ideal.	18
Figura 2.6.	Diagrama esquemático del recalentamiento de vapor.	19
Figura 2.7.	Diagrama T-S, del ciclo Rankine ideal con recalentamiento.	20
Figura 2.8.	Ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación.	21
Figura 2.9.	Calentadores cerrados de agua de alimentación.	23
Figura 2.10.	Central Termoeléctrica Villa de Reyes.	25
Figura 2.11.	Ciclo de generación de potencia regenerativo con recalentamiento de vapor.	26
Figura 2.12.	Principales partes del generador de vapor.	27
Figura 2.13.	Características geométricas del hogar del generador de vapor.	28
Figura 2.14.	Elementos de las paredes del generador de vapor.	29
Figura 2.15.	Domo de vapor del generador de vapor.	29
Figura 2.16.	Configuración Geométrica del economizador de la central térmica de vapor.	31
Figura 2.17.	Circulación a través de los tubos bajantes de las paredes del G.V.	32
Figura 2.18.	Arreglo geométrico del primer sobrecalentador (1SC).	33
Figura 2.19.	Arreglo geométrico del segundo sobrecalentador de vapor (2SC).	34
Figura 2.20.	Arreglo geométrico del tercer sobrecalentador de vapor (3SC).	35
Figura 2.21.	Arreglo geométrico del primer recalentador de vapor (1RC)	37
Figura 2.22.	Arreglo geométrico del segundo recalentador de vapor (2RC).	38
Figura 2.23.	Pre calentador de aire regenerativo, tipo Ljungström.	41
Figura 3.1.	Diagrama de una central térmica de vapor con recalentamiento y dos regeneraciones.	48
Figura 3.2.	Principales secciones del generador de vapor.	49
Figura 3.3.	Factor de forma para pantallas de paredes de tubos de agua (CKTI, 1998)	57
Figura 3.4.	Relación entre el número de Burger y el número de Burger efectivo (CKTI, 1973)	57
Figura 3.5.	Paso relativo normal y longitudinal en bancos de tubos con a) escalonado y b) arreglo en cuadro.	62
Figura 3.6.	Coefficientes de uso (ξ) de los sobrecalentadores tipo semiradiantes.	66

Figura 3.7	Características geométricas de los tubos aletados a) Tubos con aletas anulares, b) tubos con aletas cuadradas, c) Tubos con aletas en espiral	68
Figura 3.8.	Diagrama T-S, del ciclo de vapor con recalentamiento y dos regeneraciones.	74
Figura 4.1.	Transferencia de calor en un proceso internamente reversible.	89
Figura 5.1.	Estado termodinámicos de la central termoeléctrica Villa de Reyes (Gases – Vapor).	105
Figura 5.2.	Diagrama de flujo del cálculo térmico del hogar del generador de vapor de 350 MW.	107
Figura 5.3.	Formulario de usuario, para el cálculo térmico del hogar del generador de vapor de 350 MW.	108
Figura 5.4.	Tendencia de la temperatura de los gases a la salida del hogar, calculadas VS la temperatura de los gases a la salida del primer sobrecalentador, establecida en el MOGV.	110
Figura 5.5.	Temperatura de los gases a la salida del hogar del generador de vapor, para diferentes excesos de aire.	111
Figura 5.6.	Zona de sobrecalentadores de Vapor.	112
Figura 5.7.	Diagrama simplificado de los sobrecalentadores de vapor.	113
Figura 5.8.	Diagrama de flujo del cálculo de la transferencia de calor en los sobrecalentadores.	114
Figura 5.9.	Simulación de la temperatura del vapor sobrecalentado a carga 100%, comparada contra la temperatura establecida en el MOGV.	115
Figura 5.10.	Simulación de la temperatura del vapor sobrecalentado a carga 75%, comparada contra la temperatura establecida en el MOGV.	116
Figura 5.11.	Simulación de la temperatura del vapor sobrecalentado a carga 50%, comparada contra la temperatura establecida en el MOGV.	117
Figura 5.12.	Simulación de la temperatura del vapor sobrecalentado a carga 25%, comparada contra la temperatura establecida en el MOGV.	117
Figura 5.13.	Temperatura del vapor de agua sobrecalentado a la salida de los sobrecalentadores de vapor a diferentes regímenes de operación.	118
Figura 5.14.	Temperatura de los gases de combustión a la salida de cada intercambiador calculada y establecida en el MOGV, a) Carga 100%, b) Carga 75%, c) 50% y d) 25%.	119
Figura 5.15.	Formulario, Calculo energético para el análisis del ciclo térmico de la central termoeléctrica.	121
Figura 5.16.	Diagrama simplificado de los recalentadores de vapor.	123
Figura 5.17.	Selección de las presiones de extracción y eficiencia isentrópica en el formulario cálculo energético.	123
Figura 5.18.	Temperatura del vapor recalentado, para el régimen de 100% de Carga	124
Figura 5.19.	Temperatura del vapor recalentado, para el régimen de 75% de Carga	125
Figura 5.20.	Temperatura del vapor recalentado, para el régimen de 50% de Carga.	125
Figura 5.21.	Temperatura del vapor recalentado, para el régimen de 25% de	126

	Carga.	
Figura 5.22.	Temperatura del vapor recalentado a diferentes regímenes de operación	127
Figura 5.23.	Temperatura de los gases de combustión a la salida de los recalentadores de vapor calculadas y establecida en el manual de operación a) Carga 100%, b) Carga 75%, c) Carga 50% y d) Carga 25%.	128
Figura 5.24.	UserForm, calculo energético para el análisis del ciclo térmico de la central termoeléctrica, con selección de presión de extracción P2 y P5.	129
Figura 5.25.	Potencia generada, para diferentes extracciones de vapor.	130
Figura 5.26.	Eficiencia térmica del ciclo, considerando diferentes presiones de extracción P2 Y P5.	131
Figura 5.27.	UserForm análisis de cargas parciales.	133
Figura 5.28.	Valores recomendados de operación a carga parcial del 80%	134
Figura 5.29.	Diagrama de flujo de la simulación a cargas variable.	135
Figura 5.30.	Temperatura del vapor a la salida de los sobrecalentadores de vapor a régimen de carga variable.	136
Figura 5.31.	Temperatura del vapor a la salida de los recalentadores a régimen de carga variable.	138
Figura 5.32.	Temperatura de los gases de combustión a la salida de los elementos intercambiadores de calor.	139
Figura 5.33.	Efecto del exceso de aire en la mezcla de combustión y fracción de recirculación de gases al hogar del generador de vapor sobre la eficiencia térmica del generador de vapor	140
Figura 5.34.	Eficiencia térmica del generador de vapor VS Exceso de aire en el hogar.	141
Figura 5.35.	Presión de operación del generador de vapor.	142
Figura 5.36.	Presión de vapor a recalentamiento.	142
Figura 5.37.	Potencia Generada por el ciclo térmico de vapor.	143
Figura 5.38.	Eficiencia térmica del ciclo a régimen de carga variable.	143
Figura 5.39.	Exergía total destruida vs potencia neta generada.	145
Figura 5.40.	Porcentaje de Exergía Destruida en el ciclo térmico de vapor	146
Figura 5.41.	Porcentaje de Exergía Destruida en el ciclo térmico de vapor a diferentes regímenes de carga.	147
Figura 5.42.	Porcentaje de Exergía y Trabajo útil generado.	149
Figura 5.43.	Irreversibilidades en los elementos de la central térmica a regímenes de cargas variable..	150
Figura 5.44.	Eficiencia energética y exergética del ciclo térmico de vapor.	150
Figura 5.45.	Costo Anual de las irreversibilidades a diferentes regímenes de carga	153
Figura 5.46.	Costo exergético de las irreversibilidades en los elementos de la central térmica de vapor a los regímenes de carga analizados.	154
Figura 5.47.	Temperatura de los gases de combustión a diferentes dosados de aire.	156
Figura 5.48.	Eficiencia térmica del generador de vapor a diferentes dosados de aire.	157

Figura 5.49.	Incremento del flujo másico de gases de combustión con el incremento del dosado de aire.	158
Figura 5.50.	Diferencia de Temperatura de los gases de combustión a su paso por las superficies de intercambio de calor.	158
Figura 5.51.	Eficiencia térmica del ciclo a diferentes dosados de aire	159
Figura 5.52.	Eficiencia exergética del ciclo a diferentes dosados de aire	160
Figura 5.53.	Potencia generada por el ciclo a diferentes Dosados de aire	161
Figura 5.54.	Eficiencia térmica del ciclo a diferentes presiones de extracción del condensador	163
Figura 5.55.	Eficiencia Exergética del ciclo a diferentes presiones de extracción del condensador	164
Figura 5.56.	Trabajo útil generado por el ciclo a diferentes presiones de extracción y cargas térmicas	165
Figura 5.57.	Eficiencia Térmica del ciclo a diferentes presiones del Domo de vapor	167
Figura 5.58.	Eficiencia Exergética del ciclo a diferentes presiones del Domo de vapor	168
Figura 5.59.	Trabajo útil generado por el ciclo a diferentes presiones del domo de vapor y cargas térmicas	169
Figura 5.60.	Eficiencia térmica del ciclo a Diferentes presiones de Recalentamiento de vapor.	170
Figura 5.61.	Eficiencia Exergética del ciclo a Diferentes presiones de Recalentamiento de vapor.	171
Figura 5.62.	Incremento en la eficiencia exergética, con el incremento en la presión de recalentado.	171
Figura 5.63.	Trabajo útil generado por el ciclo a diferentes presiones de vapor recalentado y cargas térmicas.	172
Figura 5.64.	Incremento/ Decremento en el trabajo útil generado, modificando la presión de recalentamiento, respecto a la presión de vapor principal.	173
Figura 6.1.	Eficiencias térmicas y exergéticas máximas modificando diferentes variables independientes	186
Figura 6.2.	Repotencialización de la central Térmica Villa de Reyes.	188

II. LISTADO DE TABLAS

Tabla		PÁG.
Tabla 2.1.	Características de las paredes del generador de vapor	29
Tabla 2.2.	Características geométricas de los domos del generador de vapor.	30
Tabla 2.3.	Características geométricas del economizador	31
Tabla 2.4.	Características geométricas del primer sobrecalentador.	34
Tabla 2.5.	Características geométricas del segundo sobrecalentador.	35
Tabla 2.6.	Características geométricas del tercer sobrecalentador.	36
Tabla 2.7.	Características geométricas del primer recalentador.	37
Tabla 2.8	Características geométricas del segundo recalentador.	38
Tabla 2.9.	Características del calentador de aire regenerativo.	42
Tabla 2.10.	Características de operación del generador de vapor de 350MW.	42
Tabla 2.11.	Especificaciones del combustóleo.	44
Tabla 2.12.	Características de operación del generador de vapor de 350 MW, a régimen de carga variable.	44
Tabla 3.1.	Relaciones de efectividad para los intercambiadores de calor (Began y Kraus, 2003)	72
Tabla 4.1.	Relaciones exergética para varios componentes comunes en ingeniería (Kreith, 2005).	95
Tabla 4.2.	Relaciones termoeconómicas para varios componentes comunes en ingeniería (Palma, 2007)	97
Tabla 4.3	Costos Unitarios de inversión (CFE, 2012b).	99
Tabla 4.4	Composición del tipo de costos de inversión por tipo de recurso (CFE, 2012b).	100
Tabla 5.1.	Variables independientes empeladas para el cálculo térmico del hogar a cargas parciales.	109

NOMENCLATURA

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD SI
1SC	Primer sobrecalentador de vapor	-
2SC	Segundo sobrecalentador de vapor	-
3SC	Tercer sobrecalentador de vapor	-
1RC	Primer recalentador de vapor	-
2RC	Segundo recalentador de vapor	-
A	Área de Transferencia de Calor	m^2
A	Anualidades	\$
a	Largo de la zona de combustión activa	m
a, b, c, d	Constantes del calor específico a presión constante, en función de la temperatura (Ecuación 3 102)	-
A_0	Área obstruida para el paso de gases de combustión debido a los tubos	m^2
A_f	Área ocupada por la aleta en un banco de tubos aletado	m^2
A_{pared}	Área de una pared del hogar del generador de vapor	m^2
$A_{paredes}$	Área de las paredes externas en contacto con los productos de la combustión	m^2
A_{pf}	Área de la pared frontal de hogar del generador de vapor	m^2
$A_{p,l}$	Área de la pared lateral de hogar del generador de vapor	m^2
A_{pp}	Área de la pared posterior de hogar del generador de vapor	m^2
A_{quem}	Área ocupada por los quemadores	m^2
A_{rad}	Área de superficie radiada	m^2
A_s	Superficie de intercambio de calor	m^2
A_t	Área total de transferencia de calor del tubo intercambiador aletado	m^2
b	Ancho del generador de vapor: Ancho de la ZCA	m
b	Altura del banco de tubos	m
b	Espesor de la aleta en bancos de tubos aletados	m
b	Exergía	KJ/Kg
b^0	Exergía química de un combustible en el estado de referencia	KJ/Kg
b_f	Exergía física	KJ/Kg
b_k	Exergía cinética	KJ/Kg
b_{pot}	Exergía potencia	KJ/Kg
b_q	Exergía química	KJ/Kg
b_T	Exergía térmica	KJ/Kg
b_M	Exergía mecánica	KJ/Kg
$\bar{b}_{q,i}$	Exergías química del componente i , en el estado de referencia	KJ/Kg
B_1, B_2, B_3, B_4	Gasto de combustible por cada nivel de quemadores	kg/s

B_{cale}	Gasto de combustible	kg/s
Bo	Número de Boltzman	-
Bu	Número de Buger	-
$B\tilde{u}$	Número de Buger efectivo	-
c	Relación de capacidades caloríficas de los fluidos de trabajo $c = C_{min} / C_{max}$	-
CAIO	Costo actualizado al inicio de la operación	USD/MWh
C_c	Razón de capacidad calorífica del fluido frio en el intercambiador	W/K
C_h	Razón de capacidad calorífica del fluido caliente	W/K
\dot{C}_i	Costo termoeconómico del componente i	USD/MWh
C_{min}	Capacidad calorífica menor de los fluidos de trabajo en un intercambiador de calor	W/K
C_s	Factor de forma del banco de tubos	-
C_z	Coefficiente que depende de la cantidad de hileras en el banco de tubos	-
\overline{Cp}	Calor específico a presión constante de gas ideal	
Cp_c	Capacidad calorífica a presión constante del fluido frio en el intercambiador	J/KgK
Cp_h	Capacidad calorífica a presión constante del fluido caliente en el intercambiador	J/KgK
C^*	Relación de capacidad calorífica	-
C	Porcentaje de Carbono presente en la mezcla de combustóleo	%
C_{comb}	Calor específico del combustible	kJ/kg
D	Diámetro nominal de los tubos en el intercambiador de calor	m
d_e	Diámetro exterior del tubo en el intercambiador	m
d_o	Diámetro interior de los tubos en el intercambiador	m
E	Perfil de distribución de temperatura de la aleta	-
\dot{E}_D	Flujo de destrucción de Exergía	KJ/Kg
E_f	Exergía física	KJ
\dot{E}_n	Flujo de exergía en el estado n	KJ/Kg
ET	Eficiencia térmica del generador de Vapor	%
f_m	Fracción molar	-
FV	Valor futuro de la inversión	\$
G	Flujo másico de gases de combustión a través del banco de tubos aletado	kg/s
g	Fuerza de atracción de la gravedad terrestre	m/s ²
G_{vl}	Caudales de vapor primario	kg/s
G_{vII}	Caudales de vapor secundario	kg/s
G_{purga}	Caudales de vapor de purga	kg/s
H	Porcentaje de Hidrogeno presente en la mezcla de combustóleo	%

H	Altura de la aleta del intercambiador de calor aletado	m
h_n	Entalpia de vapor de agua en el estado n ($n=1-18$)	KJ/kg
h_c	Coefficiente de transferencia de calor por convección en bancos de tubos aletados	W/m^2K
h_{conv}	Coefficiente de transferencia de calor por convección externo	W/m^2K
h_1, h_2	Coefficiente de transferencia de calor externo e interno, en el intercambiador de calor, respectivamente	W/m^2K
h_{rad}	Coefficiente de transferencia de calor por radiación externo	W/m^2K
h_f	Entalpia de vapor de agua de líquido saturado	KJ/kg
h_g	Entalpia de vapor de agua de vapor saturado	KJ/kg
h_{vl}	Entalpías de vapor sobrecalentado	kJ/kg
h_{aa}	Entalpías agua de alimentación	kJ/kg
$h_{aire.cal}$	Entalpía del aire caliente	kJ/kg
$h_{gas.extr}$	Entalpía de los gases en la zona de extracción de gases de recirculación	kJ/kg
h'	Entalpía de agua en el domo	kJ/kg
h'_{vII}	Entalpías del vapor secundario en salida del recalentador regenerativo	kJ/kg
h''_{hogar}	Entalpía de los productos de la combustión a la salida del hogar	kJ/kg
h''_{vII}	Entalpías del vapor secundario en entrada del recalentador regenerativo	kJ/kg
h_e	Entalpía de flujo estable, que entra a un dispositivo o volumen de control	KJ/kg
h_s	Entalpía de flujo, que sale de un dispositivo o volumen de control	KJ/kg
$h_f @ P_n$	Entalpía de líquido saturado a Presión en el estado n	KJ/kg
h_{Ns}	Entalpia isentrópica del vapor de agua en el estado N	KJ/kg
h_{Na}	Entalpia real del vapor de agua en el estado N	KJ/kg
k	Relación de calores específicos	-
k	Tasa de interés o tasa de descuento	%
k_{cont}, k_m, k_{int}	Coefficientes de conducción de la capa de ensuciamiento externa, del metal del tubo y de las incrustaciones internas	W/M^2K
k_{gas}^0	Parámetro de los gases de combustión en el intercambiador de calor	$1/m \cdot MPa$
k	Coefficiente de disminución de la radiación debida a los gases tri-atómicos	$1/m \cdot MPa$
k_f	Conductividad térmica del fluido de trabajo en el intercambiador	W/mK
k_g	Conductividad térmica de los gases de combustión en el intercambiador	$W / m K$
k_m	Conductibilidad térmica del material de la aleta en el intercambiador	W/mK
k_{gas}	Coefficiente de disminución de los rayos en el hogar por	$1/m \cdot MPa$

	gases triatómicos	
k_{hollin}	Coefficiente de disminución de los rayos por las partículas de hollín	$1/m \cdot MPa$
L	Longitud de los tubos expuestos al flujo de los gases de combustión	m
L	Largo del generador de vapor	m
l	Longitud del banco de tubos	m
l_{tub}	Longitud de los tubos del intercambiador	m
L_{hogar}	Altura total del hogar	m
$l_{quemador}$	Altura promedio de los quemadores sobre el nivel del fondo del hogar	m
l_1, l_2, l_3, l_4	Altura de cada nivel de quemadores	m
LV	Costo nivelado de generación	USD/MWh
M	Parámetro M	-
M_0	$M_0=04$ para combustión del combustóleo para quemadores instalados en las paredes o en esquinas de los hogares	-
MOGV	Manual de operación del generador de vapor	
\dot{m}	Flujo másico	Kg/s
m	Parámetro del perfil de distribución de la temperatura en la aleta	-
$m_{a.a.}$	Flujo másico de agua de alimentación	Kg/s
\dot{m}_c	Flujo másico del fluido frío en el intercambiador	Kg/s
\dot{m}_h	Flujo másico del fluido caliente en el intercambiador	Kg/s
m_v	Flujo másico del vapor de agua	Kg/s
n	Numero de Moles	Mol
n	Numero de periodos de la inversión	-
n_1, n_2, n_3, n_4	Nivel o altura de los quemadores	m
N_w	Número de filas (<i>row</i>) del banco de tubos aletados	-
n	Estado termodinámico (<i>a-f</i> para los gases; <i>1-18</i> para los gases de combustión)	
n	Paso de aletado	$1/m$
NTU	Número de unidades de transferencia de calor	-
O	Porcentaje de Oxígeno presente en la mezcla de combustóleo	%
P	Presión en la cámara de combustión	MPa
P	Presión de gas ideal	Kpa
P	Presión de los gases en el ducto, o en el intercambiador de calor	Mpa
P_0	Presión en el estado de Referencia	KPa
P_n	Presión del fluido de trabajo en el estado n	KPa
PCI	Poder calorífico inferior del combustóleo	kJ/kg
P_{00}	Presión del estado muerto	Kpa
P_n	Presión del agua de operación en el estado n , ($n=1-18$)	Kpa
Pr	Número de Prandtl	-

p_{sat}	Presión de Saturación a Temperatura T	Kpa
PV	Valor Presente de la inversión	\$
PVF	Factor de valor presente	-
Q	Transferencia de calor	W
Q_{aire}	Calor físico con aire caliente	KJ/kg
$Q_{aire.ext}$	Calor del aire calentado por una fuente externa	KJ/kg
Q_{comb}	Calor de entrada con el combustóleo caliente	KJ/kg
Q_{disp}	Calor disponible en la cámara de la combustión	KJ/kg
\dot{Q}_e	Flujo de calor que entra a la turbina de vapor	KJ/Kg
Q_{gv}	Calor útil que absorbe el generador de vapor	KJ/kg
Q_{max}	Calor máximo transferido en el intercambiador de calor	KJ/kg
Q_{rec}	Calor físico de los gases de recirculación	KJ/kg
Q_{hogar}	Calor útil en el hogar del generador de vapor	KJ/kg
q_{ZCA}^{refl}	Densidad de flujo de calor reflejado en la Zona de Combustión Activa	MW/m ² s
q_{ZCA}	Calor reflejado en la zona de combustión activa	KJ/m ² s
q_3	Perdidas de calor con combustión incompleta química	KJ/kg
q_4	Perdidas de calor con combustión incompleta mecánica	KJ/kg
q_5	Pérdida de calor por el enfriamiento externo del generador de vapor	KJ/kg
$q_{entrada}$	Flujo de calor que entra a un dispositivo o volumen de control	KJ/kg
q_{rev}	Transferencia de calor reversible	KJ/Kg
q_{salida}	Flujo de calor que sale de un dispositivo o volumen de control	KJ/kg
R	Porcentaje de los gases de recirculación	-
R	Constante universal de los gases ideales	J/K mol
R	Fracción de gases de recirculación	-
RC	Recalentador de vapor	-
r_{gas}	Volumen relativo ocupada por los gases triatómicos en los productos de la combustión	-
r_{H_2O}	Volumen relativo ocupado por vapor de agua en los productos de la combustión	-
r_v	Factor de composición de los gases	-
S	Entropía	KJ/Kg·K
S	Claro de la aleta, en bancos de tubos aletados $S = 1/n - b$	m
S	Porcentaje de Azufre presente en la mezcla de combustóleo	%
S	Espesor de la capa de los gases que iluminan	m
S_0	Entropía en el estado de referencia	KJ/Kg·K
SC	Sobrecalentador de vapor	-
S_n	Entropía de vapor en el estado n ($n=1-18$)	KJ/Kg·K
SPVF	Serie del factor de valor presente	-
S_l	Separación entre las filas de tubos del intercambiador	m

	de calor	
S_2	Separación entre las hileras de tubos del intercambiador de calor	m
S'_2	Separación diagonal entre tubos del intercambiador de calor (escalonados)	m
S_f	Entropía de vapor de agua de líquido saturado	$KJ/Kg \cdot K$
S_g	Entropía de vapor de agua de vapor saturado	$KJ/Kg \cdot K$
S_T	Paso transversal del banco de tubos	m
T	Temperatura	K
T_0	Temperatura del estado de referencia	K
T_{00}	Temperatura del estado muerto	K
T_h	Temperatura del fluido caliente (<i>hot</i>) , que entra al intercambiador de calor	K
T_c	Temperatura del fluido frío (<i>cold</i>) , que entra al intercambiador de calor	K
\bar{t}_{vapor}	Temperatura promedio del vapor en el sobrecalentador o recalentador	K
T_n	Temperatura del agua de operación en el estado n , ($n=1-18$)	K
\bar{t}	Temperatura promedio del vapor de agua en el intercambiador de calor	K
$T_{c,ent}$	Temperatura de entrada del fluido frío en el intercambiador	K
$T_{h,ent}$	Temperatura de entrada del fluido caliente en el intercambiador	K
$T_{c,sal}$	Temperatura de salida del fluido frío en el intercambiador	K
$T_{h,sal}$	Temperatura de salida del fluido caliente en el intercambiador	K
T_{conta}	Temperatura de la superficie contaminada en el intercambiador	K
T_{gases}	Temperatura promedio de los gases en el intercambiador de calor	K
t_{comb}	Temperatura del combustible	K
T_a	Temperatura adiabática	K
T'_{ad}	Temperatura adiabática de la combustión incompleta del combustible	K
T''_{hogar}	Temperatura de los productos de la combustión a la salida del hogar	K
\bar{T}_{ZCA}	Temperatura promedio en la zona de combustión activa	K
U	Coefficiente de transferencia de calor total	$W/m^2 K$
U	Energía interna	KJ
U_0	Energía interna en el estado de referencia	KJ
V	Velocidad de flujo	m/s
V	Volumen	m^3
VCN	Poder calorífico Neto	KJ/Kg
v_n	Volumen específico de vapor de agua en el estado n	m^3 / Kg

	($n=1-18$)	
V_{aire}^0	Volumen del aire estequiométrico para la combustión de 1 Kg de combustóleo	m^3
V_{gas}^0	Volumen estequiométrico de los productos de la combustión	m^3
$V_{N_2}^0$	Volumen estequiométrico del nitrógeno en productos de la combustión	m^3/kg
$(Vc)_{promedio}$	Calor específico promedio de los productos de la combustión	kJ/kg
V_{gas}	Volumen de los productos de la combustión de 1 kg de combustóleo en condiciones de referencia ($P=01 MPa$, $T=273 K$)	m^3/k
V_{RO_2}	Volumen de los gases RO_2 (suma de volúmenes de gases CO_2 y SO_2)	m^3/kg
V_{hogar}	Volumen del hogar del generador de vapor	m^3
$V_{gas}^{R,g}$	Volumen de los productos de la combustión con volumen de gases de recirculación	m^3
V_{ZCA}	Volumen de los productos de la combustión en la Zona de combustión Activa	m^3
$v_f @ P_1$	Volumen específico de líquido saturado a Presión en el estado n	M^3/Kg
W	Trabajo	KJ
w_a	Trabajo real de bomba de agua de alimentación o turbina de vapor	KJ/kg
w_b	Trabajo de la bomba de agua	KJ/kg
$w_{bomba,entrada}$	Trabajo de entrada a una bomba	KJ/kg
$w_{entrada}$	Trabajo que entra a un sistema o volumen de control	KJ/kg
w_{salida}	Trabajo que sale de un sistema o volumen de control	KJ/kg
$w_{turbina,salida}$	Salida de trabajo de la turbina de vapor	KJ/kg
w_t	Trabajo de la turbina de vapor	KJ/kg
w_{neto}	Trabajo neto realizado por el ciclo térmico Rankine	KJ/kg
w_s	Trabajo isentrópico de bomba de agua o turbina de vapor	KJ/kg
\bar{w}	Velocidad promedio de los productos de la combustión en el intercambiador de calor	m/s
W_0	Velocidad promedio del vapor de agua en el interior del intercambiador de calor	m/s
W_{b1}	Trabajo de la bomba de condensados	KJ
W_{b2}	Trabajo de la bomba de recirculación	KJ
W_{r1}	Trabajo de la sección de la turbina de alta presión	KJ
W_{r2}	Trabajo de la sección de la turbina de baja presión	KJ
W_{ciclo}	Trabajo termodinámico del ciclo térmico	KJ
w_f	Velocidad promedio del vapor de agua en el intercambiador de calor	m/s
w_g	Flujo másico de gases de combustión a través del banco	Kg/s

	de tubos aletados	
$(W_s)_{rev}$	Trabajo reversible	<i>KJ</i>
x_{quemad}	Posición relativa del núcleo de la llama	-
x	Calidad de vapor	
x_i^e	Fracción molar del gas <i>i</i>	-
y'	fracción de flujo másico de vapor, extraído de la turbina de alta presión	-
y''	fracción de flujo másico de vapor, extraído de la turbina de baja presión	-
ZCA	Zona de Combustión Activa	-
Z_1	Numero de filas en el intercambiador de calor	-
Z_2	Numero de hileras en el intercambiador de calor	-
z	Numero de tubos en el intercambiador	-
z	Altura de referencia	<i>m</i>
\dot{Z}	costo termoeconómico asociado al equipo	<i>USD/MWh</i>
\dot{Z}_{inv}	Costo termoeconómico de la inversión	<i>USD/MWh</i>
Z_{Comb}	Costo exergético del combustible	<i>USD/MWh</i>
$Z_{O\&M}$	Costo exergético de la mano de obra y mantenimiento	<i>USD/MWh</i>

ALFABETO GRIEGO

SIMBOLO	DESCRIPCIÓN	UNIDAD SI
$\alpha_{prec.aire}$	Exceso de aire en el precalentador de aire	-
α_{gasrec}	Exceso de aire en los gases de recirculación	-
α_{hogar}	Exceso de aire en el hogar del generador de vapor	-
α_{ZCA}	Exceso de aire en la zona de combustión activa	-
β	Grado de combustión	-
ϵ_{ra}	error relativo aproximado	-
Δh_{gases}	Diferencia de entalpía de los gases de combustión entre dos estados termodinámicos	<i>KJ/Kg</i>
ΔT	Diferencia de Temperatura	<i>K</i>
$\Delta T_{máx}$	Diferencia máxima de temperaturas de los fluidos a la entrada de la superficie	<i>K</i>
$\Delta T_{mín}$	Diferencia mínima de temperaturas de los fluidos a la entrada de la superficie	<i>K</i>
ΔT_{ml}	Diferencia de Temperatura media logarítmica	<i>K</i>
$\delta_{conta}, \delta_m, \delta_{int}$	Espesor de la capa de ensuciamiento por su parte externa, pared de los tubos e incrustaciones internas	<i>m</i>
δ_m	Espeso del tubo	<i>m</i>
ϵ_{conta}	Coefficiente de emisividad de las superficies contaminadas	-
ϵ	Coefficiente de emisividad de los productos de la combustión	-
ϵ	Efectividad de la transferencia de calor	-

ζ	Coeficiente de ensuciamiento	-
n_{ter}	Eficiencia térmica del ciclo Rankine	%
n_b	Eficiencia isentrópica de bomba de agua	%
n_T	Eficiencia isentrópica de la turbina de vapor	%
η_{aleta}	Efectividad de la aleta	-
η_t	Eficiencia de la turbina de vapor	%
η_b	Eficiencia de la bomba de agua	%
θ_{hogar}''	Temperatura relativa de los gases en salida del hogar	-
μ	Viscosidad de los gases de combustión, en banco de tubos aletados	m^2/s
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
ν_0	Viscosidad cinemática del vapor de agua en el interior del intercambiador	m^2/s
ξ	Coeficiente de llenado con flujo ascendente de productos de la combustión	-
ξ	Coeficiente de uso del intercambiador	-
ΣA_{pared}	Suma de las superficies de las paredes del hogar	m^2
$\sum_{i=1}^n \psi_i$	Coeficientes de eficiencia térmica de las paredes del hogar	-
σ_1, σ_2	Paso relativo normal y longitudinal, respectivamente	-
σ_2'	Paso diagonal promedio	-
χ	Factor de forma de la pared de tubos de agua	-
φ	Coeficiente de conservación de calor en el hogar	-
φ	Factor de relación de paso relativo normal y paso relativo longitudinal	-
φ	Relación de exergía química	-
$\varnothing E$	Diámetro exterior	-
ϕ_{ext}	Diámetro exterior de los tubos en el intercambiador de calor	m
ψ	Coeficiente de eficiencia térmica de las paredes de tubos de agua	-
ψ_{pf}	Coeficientes de eficiencia térmica de la pared frontal de tubos de agua	-
$\psi_{p.l}$	Coeficientes de eficiencia térmica de la pared lateral de tubos de agua	-
ψ_{pp}	Coeficientes de eficiencia térmica de la pared posterior de tubos de agua	-
$\psi_{promedio}$	Valor promedio del coeficiente de eficiencia térmica de las paredes del hogar	-
ψ_{ZCA}	Eficiencia térmica promedio en la zona de combustión activa	-

IV. RESUMEN

En la presente investigación, se desarrolla el análisis exergético y termoeconómico de la central térmica de vapor de Villa de Reyes, que consta de un recalentamiento y dos regeneraciones. Para dicho análisis se determinan las ecuaciones de transferencia de calor y volúmenes de control que describen el comportamiento físico de cada uno de los componentes de la planta. El estudio se divide en varios módulos, integrados de la siguiente manera:

- a) *Modulo del Cálculo térmico del hogar.* En este módulo se caracteriza el proceso de combustión en el hogar del generador de vapor, y se determina la temperatura de los productos de la combustión a la salida de la cámara de combustión, dicho valor es fundamental en el diseño de los sobrecalentadores y recalentadores del generador de vapor, ya que con ayuda de la temperatura, se pueden determinar las propiedades termodinámica del lado de los gases, lo que permite realizar los cálculos de la transferencia de calor en los elementos subsecuentes.
- b) *Módulo de la Transferencia de calor.* En este módulo se realizan los cálculos de la transferencia de calor en los elementos de intercambio del generador de vapor. (1er, 2do. y 3er sobrecalentadores, 1er y 2do. recalentadores, economizador y precalentador de aire), se determinan las propiedades termodinámicas del vapor a la salida de cada uno de estos elementos. Con la metodología presentada se determina el coeficiente global de transferencia de calor (U) y de las características de flujo, tanto de vapor, como gases de combustión, finalmente, se determina la temperatura a la salida de los gases de combustión y vapor empleando el método de efectividad-NTU.
- c) *Modulo del ciclo Rankine real.* En este apartado se realiza el análisis del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica con recalentamiento y dos regeneraciones, se estudia la influencia que tienen los parámetros de operación de la planta en el rendimiento total del ciclo y se analiza el comportamiento de los elementos de la central termoeléctrica, como son: la turbina de vapor, las extracciones de baja y alta presión de la turbina, condensador, desgasificador y calentador cerrado de agua de alimentación. Para validar el modelo termodinámico, se comparan los resultados obtenidos en los módulos *a*), *b*) y *c*) directamente contra los datos de operación de la central térmica de vapor conocidos (régimenes: 100%,75%,50% y 25%), y una vez validados, se modifican las variables independientes del modelo y se predicen las condiciones de operación a régimen de carga variable, donde se simula la operación de la central termoeléctrica desde el 25% de carga hasta el 100%, realizando la simulación en dependencia del incremento del flujo de combustibles al hogar del generador de vapor y en las presiones de operación establecidas para la central termoeléctrica.
- d) *Modulo del cálculo exergético y termoeconómico,* una vez validado el modelo termodinámico y obtenido resultados del análisis del ciclo térmico de vapor, se integran los módulos *a*, *b* y *c*, para realizar el análisis exergético y termoeconómico

del ciclo, con lo que se identifican los regímenes de carga más eficientes, se presentan las irreversibilidades de los elementos participantes en el ciclo. los flujos exergéticos y los costos de las irreversibilidades asociados a la operación de la central térmica de vapor a los regímenes de carga seleccionados por sus altas eficiencias, y se presentan los costos asociados a las irreversibilidades de los procesos y los equipos,

- e) *Análisis de sensibilidad*, finalmente se realiza un análisis de sensibilidad, donde se estudia la influencia de las principales variables del modelo sobre los resultados obtenidos en la presente investigación, con la finalidad de observar su efecto sobre la eficiencia térmica y exergética del ciclo, así como sobre el trabajo útil generado. Así también, este análisis permite evaluar las oportunidades de mejora de la central termoeléctrica, ya que las modificaciones en las principales variables del sistema, permiten identificar, los posibles resultados de implementar acciones de mejora en los elementos de la central o en los parámetros de operación.

Debido a la naturaleza no lineal de los procesos térmicos que se llevan a cabo en la central térmica de vapor, la simulación de la central térmica de vapor a carga variable, se realiza empleando el método de sustituciones sucesivas, integrando los módulos *a*, *b*, *c* y *d*. Donde, la potencia requerida de generación se considera como variable independiente y se realiza el cálculo iterativo con aproximaciones sucesivas desde el límite inferior, e incrementando el flujo de combustible de manera gradual, hasta que el programa alcance la potencia del ciclo térmico requerida. En cada iteración, el programa determina las características de las variables de control en la planta termoeléctrica como son: el flujo de agua de alimentación, el flujo de combustible a la cámara de combustión, la cantidad de gases de recirculación, la presión del domo de vapor, la presión de vapor recalentado, se establece las presiones de extracción de la turbina de alta y baja presión, así como la presión de operación del condensador.

En el capítulo I se presenta el estado del arte del diseño de equipo térmico, de los modelos de simulación por primera y segunda ley de la termodinámica y de los modelos exergéticos y Termoeconómicos.

En el capítulo II, se plantean las generalidades sobre las instalaciones de producción de potencia mediante vapor, se analizan las diferentes configuraciones del ciclo Rankine, se muestran las características de construcción y operación de la central térmica de vapor Villa de Reyes conocidas, en especial las características geométricas de los elementos que integran al generador de vapor.

En el capítulo III, se presentan las metodologías de los cálculos termodinámicos y de la transferencia de calor de que se llevan a cabo en el hogar y las superficies intercambiadoras del generador de vapor. Metodologías que se emplean para determinar las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo (vapor, gases de combustión), en cada uno de los elementos que integran el generador de vapor.

En el capítulo IV, se presentan los fundamentos teóricos de los análisis Exergéticos y Termoeconómicos y la metodología del costo nivelado de generación que es la base del análisis termoeconómico realizado a la central termoeléctrica Villa de Reyes.

En el capítulo V, se presentan los resultados del analíticos del cálculo térmico del hogar del generador de vapor a cargas parciales (100%, 75%, 50% y 25%), la validación de la transferencia de calor en las superficies intercambiadoras del generador de vapor, el análisis del ciclo termodinámico de la central térmica, obteniendo la eficiencia total del ciclo y finalmente, se presentan los resultados del análisis exergético y termoeconómico a carga variable, del análisis termoeconómico y los resultados del análisis de sensibilidad aplicado al modelo de la central termoeléctrica Villa de Reyes.

En el capítulo VI, se presentan las conclusiones y las recomendaciones a la presente investigación, así como los futuros estudios que se desprenden en base a los resultados obtenidos en el presente trabajo.

V. ABSTRACT

In this research, thermoeconomic and exergy analysis of a steam power plant Villa de Reyes, with reheating and two regenerations variable load regime are developed. For this analysis the equations of heat transfer and control volumes describing the physical behavior of each of the components of the plant are determined. The study is divided into several modules, integrating as follows:

- a) *Calculation Module heat transfer the combustion chamber.* In this module the combustion process in the home of the steam generator is characterized, and the temperature of the combustion products is determined at the outlet of the combustion chamber, this value is fundamental in the design of superheaters and reheaters steam generator as using the temperature, may determine the thermodynamic properties of the gas side for calculation of heat transfer.
- b) *Transfer module heat.* The calculations of the heat transfer exchange elements in the steam generator are performed. (1st, 2nd and 3rd superheaters, 1st and 2nd reheaters, economizer and air preheater), the thermodynamic properties of steam at the output of each of these elements are determined. The methodology presented determines the overall heat transfer coefficient (U) from the geometry of the heat exchangers and flow characteristics, both steam and combustion gases finally determines the temperature at the exit of gases combustion and steam using the method of effectiveness- NTU.
- c) *Module real Rankine cycle.* This section analyzes the thermal cycle steam power plant with two reheat and regeneration is performed, the influence of the operating parameters of the plant in the total cycle performance is studied and the behavior of elements is analyzed the power plant, such as: steam turbine extractions low and high pressure turbine, condenser, degasser and closed feedwater heater. To validate the thermodynamic model, the results are compared to the modules, b) and c) directly against operational data of the known steam power plant (regimes: 100%, 75%, 50% and 25%), and once validated, the independent variables of the model are modified and the operating conditions of variable load regime, where the operation of the power plant is simulated from 25% load to 100% predicted, making the simulation unit the increased flow of fuel to the home of the steam generator and operating pressures established for the power
- d) *Module of Exergy and Thermoeconomic calculation,* once validated the thermodynamic model and obtained results of the analysis of the thermal steam cycle, the modules a, b and c are integrated to make the Exergy analysis and Thermoeconomic cycle, making schemes more efficient load are identified, present the irreversibility of the participants in the cycle elements. The exergy flows and irreversibilities costs associated with the operation of the steam power plant load regimes selected for their high efficiencies, and costs associated with the irreversibility.

- e) Sensitivity analysis, finally a sensitivity analysis was performed, where the influence of the main variables of the model on the results of the present research is studied, in order to observe its effect on thermal and exergy efficiency of the cycle, as well as the useful work generated. Also, this analysis evaluates potential opportunities for improving power plant, because, manipulate the operating regime of the main variables of the system can identify a priori the possible outcomes to implement actions to improve elements of the central or operating parameters .

Because of the nonlinear nature of the thermal processes taking place in the steam power plant, simulating the steam power plant at variable load it is performed using the method of successive substitutions integrating modules *a*, *b*, *c* and *d* where the required power generation is considered as an independent variable and the iterative calculation is performed with successive approximations from the lower limit, and increasing the fuel flow gradually, until the program reaches the required thermal power cycle. At each iteration, the program determines the characteristics of the control variables as thermoelectric plant are the feed water flow, fuel flow to the combustion chamber, the amount of gas recirculation pressure dome steam, reheated steam pressure, the extraction pressure turbine high and low pressure and the operating pressure of the condenser is set is considered constant.

In Chapter I the state of the art thermal equipment design, simulation models for the first and second laws of thermodynamics and exergy and thermoeconomic models are presented.

In Chapter II, raises generalities on paper production facilities with steam, different configurations are analyzed Rankine cycle; and the features of construction and operation of the steam power plant known, especially the geometric characteristics of the elements of the steam generator is.

In chapter III, the main methodologies of thermodynamic calculations and heat transfer are presented that take place in the home and the exchange surfaces of the steam generator. Methodologies used to determine the thermodynamic properties of the working fluids (steam, combustion gases), in each of the elements of the steam generator.

In Chapter IV, the theoretical foundation of thermoeconomic and exergetic analysis that support the results obtained with these methods is presented.

In Chapter V, the analytical results of the thermal calculation of home steam generator at partial loads (100%, 75%, 50% and 25%), the validation of heat transfer in the exchanger surfaces occurs generator steam thermodynamic cycle analysis of the thermal plant yielding the overall efficiency of the cycle and finally, the results of exergy and variable loads Thermoeconomic analysis and the results of the sensitivity analysis applied to the model of the power plant Villa de Reyes are presented.

In Chapter VI, the conclusions and recommendations of this research are presented, and future studies that can be inferred based on the results obtained in this work.

VI. INTRODUCCIÓN

El uso de sistemas térmicos por parte del ser humano tiene evidencia desde épocas remotas por el aprovechamiento de la energía para satisfacer las necesidades del ser humano. Por ejemplo el descubrimiento de la pólvora en China data del siglo XIII. En el siglo XIV varias máquinas hidráulicas fueron empleadas para ventilar minas e irrigar sembradíos.

Uno de los primeros estudios formales que involucran la energía térmica, es el intento por medir la temperatura por Galileo a finales del siglo XVI, que llevarían a desarrollar el termómetro de mercurio en la primera parte del siglo XVIII por Fahrenheit.

Particularmente, el desarrollo de los generadores de vapor empezó en la primera mitad del siglo XVIII. Casi simultáneamente al análisis de los procesos de la combustión. Para la segunda mitad del mismo siglo, los conceptos de calor latente, calor específico, gas ideal y los procesos de conducción y convección de calor fueron ampliamente estudiados (Boehm, 1987). Los sistemas térmicos tomaron un rol importante desde el inicio de la revolución industrial, ya que la mayoría de los procesos industriales estaban relacionados con estos.

Posteriormente, Carnot y sus contemporáneos acuñaron diversas ideas, que llevaron al planteamiento de la segunda ley de la termodinámica durante la mitad del siglo XIX. Gouy (1889) y Stodola (1898) contribuyeron a consolidar los primeros tópicos acerca de los conceptos como exergía, disponibilidad y máxima cantidad de trabajo. La idea de emplear la exergía como una unidad básica de comparación entre las diferentes tipos de energía y sus propiedades empezó a tomar gran importancia.

En el siglo XX, los científicos e ingenieros comenzaron a emplear herramientas analíticas con mayor intensidad, en este periodo, Keenan (1941) desarrollo fuertemente la idea de emplear la exergía como una medida para el trabajo útil de los sistemas, esto aunado a las crisis energéticas de los 70's, estimuló la búsqueda de aplicaciones bajo esta idea. Se introdujeron términos como eficiencia exergética, se enfatizaron esfuerzos en el diseño de plantas térmicas; acciones que nunca se habían hecho antes, centrandó la atención en el concepto de exergía, que es una propiedad particularmente evaluable para diferentes procesos (Boehm, 1997).

Actualmente, el diseño y análisis de sistemas térmicos, no puede basarse sólo en el estudio de los procesos térmicos, de la transferencia de calor y masa, mecánica de fluidos y resistencia de materiales, sino que también debe incluir un análisis económico del costo de la manufactura, operación y mantenimiento, con la finalidad de tener resultados más apegados a la realidad. Se debe considerar el costo de generación durante toda la vida útil del equipo, lo que implica tomar consideraciones de la variación de los insumos durante dicho periodo.

Teniendo en cuenta lo anterior, en el presente trabajo, se estudia la central termoeléctrica de 350 MW, Villa de Reyes, ubicada en San Luis Potosí, México, instalada en 1986, está equipada con un generador de vapor tipo paredes de agua de circulación forzada, recalentador radiante – Convectivo, para intemperie y emplea combustóleo como

combustible. La comisión Federal de Electricidad, plantea su retiro de operación para el año 2024. Mientras tanto, múltiples estudios y recomendaciones se pueden realizar a la central termoeléctrica con el objetivo de optimizar su operación y/o aumentar su eficiencia térmica, reducir sus irreversibilidades y con esto, reducir las pérdidas económicas asociadas a los procesos de generación de energía.

El generador de vapor de la central termoeléctrica puede trabajar a ciertos regímenes de carga, establecidos en el manual de operación, estos son: 100%, 75%, 50% y 25%. Sin embargo, en la actualidad, en la central termoeléctrica no se cuenta con información del comportamiento de la central termoeléctrica fuera de estos parámetros, además, el departamento de mantenimiento, ha reportado irregularidades en la operación de la central termoeléctrica al operar a regímenes de carga pequeños como son al 50% y 25%, específicamente, la turbina de vapor presenta problemas de condensados en las últimas etapas, lo que permite deducir, que el vapor de agua, no alcanza la calidad deseada en el generador de vapor a fin de evitar dicho problema. En la actualidad, la central termoeléctrica no cuenta con una herramienta de análisis, que le permita evaluar el comportamiento del ciclo y de esta manera proponer innovaciones tecnológicas o mejoras en la operación. Predecir el comportamiento de la central termoeléctrica a régimen de carga variables ha motivado la presente investigación e identificar los elementos propensos a ser renovados forma parte de los objetivos específicos.

El objetivo general de esta investigación es realizar un análisis exergético y termoeconómico de la central termoeléctrica, Villa de Reyes, a régimen de carga variable e identificar los regímenes de carga más eficientes.

Para lograr esto se proponen los siguientes objetivos específicos:

1. Desarrollar y validar la simulación del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica villa de Reyes, bajo los regímenes de operación del 100%, 75%, 50%, y 25%.
2. Realizar la simulación del ciclo térmico de vapor a regímenes de carga variable.
3. Emplear la metodología del análisis exergético para analizar el ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica a régimen de carga variable, con énfasis en la transferencia de calor en el generador de vapor de 350 MW.
4. Aplicar la metodología del análisis termoeconómico para evaluar las pérdidas económicas asociadas a las irreversibilidades de los elementos del ciclo térmico de vapor.
5. Identificar los elementos con la mayor generación de irreversibilidades y plantar las alternativas de modernización o rediseño en futuras investigaciones.

Los objetivos específicos, se presentan en el orden conforme se solucionan. La importancia de la presente investigación radica en que, con el modelo creado es posible estudiar el comportamiento de la central termoeléctrica a regímenes de carga variable, lo que es de

suma importancia para plantear modificaciones futuras en los elementos y/o en los regímenes de operación de la central termoeléctrica.

En la presente investigación, se simula la operación de la central termoeléctrica Villa de Reyes, partiendo de un diseño existente, primero validando el modelo termodinámico, centrado en la transferencia de calor en las superficies del generador de vapor, que permite simular el ciclo Rankine con recalentamiento y dos regeneraciones, los resultados obtenidos se comparan con los establecidos en el manual de operación a los regímenes de carga del 100%,75%,50% y 25%, encontrando que las temperaturas establecidas y las temperaturas calculadas por el modelo de simulación guardan gran semejanza.

Posteriormente, se realiza la simulación de la central a régimen de carga variable, para conocer el comportamiento de la central termoeléctrica aun fuera de los regímenes clásicos establecidos en la central termoeléctrica (100%,75%,50% y 25), se encontró que la eficiencia máxima alcanzada por el ciclo es de 35.3%, la cual se alcanza en los regímenes de carga del 75% y del 100%, no obstante la eficiencia térmica máxima del generador de vapor es de 90.4% y ocurre en el régimen de carga del 75%. La eficiencia térmica del generador de vapor decrece al régimen de carga del 100% siendo ésta del 88.7%.

Respecto al análisis exergético realizado a régimen de carga variable, se observa que la eficiencia exergética alcanza un punto máximo del 28.65%, y dos puntos máximos de 28.40%, en los regímenes de carga del 74.1%, 63.3% y 51.14% respectivamente.

De manera global los regímenes de carga más eficientes son los rangos cercanos al 75% y 100% $\pm 1\%$ de carga de la central termoeléctrica, no obstante, tomando en consideración la eficiencia exergética global del ciclo, la máxima eficiencia exergética se encuentra cerca del rango de operación del 75%, con una eficiencia exergética del 28.65%, dicha eficiencia decrece para la carga del 100%, siendo menor en 1.28%. Por lo que en términos de eficiencia tanto energética, como exergética los regímenes de carga cercanos al 75% son los más eficientes para la operación de la central termoeléctrica Villa de Reyes.

El análisis exergético y termoeconómico asociadas a las irreversibilidades presentes en cada uno de los componentes de la central térmica de vapor, nos permite observar que entre los elementos que ocasionan los mayores porcentajes de destrucción de exergía en el ciclo, se encuentra el hogar del generador de vapor, con valores de destrucción de exergía entre el 31.3% al 40%, siendo este elemento el responsable de las mayores pérdidas en el ciclo. Por otra parte la turbina de vapor, representa una destrucción de exergía entre el 6% y 7%. Las superficies de intercambio de calor constituyen en gran medida a la destrucción de exergía que va desde el 14% hasta el 18%, del total de la exergía destruida. Aproximadamente el 10% de la exergía se destruye en el condensador y las bombas de agua de alimentación y recirculación, así como los calentadores de agua de alimentación conocidos como regeneradores en los ciclos térmicos de vapor, representan una destrucción de exergía en el rango del 2 al 4%.

En los apartados posteriores se describirán con mayor profundidad las metodologías de análisis termoeconómico y exergético. Así como los fundamentos termodinámicos para llevar a cabo la simulación del ciclo térmico de vapor a régimen de carga variable.

Es importante mencionar que en la presente investigación no se consideran análisis hidráulico de los elementos del ciclo, es decir, la caída de presión que se emplea para desarrollar la presente simulación, la cual se estima en base a las recomendaciones de la literatura y bajo los criterios de operación de la central térmica. Tampoco se considera el cálculo aerodinámico de las resistencias externas de los gases de combustión, por considerarse insignificantes. Finalmente, no se realiza un análisis de la resistencia mecánica de las superficies de intercambio de calor, ni de las tuberías de vapor, ya que la presente simulación incorpora limitaciones en las variables termodinámicas, para que siempre permanezcan dentro de los límites máximos y mínimos permitidos y establecidos en el manual de operación de la central termoeléctrica, con lo que se evitan posibles fallas de los elementos mecánicos o la presencia de condensados en el condensador o en las líneas de vapor.

Los resultados obtenidos en la presente investigación se desarrollan con el empleo de una hoja de cálculo, en Microsoft Excel 2010, empleando el editor de *Visual Basic Applications* (Walkenbach, 2010), como lenguaje de programación de diversas funciones, para determinar las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo en el ciclo térmico de vapor, rutinas; para calcular la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor, y formularios de usuarios u objetos, para realizar el cálculo térmico del hogar y el análisis del ciclo térmico de vapor, así como para realizar el análisis exergético y termoeconómico de la planta. Se desarrollan Macros, para automatizar la tarea del análisis de los resultados y se emplea la hoja de cálculo de Excel, como base de datos para almacenar momentáneamente los cálculos iterativos, lo que convierte a esta aplicación en una herramienta muy poderosa para obtener y almacenar los resultados de la presente investigación. En el anexo I se presentan la codificación de las funciones, rutinas y formularios de usuario, creados en lenguaje de *Visual Basic Applications* para tal fin.

CAPÍTULO 1. DISEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS

1.1. ESTADO DEL ARTE DEL DISEÑO DE SISTEMAS TÉRMICOS

Es un hecho que los recursos energéticos son limitados y que existe una gran dependencia de los combustibles, lo que ha provocado que muchos países reexaminen sus políticas en materia de energía y tomen medidas drásticas para evitar el desperdicio o aumentar la eficiencia de los sistemas de producción de energía. El aprovechamiento adecuado de energía, en todos los tipos de plantas generadoras de electricidad y sistemas térmicos, ha adquirido un papel sumamente importante. Muchos factores han contribuido a esta nueva tendencia, sobre todo la búsqueda de la producción de electricidad de manera económica y sustentable. En este sentido, el concepto de exergía representa una base sólida para estudiar la viabilidad de los sistemas de transformación y generación de energía.

La importancia de desarrollar metodologías para el diseño de equipos generadores de electricidad resulta evidente. En algunos análisis, el uso efectivo de la energía en los procesos y ciclos para transformarla, ha sido determinado mediante la primera o segunda ley de la termodinámica. La energía no se crea ni se destruye acorde a la primera de estas premisas, sin embargo, la idea de que es imposible que una máquina térmica transforme en trabajo neto la totalidad del calor o energía que se le suministra, se establece en la segunda ley de la termodinámica. El objetivo de un análisis basado en la primera ley de la termodinámica es incrementar el rendimiento energético del ciclo, mientras que, el basado en la segunda ley de la termodinámica, es minimizar las pérdidas exegéticas e identificar las irreversibilidades generadas durante los procesos o ciclos, que representan la cantidad de energía degradada.

Algunos trabajos, han empleado el concepto de exergía enfocado al análisis de sistemas, poniendo especial interés en cada uno de los elementos que componen el sistema. La exergía es particularmente importante, puesto que permite tener una base de comparación entre distintos procesos. Moran (1982) y Szargut, et al. (1988) se han identificado por sus investigaciones en el área de la energía en procesos químicos, transferencia de calor, generación de energía y en otro gran número de procesos físicos usando la exergía como la base de comparación. Particularmente Bejan (1996), han descrito varios aspectos en este campo, empleando aplicaciones fundamentales del concepto de exergía a la transferencia de calor, mecánica de fluidos, termodinámica y otros procesos y han formulado herramientas que permiten mejorar los componentes de un sistema térmico y su operación, con lo que se puede mejorar el rendimiento de los dispositivos.

Particularmente, en lo que respecta al diseño de sistemas térmicos existen un gran número de metodologías, que involucran conocimientos de diversas áreas, como mecánica de fluidos, transferencia de calor, termodinámica, resistencia de materiales, ciencia de materiales y economía. En los trabajos de Stoecker (1989) se describe este tipo de metodologías enfocando sus investigaciones en el diseño óptimo de los sistemas térmicos. En los primeros trabajos especifica procedimientos de modelación primarios de sistemas térmicos, optimización, influencia de los parámetros económicos, y la simulación de sistemas térmicos. En otras investigaciones, se describe el estado del arte de los problemas típicos de optimización térmica, empleando diversas metodologías de optimización térmica.

Otros autores, han realizado análisis de sistemas térmicos (Hodge, 1985; Boehm, 1987; Guyer, 1989; Janna, 1993; Bejan, 1996; Suryanarayana, 2004), poniendo especial interés en la simulación de los sistemas térmicos, que consiste en el cálculo de los valores de las variables de operación, cuyas incógnitas suelen ser variables como las presiones, temperaturas, flujos de materia y energía en los estados termodinámicos definidos para el análisis del sistema. Estos análisis conducen al desarrollo de sistemas de ecuaciones, por lo general no lineales y que emplean para su solución, técnicas matemáticas como: el método de bisección, método de sustituciones sucesivas y el método de Newton Raphson, así como el ajuste de curvas empleando interpolación de Lagrange, método del polinomio de colocación, regresión lineal y polinomial y ajuste de curvas empíricas. La simulación de los sistemas térmicos, consiste en plantear las ecuaciones que rigen el comportamiento de los componentes que forman dicho sistema, estas ecuaciones, junto con las expresiones que relacionan los estados de los fluidos con sus propiedades termodinámicas, así como ecuaciones de balance de materia y energía, constituyen un sistema de ecuaciones que relacionan todas las variables de operación, con el objetivo de predecir el comportamiento del sistema térmico, en particular es necesario resolver el sistema de ecuaciones, siendo la mayoría de estos no lineales y con un alto número de incógnitas.

Particularmente en el área de diseño de generadores de vapor y análisis de plantas térmicas de vapor, que es el tema de aplicación de la presente investigación, existe un importante enfoque, aplicado a sistemas complejos con transferencia de calor, conocido como *pinch technology* introducido por Linnhoff (1993), cuyo método consiste en identificar las oportunidades de conservación de energía, permite cuantificar el potencial que existe para reducir las pérdidas de energía, mejorando la interrelación de los sistemas de intercambio de calor (Linnhoff y Hindmarsh, 1983), lograr este beneficio supone aumentar el área de intercambio de calor en las calderas con el consecuente aumento del costo de fabricación, por lo tanto, en el diseño de calderas se busca una relación entre el área de transferencia de calor y el costo de inversión y operación en aras de disminuir las pérdidas de energía. Los objetivos del *Pinch analysis* son la reducción de emisiones (Smith et al., 1990), la reducción del costo de generación de energía, incremento del flujo de capital y aprovechar

al máximo las fuentes de energía (Linnhoff y Rower, 1978). Sin embargo el *Pinch analysis* se basa en principios termodinámicos rigurosos, que no incluyen análisis económicos.

Uno de los conceptos que ha ganado una gran popularidad en los últimos años, es el de termoeconomía, este concepto es una extensión del segundo principio de la termodinámica en combinación con análisis económicos, donde los costos de los flujos exergéticos se convierten en la base de comparación entre los procesos. Múltiples autores han presentado trabajos que describen ampliamente la aplicación de la termoeconomía (Sieniutycz, 1990; El-Sayed, 2003; Valero et al., 2006). Estos modelos se trataran con mayor profundidad en el apartado 1.3.

1.2. MODELOS DE OPTIMIZACIÓN TERMODINÁMICA

La mayoría de las investigaciones desarrolladas en esta área (Wilbur, 1985; Naess, 1993; Ordys, 1994; Paul, 1994; Murray, 1994; Narula, 1995; Kler, 2006; Jüdes et al., 2009; Chen, 2011; Zhao et al., 2012; Topela, 2015), están enfocadas al análisis de sistemas de generación de energía, buscando la optimización del diseño y operación para incrementar la eficiencia, predecir el comportamiento del ciclo y disminuir las emisiones contaminantes, todo ellos sin considerar el costo. Generalmente éste tipo de análisis son basados en la primera y segunda ley de la termodinámica.

1.2.1. Análisis basados en la primera ley de la termodinámica

Respecto a los análisis por primera ley algunos autores como Weir (1988), analizan el diseño de una caldera de recuperación de calor para un ciclo combinado, discutiendo la influencia de los parámetros de operación, las características de las superficies de transferencia de calor, la geometría del generador de vapor y las propiedades físicas de los fluidos sobre la eficiencia del ciclo, integrándolos en un programa de cómputo que permite evaluar sus efectos sobre el rendimiento total de la planta. Por su parte Bolland (1991) también estudia una caldera de recuperación de calor centrandó su investigación en los efectos que tienen los niveles de presión sobre el rendimiento del ciclo. Huang (1990) estudia el *pinch point* y los niveles de presión para diseñar una caldera de recuperación de calor e incrementar el rendimiento del combustible, además plantea las limitantes de un análisis por primera ley para la selección de un sistema de cogeneración. Por otro lado Croonenbrock (1996) y Samedard y Scheffknecht (1997), plantean la necesidad de evaluar las diferentes configuraciones y diseño físico de calderas de recuperación de calor y turbinas de gas en ciclos combinados para su selección en las diferentes configuraciones de

generación de energía. Sobre esta misma línea Rapun (1999) dirige su investigación sobre el diseño de calderas de recuperación de calor, realizando una simulación del ciclo combinado y aplicando posteriormente la técnica de coeficientes de influencia para observar el efecto de la variación de algunos parámetros termodinámicos y geométricos del diseño de la caldera sobre el rendimiento térmico del ciclo, por su parte Franco y Russo (2002) optimizan los parámetros de operación de una caldera de recuperación de calor, para incrementar el rendimiento total de un ciclo combinado. También Valdes y Rapun (2000), realizan la optimización de una caldera de recuperación de calor basados en la técnica de coeficientes de influencia y optimizando la distribución del área de transferencia de calor de la caldera de recuperación de calor. Más recientemente Ndlovu y Majazi (2014), estudian el impacto que tiene el diseño de la torres de enfriamiento sobre el rendimiento total del ciclo, simulando la integración total de los procesos en ciclos de vapor Rankine estándar y regenerativos. En particular estas investigaciones son de especial importancia para el presente trabajo, ya que se evalúa una central térmica de vapor, centrandó la investigación en la simulación de la transferencia de calor y la operación del generador de vapor a cargas parciales, con la finalidad de realizar un análisis exergético y termoeconómico, identificando los elementos con mayores irreversibilidades y por consiguiente que representan las mayores pérdida económicas asociadas al proceso.

1.2.2. Análisis basados en la segunda ley de la termodinámica

En los trabajos basados en la segunda ley de la termodinámica, es necesario emplear términos como disponibilidad o exergía, termino bien establecido por varios autores que estudian diferentes configuraciones de sistemas térmicos, entre ellos Moran (1982), Kotas (1985), Szargut *et al.* (1988), y, los cuales tratan totalmente sobre análisis de exergía en los procesos térmicos. Existen otros autores como Obert (1960), Haywood (1980), Gyftopoulos y Beretta, (1991), Bejan et al. (1996), que muestran capítulos relevantes sobre correlaciones termodinámicas aplicadas al análisis de sistemas térmicos. En todos éstos, se tratan las bases y las relaciones termodinámicas que permiten realizar análisis exergéticos y se plantea la teoría y las ecuaciones fundamentales para determinar la exergía de elementos y fluidos de trabajo, durante diferentes procesos.

Existen numerosos trabajos basados en el segundo principio de la termodinámica, que emplean el concepto de exergía, por ejemplo Tsatsaronis y Park (2002), analizan un sistema de ciclo combinado y presentan una comparación exergética entre dos configuraciones del ciclo, empleando dos diferentes cámaras de combustión de carbón. Por otra parte Horlock et al. (2000), realizan un análisis exergético de una planta moderna que quema combustible fósil, discutiendo el concepto de eficiencia racional en plantas térmicas, calculan las irreversibilidades basado en un análisis de proceso reversible y de máximo trabajo

obtenido, presentan valores cuantitativos de las pérdidas exergéticas. También Kaya y Eyidogan (2009), presentan un análisis de las oportunidades de conservación de energía en un generador de vapor que emplea gas natural como combustible, operando a régimen constante, plantea la propuesta de mejorar la eficiencia exergética de la siguiente manera:

- a) disminuyendo las fugas de aire en el precalentador de aire regenerativo,
- b) reduciendo la cantidad de exceso de aire en la cámara de combustión y
- c) reduciendo la temperatura de escape de los gases de combustión.

Estos autores, también mencionan, que existen otros factores capaces de modificar la eficiencia exergética de un generador de vapor como, la combustión incompleta, el exceso de aire, temperatura de inyección, composición química del combustible, características de los quemadores, pérdidas térmicas a través de las paredes de la cámara de combustión, suciedad y las características de las superficies de transferencia de calor.

Por otra parte, Caliskan y Hepbasli (2010), realizan un análisis exergético de una cámara de combustión industrial con un quemador radiante, presentan resultados del grado de exergía destruida y la eficiencia exergética del equipo y concluyen con la recomendación de mejorar la investigación con un análisis exergoeconómico combinado con un análisis exergético y económico del equipo.

Los análisis energéticos y exergéticos, son fundamentales para determinar tanto la eficiencia energética como la generación de irreversibilidades en los sistemas térmicos. Sin embargo, este tipo de análisis se encuentran limitados, ya que no toman en cuenta el costo de fabricación, de generación de energía y de operación y mantenimiento de los equipos. De tal forma que, no es posible tomar una decisión realmente factible, para implementar una modificación o sugerir un rediseño de algún elemento que forme parte del ciclo y que contribuya al incremento de la eficiencia, sin que esto represente un gasto significativo en los costos de la inversión. Por esta razón se requieren estudios en los cuales se incorpore análisis donde los costos estén presentes como base de comparación entre los procesos, es justamente la termoeconómica la vertiente metodológica que toma en consideración esta necesidad, la cual se desarrolla a mayor detalle en el apartado siguiente.

1.3. MODELOS DE OPTIMIZACIÓN TERMOECONÓMICOS

Existe amplios estudios sobre los modelos termoeconómicos, algunos autores como El-Sayed (1996a, 1996b), Frangopoulos (1987, 1988, 1991, 1993), Frangopoulos y Bulmetis (1992), Valero et al. (1994), y Tsatsaronis (1993), quienes proponen modelos termoeconómicos, bastante similares entre sí, donde proponen la división de los elementos de los sistema térmico, en subsistemas más pequeños y aplican ecuaciones de balance de

costos a los flujos de exergía que entran y salen de cada subsistema. Un buen resumen de estas metodologías lo presentan Da Gama y Nebra (1999), quienes muestran las diferencias teóricas, realizando una comparación entre las distintas metodologías, aplicadas a un caso práctico. Por otra parte Agazzani y Massardo (1997), y Kim et al. (1998) utilizan el análisis termoeconómico o exergoeconómico para optimizar el costo de producción de energía en una planta de ciclo combinado.

Específicamente, en cuanto a sistemas de generación de energía se refiere, varios autores han analizado diferentes tipos de plantas, aplicando la metodología termoeconómica, también conocida como exergoeconómica, que define claramente un análisis basado en el segundo principio de la termodinámica y dirigido a cuantificar los costos de la exergía destruida en los procesos. Por ejemplo, Tsatsaronis y Park (2002), analizan un sistema de cogeneración y discuten la manera de estimar la exergía destruida, la cantidad de ésta, que se puede aprovechar y el costo de la inversión asociado a la implementación de mejoras en alguno de los componentes del sistema como compresores, turbinas, intercambiadores de calor y cámaras de combustión, estimando el tiempo de recuperación de la inversión, para justificar su viabilidad. Por su parte, Rosen y Dincer (2003c), realizan un análisis exergoeconómico de cuatro plantas de generación de energía que emplean diferentes tipos de combustibles, mostrando la correlación que existe entre las pérdidas exergeticas, el costo del capital y las características económicas de la planta en su totalidad, aplicando un balance exergetico, con lo que, determinan la mejor configuración para alcanzar el costo de generación óptimo. Otra investigación interesantes es la de Kwak et al. (2003), que realizan un análisis exergetico y termoeconómico de una planta de ciclo combinado de 500 MW aplicando balances de masa y energía a cada uno de los componentes del sistema, empleando el método MOPSA (*Modified Productive Structure Analysis*) basado en la teoría del costo exergetico propuesta por Lozano et al. (1993) y Torres et al. (1996), con lo que estiman el costo unitario de generación de energía eléctrica de un sistema de cogeneración.

Por otra parte, Frangopoulos (1993), realiza un análisis de tres diferentes procedimientos de optimización (uso de algoritmos de programación no lineal, teoría del enfoque termoeconómico y simulación modular y optimización de sistemas) a un sistema clásico de cogeneración conocido como CGAM (C. Frangopoulos, G. Tsatsaronis, A. Valero, M. von Spakovsky, and Coworkers), en honor a los pioneros especialistas en el campo de la termoeconomía, que en 1990 decidieron comparar sus metodologías para resolver un problema simple de optimización de un sistema de cogeneración. Este autor, realiza un análisis de sensibilidad de la dependencia de la solución óptima a ciertos parámetros y describe las características de la función objetivo. Concluye que el uso de algoritmos de programación no lineal, es el camino más simple para evaluar la eficiencia global del sistema aunque, no arroja información adicional de la interrelación física y económica de cada uno de los componentes. Además, demuestra que el análisis termoeconómico es el que optimiza de mejor manera el ciclo completo, en particular, cuando el sistema es dividido en

subsistemas. Adicionalmente hace hincapié en que, es preferible emplear ésta metodología cuando se analizan sistemas complejos, arrojando resultados más próximos al óptimo en comparación con las otras dos metodologías. Finalmente, menciona que la simulación modular, frecuentemente se puede considerar como una herramienta auxiliar para la programación lineal y para el enfoque termoeconómico de sistemas.

Por su parte Casarosa et al. (2004), presentan una importante contribución a los objetivos de esta tesis, realizan una optimización de los parámetros de operación de una caldera de recuperación de calor de una planta de ciclo combinado, centrandó su investigación en dos premisas fundamentales: desde el punto de vista termodinámico minimizar la destrucción de exergía y desde el punto de vista termoeconómico minimizar los costos de la caldera de recuperación de calor. Concluyen que, con este tipo de análisis se pueden obtener configuraciones de plantas de ciclo combinado con eficiencias de alrededor del 60% y superar éste límite, si se incorporan análisis de las tecnologías de las turbinas de gas. En la misma línea, Valdes et al. (2003), presentan una optimización termoeconómica de un ciclo combinado empleando algoritmos genéticos, cuyas funciones de optimización involucran minimizar los costos de producción y por otra maximizar el flujo de caja anual. En el mismo rubro de los ciclos combinados, en los últimos años, Abusoglu y Kanoglu (2009a), presentan una interesante revisión bibliográfica sobre los análisis exergoeconómicos y la optimización de ciclos combinados. Ellos plantean las principales metodologías del análisis termoeconómico y realiza una comparación entre ellos, los clasifican en dos tipos: métodos algebraicos y de cálculo basados en métodos lagrangianos y optimización matemática. Posteriormente estos autores (Abusoglu y Kanoglu (2009b), presentan un análisis exergético y termoeconómico de una planta de cogeneración de energía de motor de combustión interna diesel, donde el análisis de los costos de producción de energía ayuda a determinar el precio de venta de la energía eléctrica generada, maximizando los beneficios y minimizando los costos de generación.

Más recientemente, los modelos de optimización termoeconómica han sido aplicados para el análisis de sistemas térmicos, específicamente para el análisis de ciclos Rankine Orgánicos (Yang y Yeh 2015; Imran, et al., 2014; Lecompte, et al., 2014). Otros autores como Feng et al. (2015), han estudiado la influencia de los parámetros de operación sobre la eficiencia exergética y sobre el costo nivelado de generación en un ciclo Rankine orgánico básico y un ciclo Rankine Orgánico Regenerativo, comparado los resultados termoeconómicos con la eficiencia exergética y los costos nivelado de generación.

En la presente investigación, también se toma de referencia trabajos como el de Palma (2007), que presenta un análisis exergético, termoeconómico y ambiental de un sistema de generación de energía, estudia el caso de una central termoeléctrica de turbina de gas. Presenta una amplia investigación bibliográfica y bases teóricas del método exergético y termoeconómico y aplica estas metodologías para determinar las pérdidas exergéticas y termoeconómicas de cada uno de los subsistemas del ciclo. Para realizar el análisis

exergético, considera a los gases de combustión, como mezcla de gases ideales, lo cual es muy recomendable para simplificar la complejidad de la simulación, recomendación que es considerada para realizar el análisis exergético de la central térmica Villa de Reyes, que es el caso de estudio de la presente investigación.

Por otra parte, Rovira (2004), busca realizar un análisis de ciclo combinado a cargas parcial, enfocado en el estudio de la caldera de recuperación de calor, presenta un programa de computo empleando algoritmos genéticos y métodos de aprendizaje (inteligencia artificial), que ayudan a determinar la influencia de los parámetros de diseño a la evaluación del costo de generación por kilowatt- hora y el flujo de caja anual (teniendo en cuenta el precio de venta de la energía a la red). Plantea la posibilidad de analizar distintos tipos de arreglos y configuraciones del ciclo térmico, considerando variaciones del precio del combustible o limitaciones gubernamentales de los niveles de emisiones contaminantes permitidos, evalúa sus resultados, a diferentes regímenes de operación, para determinar el intervalo de potencia óptimo en el que es rentable operar la planta y de esta manera determinar la curva de la oferta.

En la literatura existe amplia información sobre las técnicas para aplicar los análisis exergéticos y termoeconómicos, así como múltiples estudios del análisis exergético y termoeconómicos como los de Rovira (2004), Palma (2007) y Feng (2015), por mencionar a los que mayor influencia tienen sobre la presente investigación.

En el presente trabajo, se realiza un análisis exergético y termoeconómico de la central termoeléctrica Villa de Reyes, a régimen de carga variable, la contribución de los resultados en la presente investigación radica en la integración de múltiples metodologías.

Se estudia la influencia de los parámetros de operación sobre la transferencia de calor de las superficies de intercambio de calor, incluyendo el análisis de la combustión en el generador de vapor y el análisis del ciclo Rankine con Recalentamiento y Regeneración con el objetivo de simular la central termoeléctrica a régimen de carga variable, lo que permite realizar los análisis exergéticos y termoeconómicos en múltiples regímenes de operación.

Si bien, en la mayoría de los estudios que existen en el estado del arte del análisis de centrales térmicas, se parte del conocimiento a priori de los parámetros y condiciones de operación, en la presente investigación se modela la central termoeléctrica con las ecuaciones de análisis de la combustión, transferencia de calor, masas y energía, presentadas en el capítulo III y se validan los resultados con los regímenes de carga del 100%, 75%, 50% y 25%, establecidos por el fabricante. Una vez validado el modelo, se emplea para simular el comportamiento de la central a régimen de carga variable. De esta manera, se puede realizar el análisis exergético y termoeconómico, que son metodologías que basan la exactitud de sus resultados, en la robustez del modelo termodinámico del sistema.

La motivación para realizar la presente investigación, radica en realizar un proceso de reingeniería, ya sea de los parámetros de operación de la central termoeléctrica Villa de Reyes, o implementar un programa de mejora continua o sustitución de los elementos más irreversibles de la central termoeléctrica. Partiendo de un modelo matemático que permita predecir el comportamiento de la central termoeléctrica. Para ello, el primer paso es realizar un diagnóstico con los resultados obtenidos en la presente investigación, donde se identifican los elementos más irreversibles y se establecen los regímenes de operación óptimos tanto del punto de vista energético como exergético. La contribución de la presente investigación, permitirá en futuras investigaciones analizar múltiples modificaciones a la operación y el impacto de la renovación de los elementos más irreversibles sobre la eficiencia total del ciclo, cuantificarlas en términos económicos y evaluar la factibilidad de implementarlas, ya que se contará con un modelo termodinámico completo de la central termoeléctrica.

CAPITULO II GENERALIDADES SOBRE INSTALACIONES DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA MEDIANTE VAPOR

2.1. INTRODUCCIÓN A LAS INSTALACIONES DE PRODUCCIÓN DE POTENCIA MEDIANTE VAPOR

Una meta importante de la ingeniería, es proyectar instalaciones de generación que realicen la conversión de la energía en trabajo útil de la manera eficiente, reduciendo las pérdidas energéticas y disminuyendo el costo de generación, lo que repercute en un menor consumo de combustibles. Por otra parte, se busca disminuir los impactos ambientales asociados a la producción de energía eléctrica.

En este capítulo se describen los principios de operación de una central térmica de vapor que opera bajo el ciclo termodinámico Rankine, se describe el ciclo Rankine ideal, la desviación de este con respecto al ciclo Rankine real y finalmente se detallan las características del ciclo Rankine real con recalentamiento y dos regeneraciones, que es el ciclo termodinámico bajo el cual opera la central termoeléctrica Villa de Reyes, y en base al cual, se establecen los estados termodinámicos empleados en el presente trabajo, que dividen el ciclo en subsistemas, lo que permite analizar el comportamiento de cada uno de los elementos de la central termoeléctrica.

La producción de energía mundial se incrementó de 1973 al 2010 de 6,139 TWh a 21, 511 TWh, con un crecimiento promedio anual del 3.4%, y comparado con los 20,206 TWh que se produjeron en 2009, la generación global de energía eléctrica presento un crecimiento promedio anual de 6.5% al 2010 (IEA, 2012).

La generación de energía eléctrica a nivel mundial, está sustentada en fuentes de energía no renovables, ya que en 2010, el 67.2% de la producción de energía eléctrica se realizó empleando la quema de combustibles, el 16.3% en hidroeléctrica, 12.8% en plantas nucleares, el 1.5% en centrales que emplean biocombustibles y materiales de desecho y solo el 1.5% de la producción se realizó con tecnologías limpias como son la geotérmica, solar y eólica, los otros tipos de instalaciones menores de producción de energía eléctrica representan el 2.1% (IEA, 2012).

Considerando la capacidad instalada de producción de energía eléctrica a nivel mundial, por el tipo de tecnología, el 21.5% corresponden a centrales que emplean carbón, el 24.73% emplean gas natural, 12.8% emplean energía nuclear, 17% son hidroeléctricas, el 5.19% emplean combustóleo, las plantas que emplea biocombustibles y materiales de desecho, representan el 0.89% y finalmente las tecnologías geotérmica, solar y eólica suman el

7.13% a nivel mundial (IEA, 2012). Se puede notar que aunque la capacidad instalada de las tecnologías geotérmica, solar y eólica es alta (7.13%), solo producen el 1.5% de la electricidad mundial, esto es debido a sus bajos factores de planta y a su poca disponibilidad.

En el caso particular de México, los indicadores anteriores son diferentes, ya que para el año 2010, la producción efectiva de generación de energía eléctrica, por tipo de tecnología estaba constituida por el 34% con tecnología de ciclo combinado, 24.3% por termoeléctrica convencional, 21.7% hidroeléctrica, 10.2% carboeléctrica, 2.6% Nucleoeléctrica 4.8% Turbogas, geotermoeléctrica y eólica constituyen el 2%, así como 0.4% corresponde a la tecnología de combustión interna (CFE, 2012a).

Se puede apreciar que las centrales generadoras de energía eléctrica de ciclo combinado, han ido tomando mayor importancia en los últimos años, no obstante, las centrales termoeléctricas convencionales contribuyen en gran medida a la generación eléctrica nacional, aunado a que ambos tipos de tecnología están consideradas dentro de la carga base para suplir la demanda de energía eléctrica. Es decir, que aproximadamente el 25% de la electricidad generada en el país se genera en centrales térmica de vapor. Por lo anterior, el estudio de la central térmica de vapor Villa de Reyes, es de suma relevancia, ya que es una tecnología ampliamente empelada en nuestro país.

En el presente capítulo se describen las particularidades y configuraciones del ciclo termodinámico Rankine, que es la base para el análisis de la producción de energía eléctrica mediante vapor, se presentan las ecuaciones para el balance energético de la central termoeléctrica Villa de Reyes y se describen las características geométricas y de construcción de los elementos de la central térmica; datos que serán empleados para realizar las simulaciones del cálculo térmico del hogar, la transferencia de calor en los elementos del generador de vapor y en el balance energético del ciclo térmico de vapor en los apartados siguientes.

2.1.1. Ciclo Rankine ideal

Las centrales eléctricas de vapor son responsables de producir la mayor parte de la energía eléctrica del mundo, e incluso pequeños incrementos en la eficiencia térmica pueden significar grandes ahorros en los requerimientos de combustible. En consecuencia, es válido cualquier esfuerzo para mejorar la eficiencia del ciclo con que se operan las centrales eléctrica de vapor (Cengel, 2012) bajo esta premisa, las centrales eléctrica de vapor basan su operación en el ciclo Rankine, cuyo diagrama (T-S) y diagrama esquemático se muestra en la figura 2.1 que a continuación se describe.

En la figura 2.1 se muestra de manera esquemática un diagrama T-S de un ciclo Rankine ideal, el cual no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos: de 1-2 Compresión isentrópica en una bomba, de 2-3 Adición de calor a presión constante en una caldera, de 3-4 Expansión isentrópica en una turbina y de 4-1 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

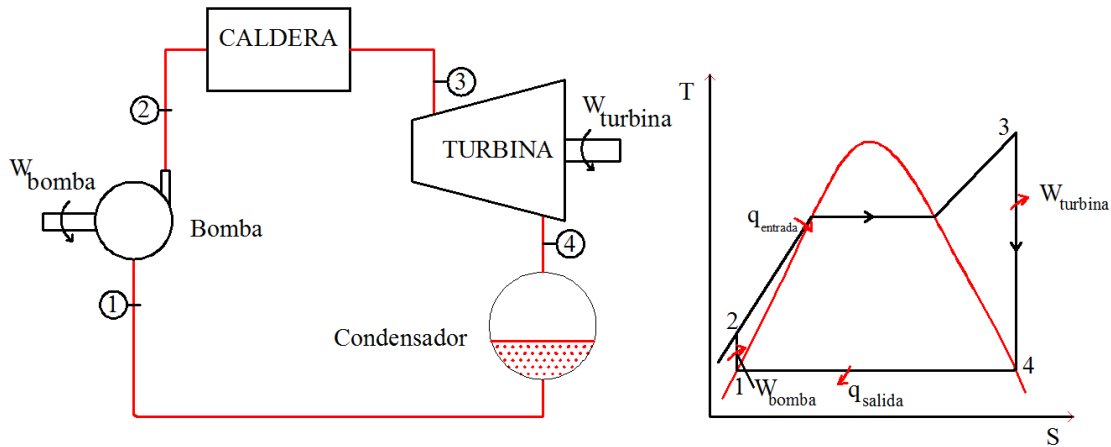


Figura 2.1. Ciclo Rankine ideal simple.

El agua entra a la *bomba* en el estado 1 como líquido saturado y se condensa isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta durante este proceso de compresión isentrópica debido a una ligera disminución en el volumen específico del agua. La distancia vertical entre los estados 1 y 2 en la figura 2.1, se exagera de manera considerable para mayor claridad.

El agua entra a la caldera como líquido comprimido en el estado 2 y sale como vapor sobrecalentado en el estado 3. La caldera es básicamente un gran intercambiador de calor donde los gases combustión intercambian calor con el agua de alimentación a la caldera, esencialmente a presión constante. Las calderas con secciones de sobrecalentamiento y recalentamiento, como es el caso de estudio del presente trabajo, reciben el nombre de *generador de vapor*.

El vapor sobrecalentado en el estado 3, entra a la turbina de vapor donde se expande isentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje conectado a un generador eléctrico, la presión y la temperatura del vapor disminuyen durante el proceso hasta los valores en el estado 4, donde el vapor entra al condensador. En el estado 4, el vapor es por lo general una mezcla saturada de líquido y vapor con una alta calidad. El vapor entra al condensador donde se condensa a presión constante, donde se rechaza calor hacia un medio de enfriamiento como un lago, un río o la atmósfera. El vapor sale del condensador como líquido saturado y es enviado a la bomba de recirculación, completando el ciclo.

El área bajo la curva del proceso en un diagrama T-S representa la transferencia de calor para procesos internamente reversibles; y se observa que el área bajo la curva del proceso 2-3 representa el calor transferido hacia el agua en la caldera y que el área bajo la curva del proceso 4-1 representa el calor rechazado en el condensador. La diferencia entre estas dos (el área encerrada por el ciclo) es el trabajo neto producido durante el ciclo.

2.1.2. Principales conceptos termodinámicos del ciclo Rankine ideal

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estable. Por lo tanto, los cuatro procesos que conforman el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estable. Por lo general, los cambios en la energía cinética y potencial del vapor son pequeños en relación con los términos de trabajo y de transferencia de calor, de manera que son insignificantes. Entonces, la ecuación de energía de flujo estable por unidad de vapor se reduce a:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_e - h_s \quad (2.1)$$

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo y se supone que la bomba y la turbina son isentrópicas, entonces la relación de conservación de la energía para cada dispositivo puede expresarse como:

$$\text{Bomba } (q = 0) \quad w_{bomba, entrada} = h_2 - h_1 \quad (2.2)$$

O,

$$w_{bomba, entrada} = V(P_2 - P_1) \quad (2.3)$$

Donde

$$h_1 = h_f @ P_1 \quad y \quad v \cong v_1 = v_f @ P_1 \quad (2.4)$$

$$\text{Caldera } (w = 0) \quad y \quad q_{entrada} = h_3 - h_1 \quad (2.5)$$

$$\text{Turbina } (q=0) \quad w_{turbina, salida} = h_3 - h_2 \quad (2.6)$$

$$\text{Condensador } (w = 0) \quad q_{salida} = h_4 - h_1 \quad (2.7)$$

La eficiencia térmica del ciclo Rankine se determina a partir de:

$$n_{ter} = \frac{w_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad (2.8)$$

Dónde:

$$w_{neto} = q_{entrada} - q_{salida} = w_{turbina,salida} - w_{bomba,entrada} \quad (2.9)$$

2.1.3. Ciclo Rankine Real e irreversibilidades respecto al ciclo Rankine Ideal

El ciclo real de potencia de vapor difiere del ciclo Rankine ideal, como se ilustra en la figura 2.2, como resultado de las irreversibilidades en diversos componentes. La fricción del fluido y las pérdidas de calor hacia los alrededores, son las dos fuentes más comunes de irreversibilidades.

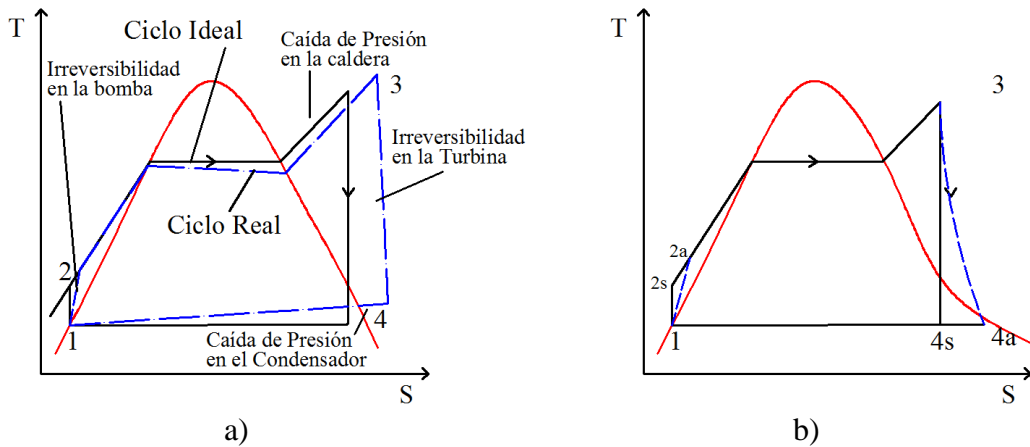


Figura 2.2. Ciclo Rankine ideal y real.

- a) Desviación del ciclo real de potencia de vapor respecto del ciclo Rankine ideal.
- b) Efecto de la: irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine ideal.

La fricción del fluido ocasiona caídas de presión en la caldera, el condensador y las tuberías en diversos componentes, como resultado, el vapor sale de la caldera a una presión un poco menor. Además, la presión en la entrada de la turbina es un poco más baja que la de la salida de la caldera, debido a la caída de presión en los tubos conectores. La caída de presión en el condensador por lo general es muy pequeña. Para compensar todas estas caídas de presión, el agua debe bombearse a una presión más alta que la del ciclo ideal. Esto requiere una bomba más grande y una mayor entrada de trabajo a la bomba.

Otra fuente importante de irreversibilidades es la pérdida de calor del vapor hacia los alrededores cuando el fluido de trabajo circula a través de varios componentes. Para mantener el mismo nivel de salida neta de trabajo, es necesario transferir más calor hacia el vapor en la caldera para compensar estas pérdidas de calor indeseables. Como consecuencia, la eficiencia del ciclo disminuye.

Las irreversibilidades que suceden dentro de la bomba y la turbina son especialmente importantes. Una bomba requiere una entrada de trabajo mayor y una turbina produce una salida de trabajo más pequeña como consecuencia irreversibilidades. Bajo condiciones ideales, el flujo a través de estos dispositivos es isentrópico. La desviación existente entre bombas y turbinas reales respecto de las isentrópicas puede ser compensada utilizando la *eficiencia isentrópica*, definidas como:

$$n_b = \frac{w_s}{w_a} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.10)$$

y

$$n_T = \frac{w_a}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.11)$$

Donde los estados $2a$ y $4a$ son los estados reales de salida de la bomba y la turbina, respectivamente, mientras que $2s$ y $4s$ son los estados correspondientes para el caso isentrópico (Ver figura 2.2).

También es necesario considerar otros factores en el análisis de los ciclos reales de potencia. En los condensadores reales, por ejemplo, el líquido suele subenfriarse para evitar el inicio de la *cavitación*, así como la rápida evaporación y condensación del fluido en el lado de baja presión del impulsor de la bomba, el cual puede dañarla. Hay pérdidas adicionales en los cojinetes ubicados entre las partes móviles como consecuencia de la fricción. El vapor que se fuga durante el ciclo y el aire que ingresa al condensador representan otras dos fuentes de pérdida. Finalmente, la potencia consumida por equipos auxiliares, como los ventiladores que suministran aire al horno, también se consideran en la evaluación del desempeño de las centrales eléctricas.

La idea básica detrás de todas las modificaciones para incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de potencia es la misma: incrementar la temperatura promedio a la que el calor se transfiere al fluido de trabajo en la caldera, o disminuir la temperatura promedio a la que el calor se rechaza del fluido de trabajo en el condensador. Es decir, la temperatura promedio del fluido debe ser lo más alta posible durante la adición de calor y lo más baja posible durante el rechazo de calor.

La eficiencia del ciclo Rankine se puede incrementar drásticamente modificando por lo general tres parámetros de operación, con el objetivo de aumentar el área bajo la curva o el rendimiento neto del ciclo:

a) Reducción de la presión del Condensador

El vapor existe como una mezcla saturada en el condensador a la temperatura de saturación correspondiente a la presión dentro del condensador. Por consiguiente, la reducción de la presión de operación del condensador reduce automáticamente la temperatura del vapor, y por lo tanto la temperatura a la cual el calor es rechazado.

El efecto de la reducción de la presión del condensador en la eficiencia del ciclo Rankine se ilustra en un diagrama $T-s$ en la figura 2.3, sombreado en este diagrama se representa el aumento en la salida neta de trabajo, debido a la disminución de la presión del condensador desde P_4 hasta P_4' . Los requerimientos de entrada de calor también aumentan (representados por el área bajo la curva $2'-2$, pero este incremento es muy pequeño. Por lo tanto, el efecto total de reducir la presión del condensador es un aumento la eficiencia térmica del ciclo.

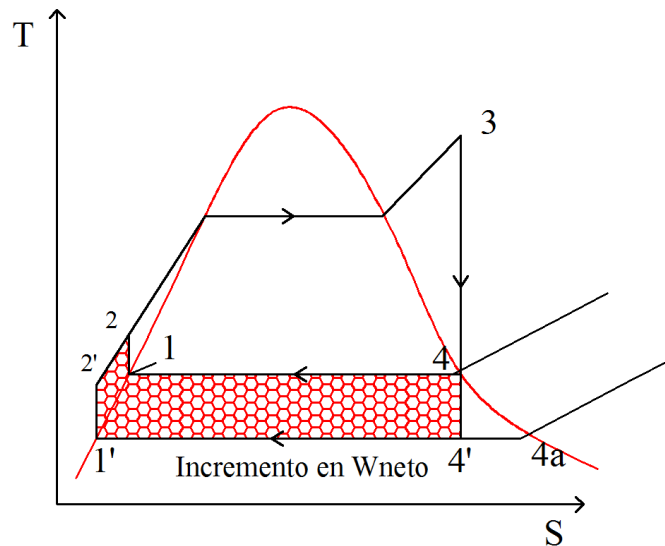


Figura 2.3. Efecto que causa reducir la presión del condensador en el ciclo Rankine ideal.

b) Sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas

La temperatura promedio a la que el calor es transferido hacia el vapor puede ser incrementado sin aumentar la presión de la caldera, gracias al sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas. El efecto del sobrecalentamiento en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en un diagrama $T-s$ en la figura 2.4. El área sombreada en este

diagrama representa el aumento en el trabajo neto, mientras que el área total bajo la curva de proceso 3-3' representa el aumento en la entrada de calor. De este modo, tanto el trabajo neto como la entrada de calor aumentan como resultado del sobrecalentamiento del vapor a una temperatura más alta.

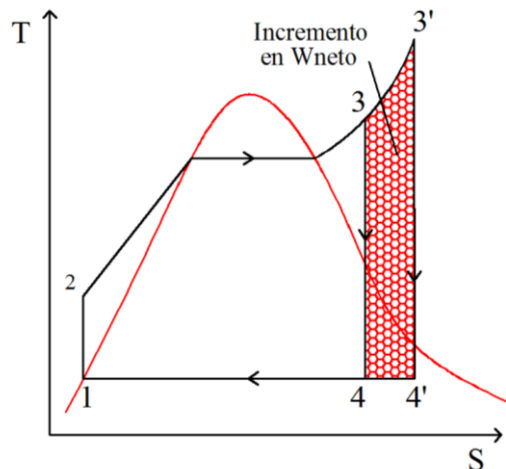


Figura 2.4. Efecto que provoca sobrecalentar el vapor hasta temperatura elevadas en el ciclo Rankine ideal.

El sobrecalentamiento del vapor a temperaturas más altas tiene otro efecto muy conveniente: disminuye el contenido de humedad del vapor a la salida de la turbina, como se observa en el diagrama T-s (la calidad del estado 4' es más alta que la del estado 4).

Sin embargo, la temperatura a la que el vapor se sobrecalienta, está limitada debido a consideraciones metalúrgicas. En la actualidad la temperatura de vapor permisible en la entrada de la turbina es de aproximadamente 620°C (Cengel, 2012). Cualquier incremento en este valor depende del mejoramiento de los materiales actuales o del descubrimiento de otros nuevos, que puedan soportar temperaturas más altas. Las cerámicas son muy promisorias en este aspecto.

c) Incremento de la presión del domo del generador de vapor

Otra manera de incrementar la temperatura promedio durante el proceso de adición de calor, es aumentar la presión de operación de la caldera, lo cual eleva automáticamente la temperatura a la que sucede la ebullición. Esto a su vez, eleva la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al vapor y se incrementa la eficiencia térmica del ciclo.

El efecto de aumentar la presión de la caldera en el desempeño de los ciclos de potencia de vapor se ilustra en el diagrama T-s de la figura 2.5.

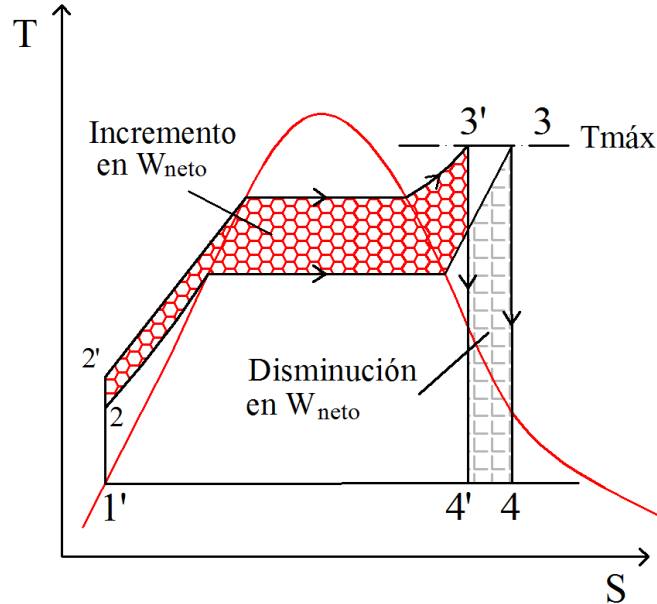


Figura 2.5. Efecto que produce incrementar la presión de la caldera en el ciclo Rankine ideal.

En la figura 2.5, se observa que para una temperatura de entrada fija de la turbina, el ciclo se corre a la izquierda y aumenta el contenido de humedad del vapor en la salida de la turbina. Sin embargo, este efecto colateral indeseable puede corregirse al recalentar el vapor, lo que se analizará en la siguiente sección.

2.1.4. Modificaciones al ciclo Rankine para incrementar el trabajo neto del ciclo

La representación del ciclo de potencia de vapor considerado hasta el momento, no describe fielmente una central térmica real, en la actualidad se introducen varias modificaciones para mejorar el rendimiento global del ciclo. En esta sección se consideran cuatro modificaciones al ciclo conocidas como: sobrecalentamiento, recalentamiento, regeneración con calentadores abiertos y regeneración con calentador cerrado de agua de alimentación. Modificaciones bajo las cuales opera la central térmica de vapor Villa de Reyes, y que se estudian en el presente trabajo.

a) Sobrecalentamiento

Como no estamos limitados a utilizar vapor saturado en la entrada de la turbina, puede transferirse al vapor energía adicional aportando vapor en condiciones de sobrecalentamiento a la entrada de la turbina. Esto se consigue en un equipo específico llamado sobrecalentadores de vapor. El ciclo con sobrecalentamiento tiene una mayor temperatura media de absorción de calor que el ciclo sin sobrecalentamiento, por tanto el rendimiento térmico es mayor. Además, la calidad del vapor que sale de la turbina es mayor

que el que corresponde a la salida de la turbina sin sobrecalentamiento, consecuentemente, el sobrecalentamiento disminuye el problema de baja calidad del vapor expulsado de la turbina, ya que con suficiente sobrecalentamiento, el estado a la salida de la turbina puede caer, incluso, en la región de vapor sobrecalentado.

b) Recalentamiento

Una segunda modificación que se emplea normalmente en centrales térmicas de vapor es el recalentamiento. Con recalentamiento, una central térmica puede beneficiarse del mayor rendimiento que resulta de una presión de caldera más alta y también evitar el vapor de baja calidad a la salida de la turbina.

En el ciclo ideal con recalentamiento, que se muestra en la figura 2.6, el vapor no se expande hasta la presión del condensador en una sola etapa. En la primera etapa de la turbina (etapa de alta presión), sino que el vapor se expande hasta una presión intermedia, entre la presión del generador de vapor y la presión del condensador. El vapor se recalienta, regresándolo al generador de vapor por las tuberías de vapor recalentado (estado 4, de la figura 2.6), donde nuevamente absorbe calor y se regresa a la turbina de vapor (estado 5, de la figura 2.6), donde el vapor se expande en una segunda etapa de baja presión de la turbina hasta la presión del condensador.

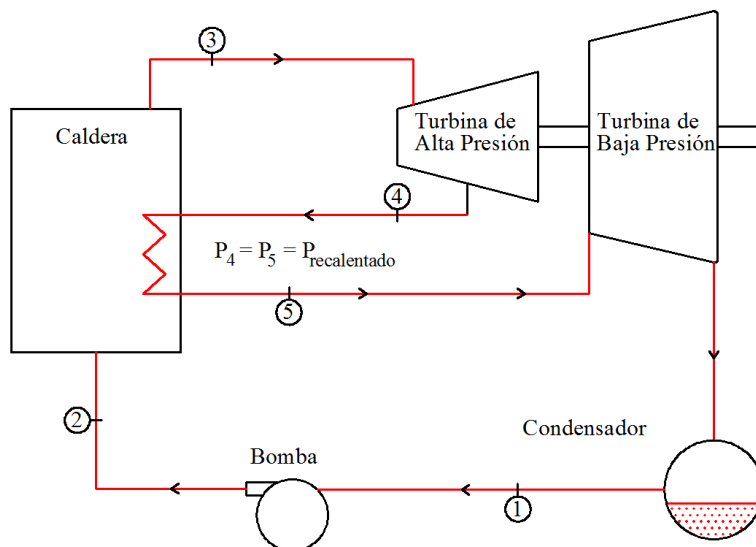


Figura 2.6. Diagrama esquemático del recalentamiento de vapor.

En el caso ideal, no deben existir pérdidas de presión cuando el vapor se recalienta, en la práctica no sucede así, ya que existe una caída de presión debido al paso del vapor por las tuberías. La principal ventaja del recalentamiento es el incremento en la calidad del vapor expulsado por la turbina. Esto observa en el diagrama $T-s$ de la figura 2.7.

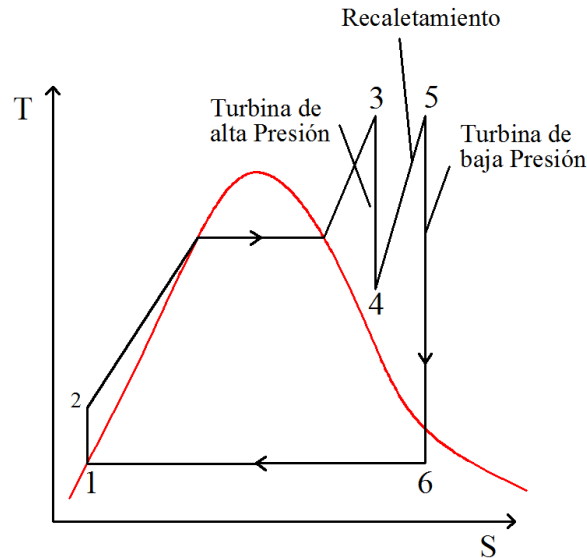


Figura 2.7. Diagrama T-S, del ciclo Rankine ideal con recalentamiento.

Cuando se determina el rendimiento térmico de un ciclo con recalentamiento es necesario contabilizar la cantidad de trabajo obtenido en ambas etapas de la turbina y también el calor absorbido en los procesos de evaporación/sobrecalentamiento y recalentamiento.

c) Ciclo supercrítico.

La temperatura del vapor a la entrada de la turbina, está restringida por las limitaciones metalúrgicas impuestas por los materiales usados para la fabricación de los sobrecalentadores, recalentadores y la turbina. Las altas presiones en el generador de vapor también requieren tuberías que puedan soportar grandes esfuerzos a temperaturas elevadas. Aun cuando estos factores limitan las mejoras que pueden obtenerse con el sobrecalentamiento y recalentamiento, los progresos en materiales y métodos de fabricación han permitido incrementos significativos en los últimos años en la temperatura máxima y en la presión del generador de vapor, con la correspondiente mejora en el rendimiento térmico. Estos progresos, han permitido diseñar ciclos de potencia con generadores de vapor que operan con presiones mayores que la presión crítica del agua (22.1 MPa) y turbinas con temperaturas de entrada alrededor de 600°C. El presente trabajo no se enfoca en el estudio de las centrales térmicas con ciclo supercrítico, ya que en el caso de estudio se trata de una central térmica de vapor que trabaja con vapor sobrecalentado a una presión de 17.9 Mpa a régimen 100% de carga.

d) Calentador abierto del agua de alimentación

Un calentador abierto de agua de alimentación (o de contacto directo) es básicamente una cámara de mezclado en la que el vapor extraído de la turbina se mezcla con el agua de alimentación que sale de la bomba. A este proceso se le conoce comúnmente como *regeneración*, idealmente, la mezcla sale del calentador como líquido saturado a la presión

del calentador. La finalidad de la regeneración es incrementar la temperatura del agua de alimentación que entra al generador de vapor, con lo que se logra incrementar la eficiencia del ciclo al incrementar la temperatura promedio a la cual se suministra calor a la caldera.

En la figura 2.8, se muestra el diagrama esquemático $T-s$, de un ciclo Rankine ideal con un calentador abierto de agua de alimentación.

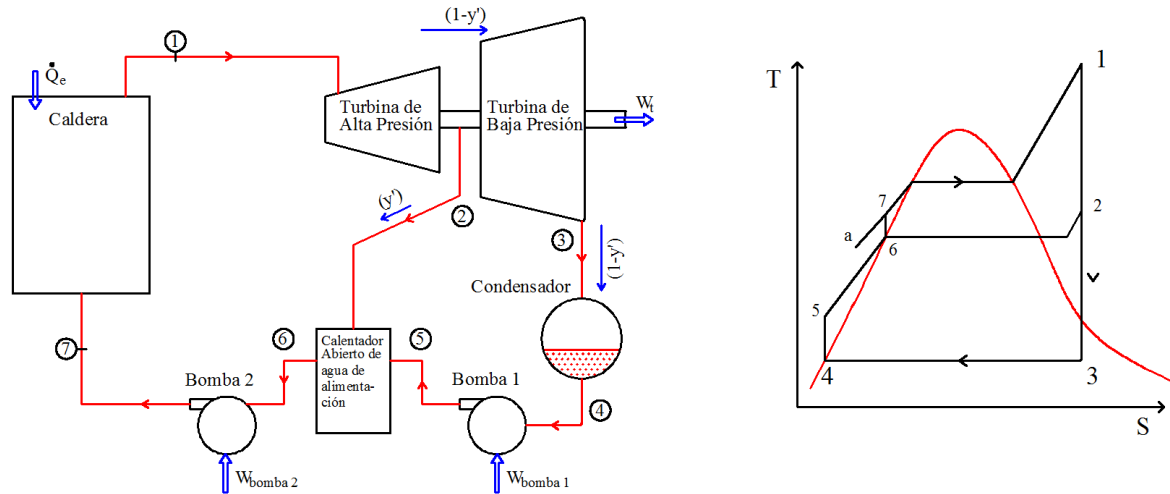


Figura 2.8. Ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación.

Para el ciclo Rankine ideal regenerativo con un calentador abierto de agua de alimentación de la figura 2.8, el fluido de trabajo atraviesa isoentrópicamente las etapas de la turbina y las bombas, y en el generador de vapor, el condensador y el calentador del agua de alimentación el fluido no experimenta pérdidas de presión. El vapor entra a la primera etapa de la turbina en el estado 1 y se expande hasta el estado 2, donde una fracción del flujo total es extraída hacia un calentador del agua de alimentación que opera a la presión de extracción P_2 , el resto del vapor se expande en la segunda etapa de la turbina hasta el estado 3, esta parte del flujo total es condensada hasta el estado 4, como líquido saturado, y después bombeada hasta la presión de extracción e introducido en el calentador de agua de alimentación en el estado 5, el flujo de mezcla del calentador de agua de alimentación sale en el estado 6, la relación de flujos máscicos de las corrientes de entrada en el calentador del agua de alimentación (estados 2 y 5) son elegidas de tal manera que la corriente de salida sea líquido saturado a la presión de extracción. El líquido en el estado 6, es comprimido hasta la presión del generador de vapor y entra en éste en el estado 7. Finalmente, el fluido de trabajo se calienta desde el estado 7 hasta el 1 en el generador de vapor.

De acuerdo con la figura 2.8, el calor y las interacciones de trabajo de un ciclo Rankine regenerativo con un calentador de agua de alimentación pueden expresarse por unidad de masa de vapor que fluye a través del generador de vapor como (Moran y Shapiro, 2004):

$$\frac{\dot{q}_{entrada}}{m_1} = h_1 - h_7 \quad (2.12)$$

$$\dot{q}_{salida} = (1 - y')(h_4 - h_3) \quad (2.13)$$

Despreciando los términos de energía cinética y energía potencial y suponiendo un proceso adiabático, el trabajo total de la turbina se expresa como (Moran y Shapiro, 2004):

$$\frac{w_t}{m_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y')(h_2 - h_3) \quad (2.14)$$

La energía cedida de transferencia de calor al agua de refrigeración es (Moran y Shapiro, 2004):

$$\frac{\dot{Q}_s}{m_1} = (1 - y')(h_3 - h_4) \quad (2.15)$$

Las relaciones entre flujos másicos de la turbina definiendo un volumen de control simple que incluye ambas etapas de la turbina son (Moran y Shapiro, 2004):

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \quad (2.16)$$

Donde m_1 es el flujo másico que entra en la primera etapa de la turbina en el estado 1, m_2 es el flujo másico extraído en el estado 2 y m_3 el flujo másico que sale de la segunda etapa de la turbina en el estado 3. Dividiendo por m_1 , se expresa este balance sobre la base de unidad de masa que atraviesa la primera etapa de la turbina como (Moran y Shapiro, 2004):

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 \quad (2.17)$$

Denotando por y ($y' = m_2/m_1$) la fracción de masa extraída en el estado 2, la fracción de flujo total que atraviesa la segunda etapa de la turbina es (Moran y Shapiro, 2004):

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y' \quad (2.18)$$

La fracción y' se puede determinar aplicando los principios de conservación de masa y energía al volumen de control, que define el calentador del agua de alimentación. Suponiendo que no hay transferencia de calor entre el calentador y su entorno y

despreciando los efectos de las energías cinéticas y potencial, el balance de masa y energía para la situación estacionaria conducen a (Cengel, 2012):

$$0 = y'h_2 + (1 - y')h_5 - h_6 \quad (2.19)$$

Despejando y tenemos:

$$y' = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_5} \quad (2.20)$$

La ecuación 2.20, proporciona el valor de y' , cuando se conocen los estados 2, 5 y 6 del diagrama de la figura 2.8.

e) Calentador cerrado del agua de alimentación

El calentamiento regenerativo del agua de alimentación también puede realizarse en un calentador cerrado. El calentador cerrado es un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos, en el que, el agua de alimentación circula por el interior de los tubos y aumenta su temperatura debido a la condensación del vapor extraído de la turbina en la carcasa del intercambiador. Como no hay mezcla entre las dos corrientes sus presiones pueden ser distintas. Los diagramas de la figura 2.9, muestran dos esquemas diferentes para recuperar el condensado formado en el calentador cerrado de agua de alimentación. En la figura 2.9a esto se realiza mediante una bomba cuya misión es enviar el condensado producido hasta un punto del ciclo a alta presión, y en la figura 2.9b, el condensado se lleva a través de una válvula a un calentador del agua de alimentación que opera a menor presión o al condensador.

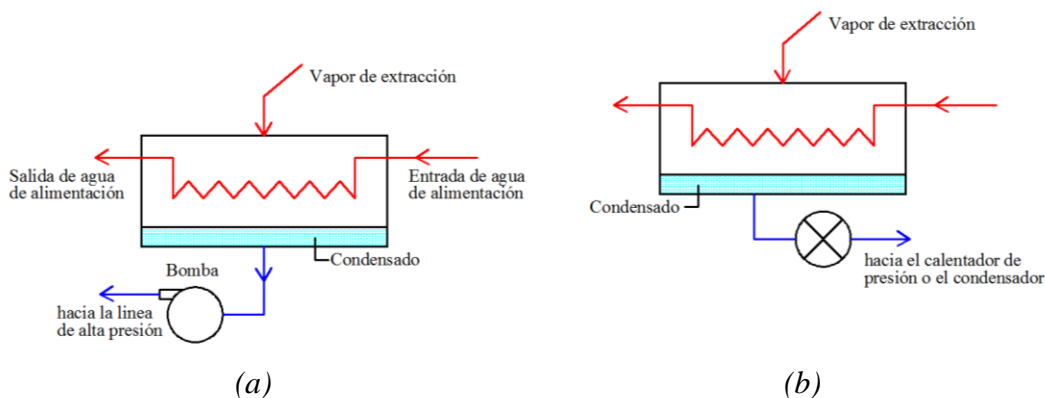


Figura 2.9. Calentadores cerrados de agua de alimentación.

f) Calentadores múltiples del agua de alimentación

El rendimiento térmico del ciclo regenerativo puede aumentarse incorporando varios calentadores del agua de alimentación a presiones convenientemente elegidas. El número de calentadores utilizados se determinan por condiciones económicas, puesto que el incremento del rendimiento térmico que aporta cada calentador adicional debe justificar los costos de instalación (calentador, tuberías, bomba) con los beneficios económicos en la operación al instalarlos

En el presente trabajo se analiza una central térmica de vapor con una sección de sobrecalentadores, con recalentamiento de vapor y con dos regeneraciones; un calentado abierto y un calentador cerrado de agua de alimentación.

Las características técnicas, de construcción y operación conocidas de la central termoeléctrica Villa de Reyes, se muestran en la siguiente sección.

2.2. CARACTERÍSTICAS DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE VAPOR CON RECALENTAMIENTO Y DOS REGENERACIONES

El presente trabajo centra su estudio en la central termoeléctrica Villa de Reyes, instalada en San Luis Potosí, México (ver figura 2.10). Es una central termoeléctrica de vapor convencional que quema combustóleo, cuenta con un generador de vapor marca Mitsubishi tipo paredes de agua de circulación forzada, recalentador radiante – Convectivo, para intemperie. Esta central térmica de vapor cuenta con sección de sobrecalentadores, recalentadores y se considera para el estudio un regenerador abierto y otro cerrado de agua de alimentación.

En la presente sección se describen las características constructivas y de operación conocidas de la central termoeléctrica y contra los cuales se validan los resultados de la simulación desarrollada en la presente investigación.



Figura 2.10. Central Termoeléctrica Villa de Reyes.

La mayoría de las centrales generadoras de electricidad son variaciones de centrales térmicas de vapor en las que el fluido de trabajo es agua.

En la figura 2.11, se muestra la representación esquemática de los componentes básicos de la central térmica de vapor que se estudia en el presente trabajo. Se representan los elementos más importantes como son el generador de vapor, la turbina de vapor, las tuberías de agua de alimentación y de vapor sobrecalentado, así como los calentadores de agua de alimentación. Cabe señalar que los estados numerados en la figura 2.11 del 1 al 18, y los estados del *a* al *g*, son empleados como estados termodinámicos para definir las propiedades del vapor de agua y de los gases de combustión respectivamente; estados de equilibrio termodinámico considerados para aplicar la metodología de simulación desarrollada para el presente estudio.

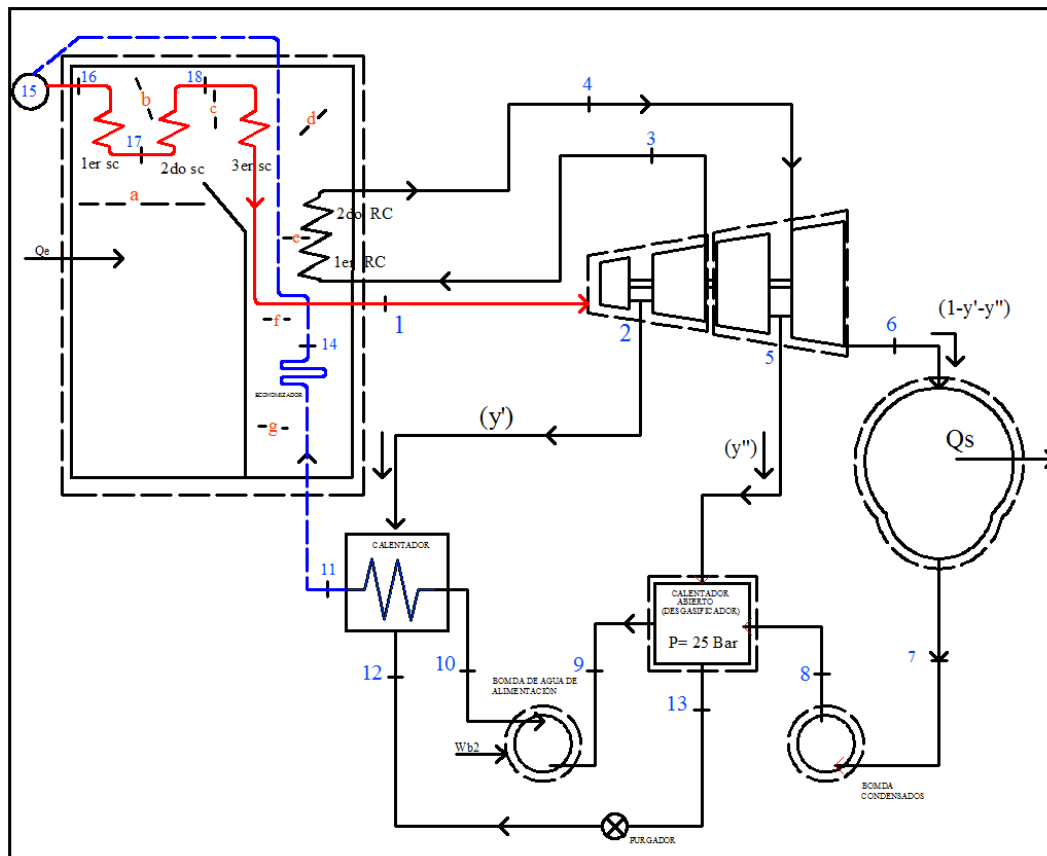


Figura 2.11. Ciclo de generación de potencia regenerativo con recalentamiento de vapor

2.2.1. Generador de vapor

El generador de vapor recibe el agua de alimentación que es el fluido de trabajo, su función principal es quemar el combustible suministrado, lo cual se realiza en la cámara de combustión y transferir calor al fluido de trabajo para convertirlo en vapor y suministrarlo a la turbina de vapor para producir trabajo mecánico.

El generador de vapor es uno de los elementos más importantes dentro de las centrales de térmicas de vapor, las partes del generador de vapor que se estudian en esta investigación se muestran en la figura 2.12. En la figura, se pueden apreciar los intercambiadores de calor denominados: primer sobrecalentador (1SC), segundo sobrecalentador (2SC), tercer sobrecalentador (3SC), el primer recalentador (1RC), el segundo recalentador (2RC) y el economizador, así como el calentador de aire regenerativo y los ductos de inyección de gases de recirculación al hogar del generador de vapor.

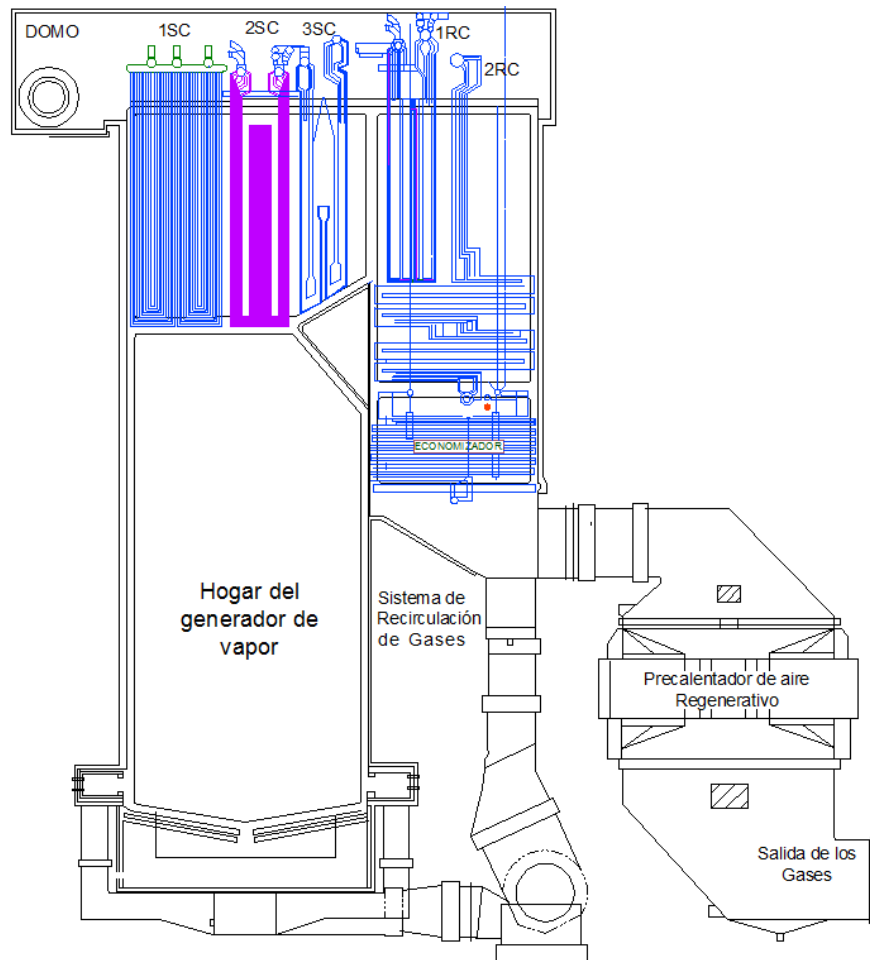


Figura 2.12. Principales partes del generador de vapor.

2.2.1.1. Características geométricas del hogar del generador de vapor

El generador de vapor instalado en la central termoeléctrica, es un generador de vapor tipo paredes de agua marca *Mitsubishi – CE*, de circulación forzada, tipo recalentador radiante, y tiro balanceado. Diseñado para quemar gas natural o combustóleo, con una capacidad de producción de vapor principal de 1171.767 ton/h. y 1038.952 ton/h. de vapor recalentado. Con una presión máxima de diseño de 20.1 MPa, cuenta con quemadores de aceite tipo *M.-Jet* con atomización de aire, instalados en cada una de las esquinas del hogar, con cuatro niveles de quemadores. Las bombas de recirculación forzada, se encuentran instaladas en el circuito de tuberías bajantes (*downcomers*) para asegurar una circulación apropiada en todos los circuitos del generador de vapor. Las características geométricas del hogar del generador de vapor se muestran en la figura 2.13.

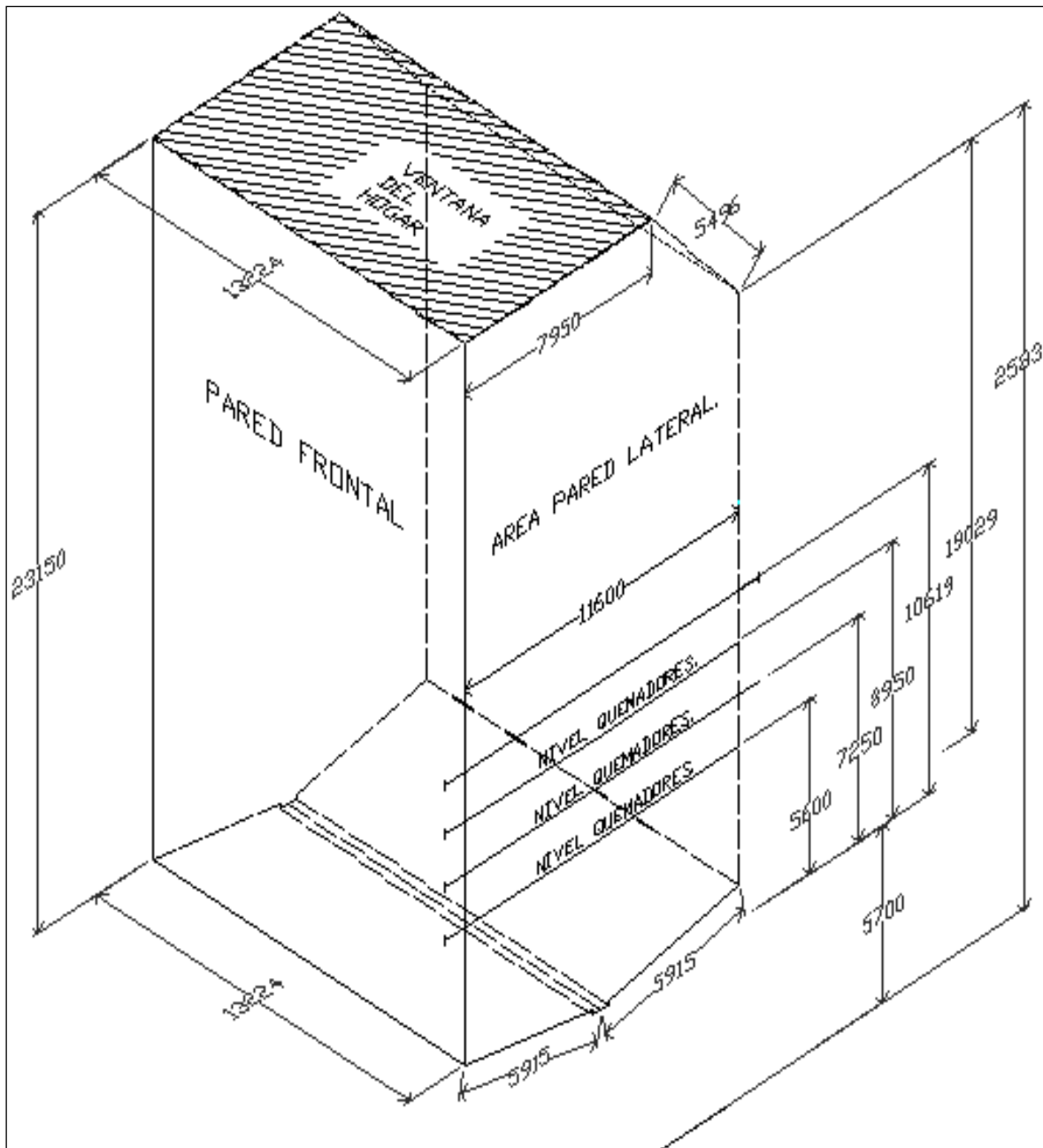


Figura 2.13. Características geométricas del hogar del generador de vapor.

Las paredes de agua del generador de vapor, son de 45 mm de ØE, y 58 mm de separación soldadas por fusión. El corte transversal de las paredes del generador de vapor se muestra en la figura 2.14.

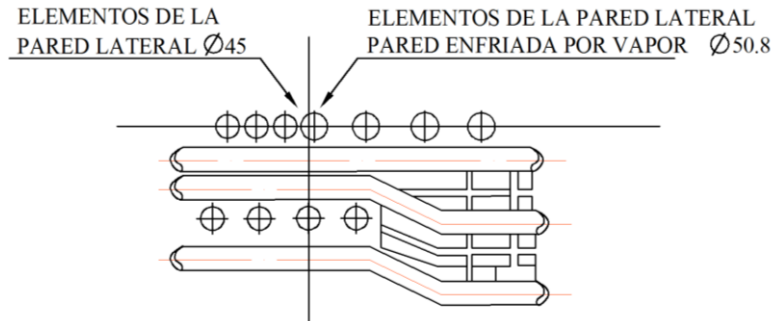


Figura 2.14. Elementos de las paredes del generador de vapor.

Mientras que, en la tabla 2.1, se muestran las características geométricas de las paredes del generador de vapor.

Tabla 2.1. Características de las paredes del generador de vapor.

Tipo	Paredes enfriadas por agua, soldadas por fusión.
Volumen del hogar	4650 metros cúbicos
Superficie de calefacción del hogar	2860 metros cuadrados
Dimensiones del hogar	
Ancho	13,224 mm
Fondo	11,600 mm

2.2.1.2. Domo de vapor

Las calderas y generadores de vapor, están equipados con grandes recipientes cilíndricos llamados domos (ver figura 2.15). El objetivo de un domo es facilitar la separación del vapor saturado, a partir de la mezcla *agua-vapor* que sale de las superficies termointercambiadoras encargadas de la vaporización.

El agua de alimentación sube por las paredes del hogar, donde absorbe calor y la mezcla resultante de agua- vapor se junta en los cabezales de salida y es descargada dentro del domo a través de los tubos elevadores. El vapor saturado, sale del domo por medio de los tubos de conexión del primer sobrecalentador de vapor.

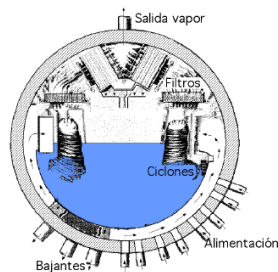


Figura 2.15. Domo de vapor del generador de vapor

Las características geométricas de los domos de vapor, del generador de vapor de la central termoeléctrica, se muestran en la tabla 2.2, en la que se puede apreciar las características de construcción, sus dimensiones y el material empleado para su construcción.

Tabla 2.2. Características geométricas de los domos del generador de vapor.

<i>DOMO DE VAPOR (SUPERIOR)</i>	
Número de domos	Uno
Diámetro del domo (interior)	1775 mm
Longitud total	17.94 metros
Espesor	183 / 177 mm
Material	SA 299
Numero de separadores ciclónicos	68
Presión de diseño	201 bar
<i>DOMO DE ALIMENTACIÓN (INFERIOR)</i>	
Número de domos	Uno
Diámetro del domo (interior)	864 mm
Longitud total	14.3 metros
Espesor	105 mm
Material	SA 229

2.2.1.2. Economizador

El economizador, es un elemento que se encuentra a la salida de los gases del generador de vapor, justo después del recalentador primario, cuya función principal, es recuperar o captar el calor remanente de los gases de combustión para precalentar el agua de alimentación que se suministra a temperatura ambiente y a una presión que depende de la bomba de agua de alimentación.

La configuración geométrica del economizador se muestra en la figura 2.16, se pueden apreciar los cabezales de entrada y salida, así como los circuitos de las tuberías, donde por la parte interna, pasan el agua de alimentación y por la parte externa, los gases de combustión, también se aprecian los elementos sujetadores, ya que el economizador se encuentra instalado en el ducto del paso posterior de los gases.

El economizador instalado en la central Termoeléctrica Villa de Reyes, es un intercambiador de calor con tubos colgantes tipos aletados en espiral y tubos tirantes lisos, cuyas características geométricas se muestran en la tabla 2.3.

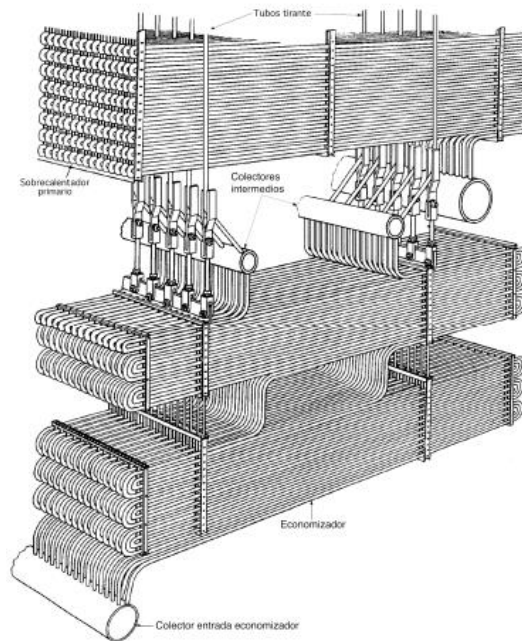


Figura 2.16. Configuración geométrica del economizador de la central térmica de vapor.

Tabla 2.3. Características geométricas del Economizador.

Descripción	Cantidad	Dimensiones
<i>Tubos Colgantes Aletados</i>		
Colector entrada del economizador	1	323.9 mm øE
Largo del economizador	-	1287.6 mm
Ancho del economizador	-	7807 mm
Tubos aletados del economizador	250	45.0 mm øE
Numero de pasos de los tubos	12	
Diámetro exterior del tubo	-	48.6 mm øE
Diámetro interior del tubo	-	43.6 mm øE
Espesor de la pared del tubo	-	2.5 mm
Altura de la aleta	-	19.05 mm
Espesor de la aleta	-	1.524 mm
Paso de aletado	-	2 aletas/in
Longitud de los tubos	-	7578 mm
Numero de tubos a lo largo del ducto	125	125
Numero de tubos de todo el economizador	250	-
Numero de pasos de los tubos por el economizador	12	-
Paso transversal (s1)		103.008 mm
Paso longitudinal		89.20 mm
Paso diagonal (s2')		103.mm
<i>Tubos tirantes lisos</i>		
Numero de tubos colgantes	112	48.6 mm øE
Longitud de los tubos colgantes	-	1704 mm
Cabezal de salida del economizador		323.9 mm øE

Los economizadores son superficies termointercambiadoras constituidas por bancos tubulares, que se utilizan para calentar el agua de alimentación del generador de vapor, en las siguientes situaciones:

- a) Antes de que entre en el calderín (para el caso de unidades con recirculación)
- b) Antes de que llegue a las superficies del hogar (si son unidades de proceso directo o de un paso).

Los economizadores reducen la posibilidad de que se presenten choques térmicos y grandes fluctuaciones en la temperatura del agua de alimentación del generador de vapor, que llega a las paredes de tubos de agua que configuran el hogar o que entra al domo del generador de vapor.

El economizador suministra el agua como líquido saturado al domo del generador de vapor, la cual es recirculada por las bombas de recirculación forzada a través de las paredes del generador de vapor donde captan calor del hogar y se convierte en vapor que regresa al domo, donde se separa la humedad y el vapor seco es suministrado al primer sobrecalentador, en la figura 2.17, se muestra este proceso.

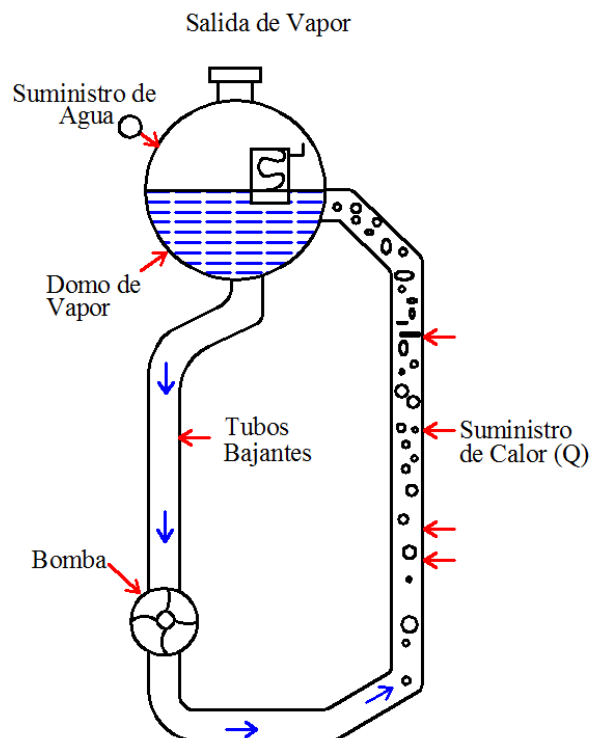


Figura 2.17. Circulación a través de los tubos bajantes de las paredes del G.V.

2.2.1.3. Primer Sobrecalentador

El primer sobrecalentador, es un intercambiador de calor que se encuentra en la región de mayor temperatura en el hogar del generador de vapor, justo a la salida de los gases de combustión. El primer sobrecalentador recibe vapor saturado que proviene del domo de vapor, en éste, el vapor saturado aumenta su temperatura por intercambio de calor con los gases de combustión, y es entregado al cabezal de entrada del segundo sobrecalentador. El primer sobrecalentador es un banco de tubos lisos colgantes de 1.20 m de longitud y de 45 mm de diámetro exterior, su arreglo geométrico se muestra en la figura 2.18.

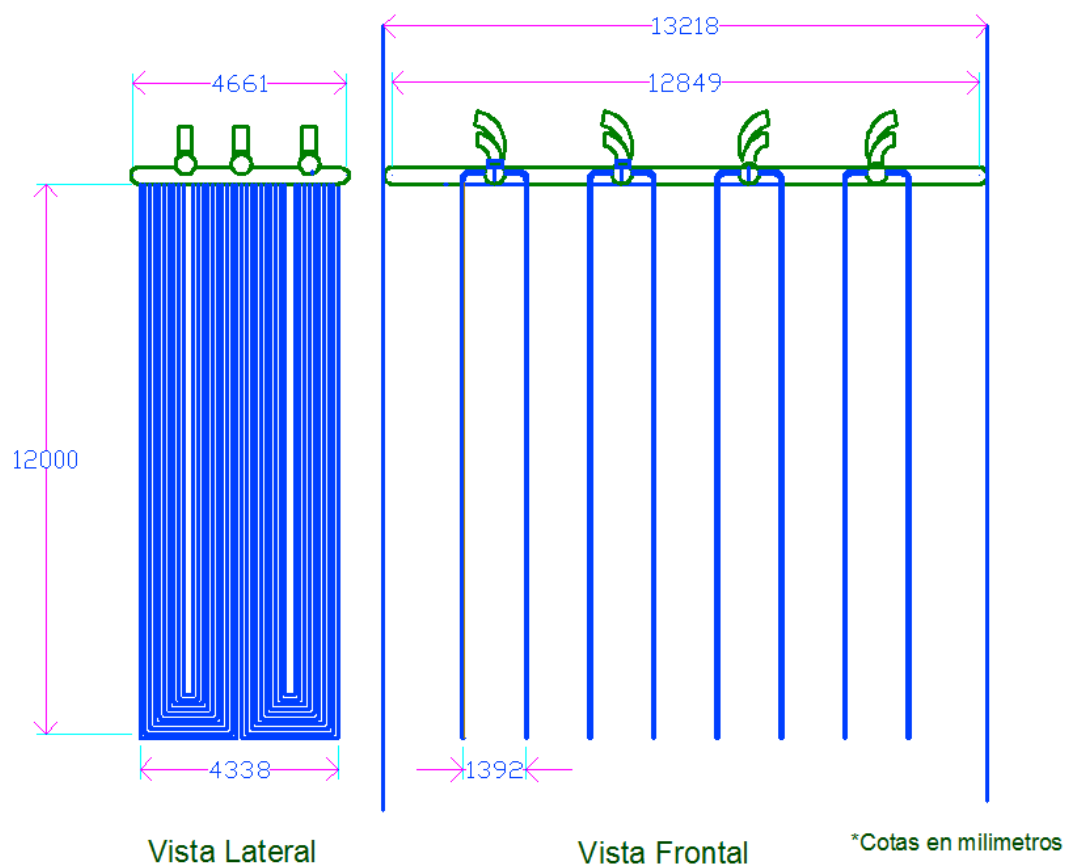


Figura 2.18. Arreglo geométrico del primer sobrecalentador (ISC).

El primer sobrecalentador está constituido por ocho grupos de elementos verticales (paneles) lisos, diseñado con diámetro mayor que los otros dos sobrecalentadores del generador de vapor con la finalidad de protegerlos, ocupando un espacio amplio y diseñado con una gran superficie de intercambio de calor. Las características geométricas del primer sobrecalentador se presentan en la tabla 2.4.

Tabla 2.4. Características geométricas del primer sobrecalentador.

Descripción	Cantidad	Dimensiones
Largo del Panel	-	4661 mm
Separación entre paneles	-	1392 mm
Altura de los paneles	-	12
Numero de tubos transversales (filas)	40	-
Numero de tubos longitudinales (hileras)	8	-
Diámetro Exterior de los tubos	-	0.045 m ϕ E
Diámetro Interior de los tubos	-	0.03394 m
Paso Transversal (S_1)	-	0.119512821
Paso Longitudinal (S_2)	-	1.392
Paso Relativo Norma(σ_1)	-	2.65
Paso Relativo Longitudinal(σ_1)	-	30.93

2.2.1.4. Segundo Sobrecalentador

El segundo sobrecalentador, se encuentra entre el primer sobrecalentador y el arco que forma la “nariz” del hogar. Esta constituido por 72 grupos de elementos (*platen*) tubos lisos, espaciados uniformemente a lo ancho del hogar. Cada grupo, está formado por tubos de 48.6 mm ϕ E, con una separación entre centros de 348 mm. El arreglo es de dos circuitos verticales, cuya configuración geométrica se muestra en la figura 2.19.

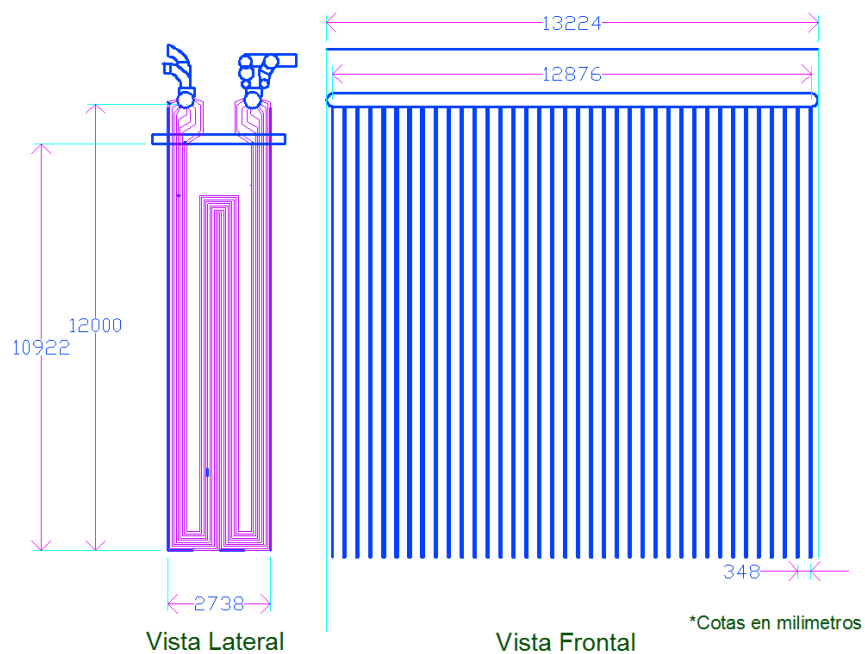


Figura 2.19. Arreglo geométrico del segundo sobrecalentador de vapor (2SC).

Cada grupo de elementos está suspendido de la estructura superior por medio de tirantes con resortes los cuales tienen un sello de corona en la parte donde atraviesan el techo. Las características geométricas del segundo sobrecalentador se muestran en tabla 2.5

Tabla 2.5. Características geométricas del segundo sobrecalentador.

Descripción	Cantidad	Dimensiones
Largo del Panel		12.876 m
Altura de los paneles		12 m
Numero de tubos transversales (filas)	74	48.6 mm ϕ E
Numero de tubos longitudinales (hileras)	-	10
Diámetro Exterior de los tubos	-	0.0486
Diámetro Interior de los tubos	-	0.03754
Paso Transversal (S_1)		0.174
Paso Longitudinal (S_2)		0.058
Paso Relativo Norma(σ_1)		3.580
Paso Relativo Longitudinal(σ_1)		1.203

2.2.1.5. Tercer sobrecalentador

El tercer sobrecalentador, se encuentra en la parte superior del arco que forma la nariz del hogar. Está constituido por 75 grupos de elementos espaciados uniformemente a lo ancho del generador de vapor, cada grupo es formado por tubos de 48.6 mm ϕ E y con una separación entre centros de 174 mm. El arreglo esquemático del tercer sobrecalentador se muestra en la figura 2.20.

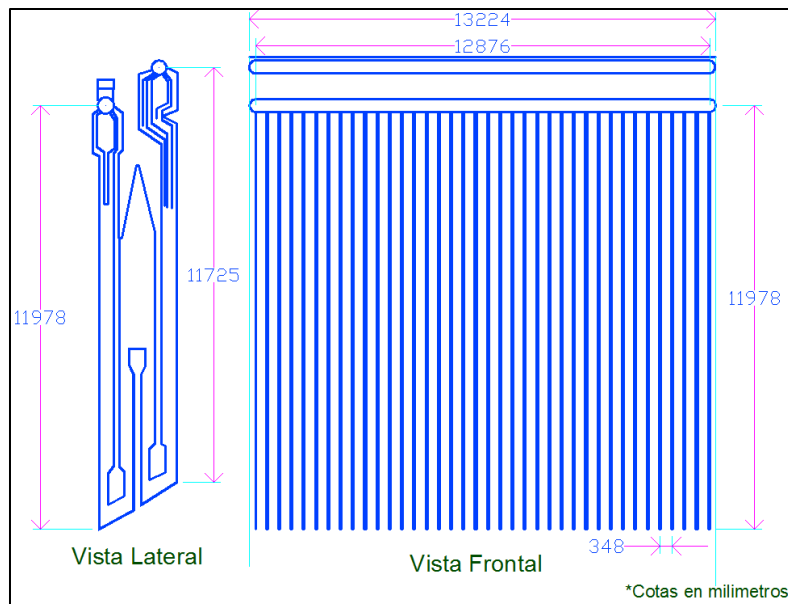


Figura 2.20. Arreglo geométrico del tercer sobrecalentador de vapor (3SC).

Las características geométricas del tercer sobrecalentador, se muestran en la tabla 2.6, cabe señalar que dicha información, es necesaria para calcular el área de intercambio de calor, así como la velocidad de fluido a través de los tubos y la velocidad de los gases de combustión al atravesar el banco de tubos.

Tabla 2.6. Características geométricas del tercer sobrecalentador.

Descripción	Cantidad	Medida
Largo del Panel	-	12.876 m
Altura de los paneles a la entrada del 3sc	-	11.978 m
Altura de los paneles a la salida del 3sc	-	11.725 m
Numero de tubos transversales (filas)	75	48.6 mm øE
Numero de tubos longitudinales (hileras)	7	48.6 mm øE
Diámetro Exterior de los tubos		0.0486
Diámetro Interior de los tubos		0.03754
Paso Transversal (S_1)		0.174
Paso Longitudinal (S_2)		0.079
Paso Relativo Norma(σ_1)		3.58
Paso Relativo Longitudinal(σ_1)		1.62

El vapor que sale del tercer sobrecalentador se envía a la turbina de vapor (TV), a la sección de alta presión (AP), por las tuberías de vapor principal.

En la sección de AP de la turbina, el vapor se expande (hasta una presión cercana a la de saturación) convirtiendo parte de la energía del vapor en energía mecánica, al transferirla como trabajo mecánico al rotor de la turbina.

Gran parte de este vapor regresa al generador de vapor para recalentarse, por las tuberías de recalentado frío y el resto va como una extracción para la regeneración, a un precalentador cerrado de alta presión.

2.2.1.6. Recalentadores

El recalentado del vapor se realiza a través de dos secciones: La de baja temperatura o primer recalentador y la de alta temperatura o segundo sobrecalentador. Los cuales se describen a continuación:

a) Primer Recalentador

El primer recalentador se localiza por encima del economizador en el paso posterior de los gases; está formado por 112 grupos de elementos horizontales espaciados uniformemente a todo lo ancho del generador de vapor.

Cada grupo de elementos está conformado por tubos con 60.3 mm de separación entre centros, estos elementos son suspendidos por los tubos colgantes del economizador a través de espaciadores soldados a cada elemento.

El arreglo esquemático del primer recalentador se muestra en la figura 2.21, y las características geométricas del primer recalentador se muestran en la tabla 2.7

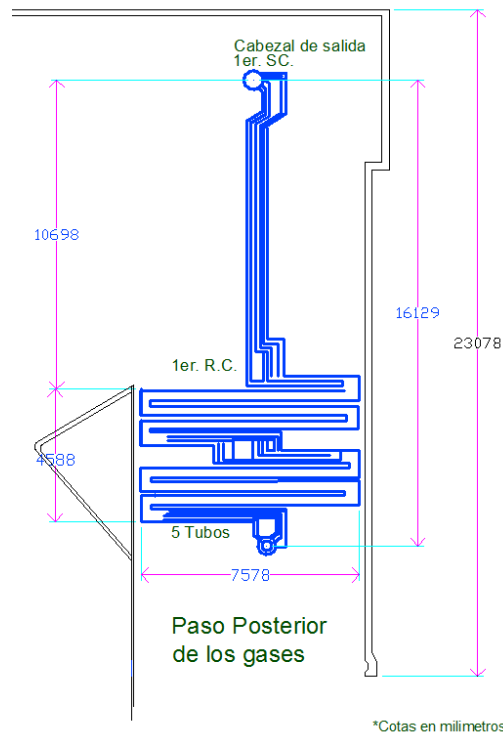


Figura 2.21. Arreglo geométrico del primer recalentador de vapor (1 RC).

Tabla 2.7. Características geométricas del primer recalentador.

Descripción	Cantidad	Medida
Largo del Panel (a lo ancho del G.V.)		12.876 m
Ancho de los paneles		7.578 m
Numero de tubos transversales (filas)	112	-
Numero de tubos longitudinales (hileras)	40	-
Diámetro Exterior de los tubos		0.0603 m
Diámetro Interior de los tubos		0.04924 m
Paso Transversal (S_1)		0.114
Paso Longitudinal (S_2)		0.114
Paso Relativo Norma(σ_1)		1.906
Paso Relativo Longitudinal(σ_1)		1.902

b) Segundo Recalentador

El segundo recalentador está colocado por encima del primero, en el paso posterior de los gases, se compone por 112 grupos de elementos espaciados uniformemente a todo lo ancho del generador de vapor. Cada grupo lo forman tubos de 48.6 mm ϕ E y 116 mm de separación entre centros. El sistema de sujeción es igual al primer sobrecalentador. El arreglo esquemático del segundo recalentador se muestra en la figura 2.22, y sus características geométricas se muestran en la tabla 2.8.

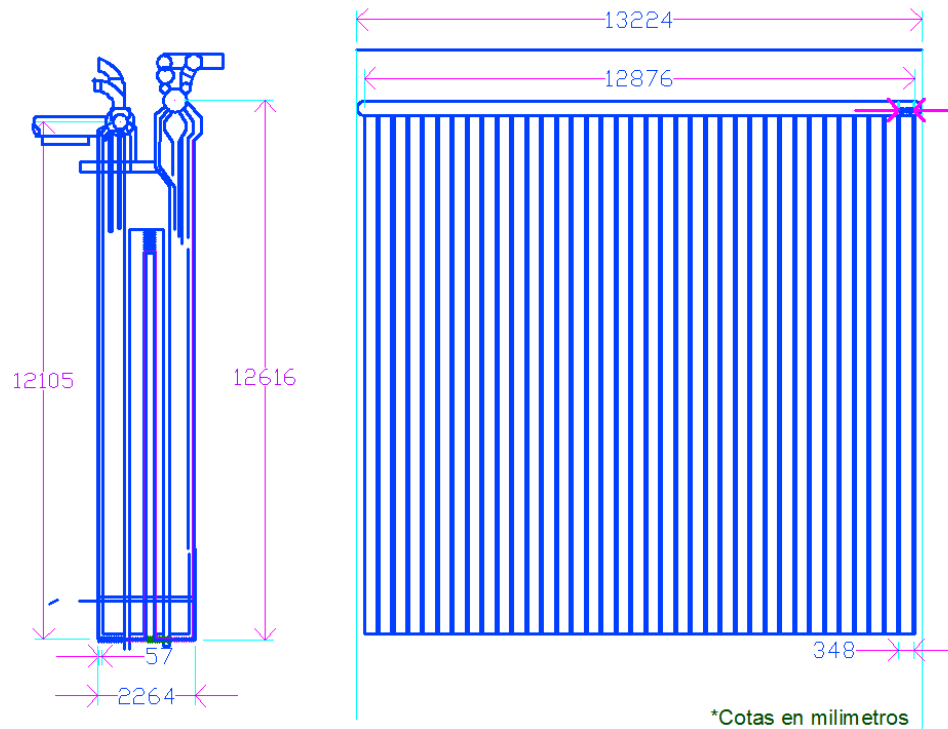


Figura 2.22. Arreglo geométrico del segundo Recalentador de vapor (2 RC).

Tabla 2.8. Características geométricas del segundo recalentador.

Descripción	Cantidad	Medida
Largo del Panel		12.876 m
Altura de los paneles promedio		8.4 m
Numero de tubos transversales (filas)	112	-
Numero de tubos longitudinales (hileras)		10
Diámetro Exterior de los tubos		0.0486 m
Diámetro Interior de los tubos		0.03754 m
Paso Transversal (S_1)		0.114
Paso Longitudinal (S_2)		0.394
Paso Relativo Norma(σ_1)		2.36
Paso Relativo Longitudinal(σ_1)		8.11

El vapor recalentado, se dirige nuevamente a la turbina de vapor, a través de las tuberías de recalentado caliente entrando así a la sección de baja presión (BP) de la turbina, donde se expande transfiriendo parte de la energía almacenada en éste, en forma de trabajo mecánico, al rotor de la turbina que se encuentra conectado a un generador eléctrico.

El vapor abandona la turbina a baja presión ($P= 0.68$ Bar) y se conduce al condensador, donde se retira el calor latente, mediante otro fluido, generalmente agua o aire. El agua (llamada agua de recirculación) obtenida de un medio natural (río, lago o mar), o bien en circuito cerrado con una torre de enfriamiento (cuya repuesto es agua de un medio natural) circula por el condensador por dentro de miles de tubos, mientras que el vapor está en contacto con el exterior de esos tubos, por lo que al retirarse el calor latente de vapor, este se condensa quedando en condiciones de líquido saturado que se denomina simplemente condensado, el cual es enviado por las bombas de condensados al desgasificador, que es un calentador abierto, donde se mezclan los flujos de la extracción de vapor de baja presión de la turbina y los condensados directamente, este calentador está abierto a la atmósfera con la intención de eliminar los gases incondensables del ciclo, quedando nuevamente el agua lista para su alimentación al generador de vapor y con ello cerrar el circuito de recirculación de agua.

2.2.2. Desgasificador (calentador abierto) y calentador cerrado de agua de alimentación

Los calentadores abiertos y calentadores cerrados de agua de alimentación operan bajo el principio de regeneración, donde el agua de alimentación se calienta empleando pequeñas extracciones de vapor de las etapas de alta y baja presión de la turbina. La regeneración no sólo mejora la eficiencia del ciclo, sino también es un medio conveniente de desairear el agua de alimentación (al eliminar el aire que se filtra al condensador) para evitar la corrosión de la calera. Asimismo, ayuda a controlar el flujo volumétrico de vapor en las etapas finales de la turbina (debido a los grandes volúmenes específicos a bajas presiones). Por consiguiente, la regeneración se utiliza en todas las centrales eléctricas de vapor modernas desde su introducción a principios de los años 1920 (Cengel, 2012).

Un calentador de agua de alimentación es un intercambiador de calor donde éste se transfiere del vapor de alimentación mediante la mezcla de ambos flujos de fluido, en este caso se conoce como calentador de agua de alimentación abierto, o sin mezclar los flujos, en un calentador cerrado de agua de alimentación. La regeneración con ambos tipos de calentadores de agua se estudia a continuación:

a) Calentador abierto de agua de alimentación

Consiste en un intercambiador de calor de contacto directo en el cual las corrientes a diferente temperatura (Vapor proveniente de una extracción de la turbina de baja presión y líquido saturado proveniente del condensador).se mezclan para dar una corriente a temperatura intermedia.

b) Calentador cerrado de agua de alimentación

Los calentadores cerrados son intercambiadores de calor tipo carcasa y tubos, en los que el agua de alimentación aumenta su temperatura debido a que el vapor extraído de la turbina de alta presión se condensa en el exterior de los tubos, dentro de los cuales circula el agua de alimentación. Como no hay mezcla entre las dos corrientes sus presiones pueden ser distintas.

2.2.3. Turbina de vapor

La turbina de vapor, es una turbo máquina motora, que transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica, a través de un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido de trabajo (vapor) y el rodete, que es el órgano principal de la turbina, la cual cuenta con álabes, que tienen una forma particular para realizar el intercambio energético.

En la presente investigación no se consideran los efectos que la turbina de vapor tiene sobre el ciclo, ya que el análisis enfoca sus esfuerzos en simular la operación de la central térmica a régimen de carga variable, y determinar los regímenes de carga más eficientes para el ciclo, para tal efecto, se considera una eficiencia isentrópica de la turbina del 85%.

2.2.4. Precalentador de aire

Los calentadores de aire se utilizan para precalentar el aire que se inyecta a la cámara de combustión, lo cual mejora el proceso de la combustión en las plantas generadoras de vapor. Los humos constituyen la fuente energética, y el calentador recoge y utiliza el calor residual de los mismos, lo que incrementa la eficiencia global de la caldera en un rango del 5 a 10% (Cengel, 2012)

Los calentadores de aire están ubicados detrás de la caldera, aguas abajo de la misma, (en el flujo de humos), en donde se reciben los humos calientes procedentes del economizador y el aire procedente del ventilador de tiro forzado. El aire caliente que sale de los calentadores de aire mejora la combustión y favorece la adición de calor a la cámara de combustión.

Según su principio operativo en el proceso de transferencia de calor, los precalentadores de aire se clasifican en dos grandes grupos:

a) *Recuperativos*, en este tipo de precalentadores de aire, la transferencia de calor se realiza de forma directa y continua, a través de la pared que separa los fluidos, lo que garantiza la permanente separación de los flujos que intervienen en el proceso de intercambio térmico.

b) *Regenerativos*, en este tipo de calentadores de aire, la transferencia de calor es indirecta, haciendo uso de un medio de almacenamiento de calor que se expone, alternativamente, al fluido caliente (para tomar su energía térmica), en este caso a los gases de combustión y al fluido frío, en este caso el aire que se suministra a la cámara de combustión para precalentarlo.

En el caso de estudio de la presente investigación, se tiene un calentador regenerativo de aire tipo, *Ljungström*, el cual tiene una carcasa cilíndrica y un rotor que lleva acoplados paquetes de elementos ensamblados que tienen como finalidad incrementar la superficies de intercambio de calor, que giran atravesando los flujos de aire y humos alternativamente, dispuestos en contracorriente, el rotor está alojado en una carcasa que tiene conectados a ambos extremos de sus bases cilíndricas, los conductos de aire y de humos. El cual se muestra en la figura 2.23.

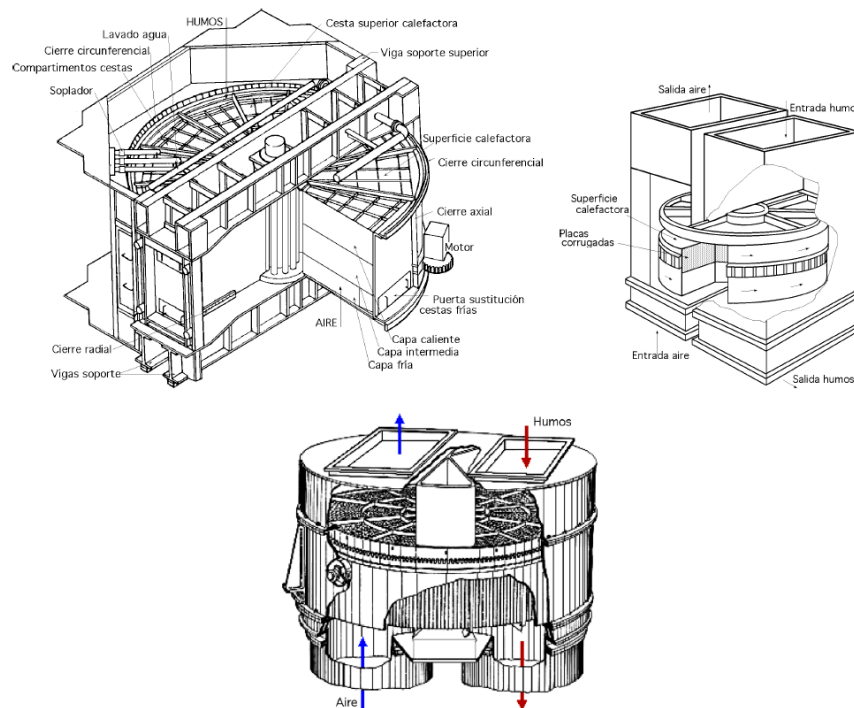


Figura 2.23. Precalentador de aire regenerativo, tipo *Ljungström*.

El flujo de aire atraviesa la mitad del rotor, y el de humos la otra mitad. Para minimizar las fugas de aire hacia los humos, y evitar el *bypass* del rotor por los flujos de aire y humos, se dispone de cierres metálicos de láminas axiales, radiales y circunferenciales.

Las características del calentador de aire regenerativo instalado en la central térmica en estudio se muestran en la tabla 2.9.

Tabla 2.9. Características del calentador de aire regenerativo.

Característica	Descripción
Tipo	Ljungstrom regenerativo
Número	Dos
Flecha	Vertical
Superficie de calefacción	58700 m ²
Velocidad de giro	0.3 rpm

2.3. DATOS DE LA CONSTRUCCIÓN Y OPERACIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR

En este apartado, se presentan los parámetros de operación del generador de vapor de la central termoeléctrica Villa de Reyes, en la tabla 2.10, se muestran los valores nominales y la información general del generador de vapor, la importancia de esta información radica en que, estos valores se emplean en el programa de simulación a regímenes de carga variable para establecer restricciones y establecer parámetros máximos y mínimos de las variables termodinámicas como son la presión, temperatura y flujos másicos de vapor.

Tabla 2.10. Características de operación del generador de vapor de 350MW.

Característica	Descripción
Fabricante del generador de vapor y tipo	Mitsubishi – CE circulación forzada – recalentador radiante – convectivo, tiro balanceado, tipo intemperie.
Presión de vapor	
Domo de vapor	183.5 kg / cm ²
Salida del sobrecalentador	174.5 kg / cm ²
Entrada al recalentador	34.5 kg / cm ²
Salida del recalentador	32.8 kg / cm ²
Temperatura de vapor	
Salida del sobrecalentador	541°C

Tabla 2.10 (Continuación)

Salida del recalentador	541°C
Entrada al recalentador	314°C
Temperatura del agua de alimentación	
Entrada al economizador	238°C
Temperatura del aire	
Aire del ambiente	20°C
Entrada del calentador regenerativo de aire	88°C
Salida del calentador de aire regenerativo	293°C
Temperatura de gases	
Salida del hogar	1174°C
Entrada al economizador	512°C
Salida del economizador	321°C
Salida del calentador de aire regenerativo	146°C
Flujo de vapor	
Salida del sobrecalentador	1191.3 t / h
Entrada al recalentador	1060.0 t / h
Sistema de combustión	Combustóleo con quemadores tangenciales basculantes.
Sistema de tiros	Hogar balanceado
Control de temperatura del vapor	Recirculador de gases, atemperación e inclinación de quemadores

La composición química del combustóleo que se quema en el hogar del generador de vapor se presenta en la tabla 2.11, dicha composición es considerada para realizar el cálculo

térmico del hogar del generador de vapor y cuyos valores se incorporan en el programa de simulación, para realizar el cálculo térmico del hogar.

Tabla 2.11. Especificaciones del combustóleo.

Componente	Característica
Carbón C	83.64 % en peso
Hidrógeno H	11.3 % en peso
Azufre	4.2 % en peso
Nitrógeno + Oxígeno N+O	0.86 % en peso
Cenizas	0.06 % en peso
Vanadio Va	300 ppm
Sodio Na	40 ppm
Níquel	25 ppm
Acero	10 ppm
Potasio	5 ppm
Densidad específica a 20 / 4°C	0.987

Los datos de operación del generador de vapor de 350 MW a regímenes de carga 100%, 75%, 50% y 25%, instalado en la central termoeléctrica Villa de Reyes, se muestran en la tabla 2.12. En la presente investigación se realiza la simulación del ciclo térmico de vapor a régimen de carga variable, por ello es importante comparar y conocer los parámetros establecidos por el fabricante a los regímenes de carga más comunes, que se presentados en la tabla 2.12, cuyo valores sirven como referencia y parámetros de validación de los resultados obtenidos en la simulación del ciclo térmico de vapor a régimen de carga variable, lo que permitirá realizar el análisis exergético y termoeconómico con certidumbre, una vez validado el modelo termodinámico.

Tabla 2.12. Características de operación del generador de vapor de 350 MW, a régimen de carga variable.

CONCEPTOS	MCR	100 % ECR	75 % ECR	50 % ECR	25 % ECR
Presión (Bar)					
Salida del sobrecalentador	182.5	173.67	168.38	166.81	166.21
Del domo de vapor	192.15	183.18	173.87	169.16	166.9
Entrada al recalentado	45.4	41.5	30.70	20.88	10.19
Salida del recalentador	43.34	39.61	29.32	20	9.8

Tabla 2.12 (Continuación)

Entrada al economizador	195.44	185.93	176.02	171.0	168.77
Temperatura (°C)					
Entrada agua de alimentación al eco.	245	238	222	203	182
Salida agua de alimentación del eco.	308	306	305	304	260
Salida de vapor del sobrecalentador	541	541	541	541	497
Entrada de vapor al recalentador	330	314	289	278	232
Salida de vapor del recalentador	541	541	541	541	450
Flujo (T / h)					
Flujo de vapor sobrecalentado	1191.3	1037.9	760.88	523.58	261.79
Flujo de vapor recalentado caliente	1060.0	932.9	693.4	482.4	241.2
Flujo de agua de alimentación	1203.2	1048.3	742.68	516.58	272.65
Flujo de agua de 1ª atemperación SC	0.0	0.0	15.7	9.2	0.0
Flujo de agua de 2ª atemperación SC	0.0	41.1	41.5	25.3	0.3
Flujo de atemperación recalentador	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
Flujo de aire (T/h)					
Descarga de aire VTF	1314.7	1218.3	940.6	737.2	404.1
Entrada de aire al calen. regenerativo	1314.7	1218.3	940.6	737.2	404.1
Salida de aire del calentador regenerativo de aire (CRA)	1227.8	1135.2	865.5	668.6	347.5
Fugas (pérdidas en CRA)	86.9	83.1	75.1	68.6	56.6
Temperatura de aire (°C).					
Aire del ambiente	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0
Entrada al calentador regenerativo	86	88	91	95	103
Salida del calentador regenerativo	301	293	284	269	222

Tabla 2.12 (Continuación)

Flujo de gases (T/h)					
Salida del hogar	1614.4	1528.7	1369.9	1189.8	600.0
Recirculación de gases	276.7	290.0	419.4	453.8	208.1
Entrada al calentador regenerativo	1337.7	1238.7	950.5	736.0	392.0
Salida del calentador regenerativo	1424.6	1321.8	1025.6	804.6	448.6
Temperatura de gases (°C)					
Salida del hogar	1202.0	1174.0	1074.0	948.0	732.0
Entrada al economizador	525.0	512.0	486.0	466.0	369.0
Entrada al calentador regenerativo	332.0	321.0	306.0	288.0	230.0
Salida del CRA sin corregir por pérdidas	148.0	146.0	142.0	139.0	130.0
Salida del CRA corregida por pérdidas	144.0	142.0	139.0	136.0	127.0
Exceso de aire (%)					
Salida del hogar	5.0	5.0	5.0	30.0	15.0
Entrada al economizador	5.0	5.0	5.0	15.0	30.0
Salida del calentador regenerativo	12.3	12.5	13.9	26.6	50.8
Perdida de presión lado aire (mm / H₂O)					
Silenciador del VTF	31	26	16	10	3
Calentador aire vapor	31	26	16	10	3
Compuertas de ductos y Venturi flujo.	48	40	23	13	3
Calentador de aire regenerativo	95	83	51	32	10
Cajas de aire de quemadores	210	210	210	180	180
Caída de presión total en aire	415	385	316	245	199

Tabla 2.12 (Continuación)

Perdida de presión gases (mm / H₂O)

Presión en el hogar	-15	-15	-15	-15	-15
Sobrecalentadores, recalentadores, y economizador	206	183	145	108	31
Calentador de aire regenerativo	132	116	74	47	17
Ductos de gas y chimenea	36	31	18	11	3
Caída de presión total lado gases	359	315	222	151	36
Caída de presión total aire y gases	774	700	538	396	235
Flujo de combustóleo T/h	86.22	77.42	59.24	41.97	2064
Pérdida total de calor %	11.0	10.98	10.84	11.13	12.36
Eficiencia del generador de vapor %	89.0	89.02	89.16	88.87	87.64

MCR: Máximo régimen continuo. ECR: Régimen continuo eficiente., VTF: Ventilador de Tiro forzado.

para ello, se definieron 18 estados termodinámicos para el vapor de agua y siete estados termodinámicos para los gases de combustión rotulados de *a* hasta *g*, lo que se aprecia en la figura 3.1.

La simulación presentada, es un procedimiento basada en la presión de operación, se emplean ecuaciones de transferencia de calor, así como, relaciones termodinámicas del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración y balance general de masa y energía, para determinar cada una de las propiedades termodinámicas de los estados rotulados en la figura 3.1.

La primera etapa de la presente investigación, es construir el modelo termodinámico de la central térmica de vapor villa de Reyes, para ello, se validan los resultados obtenidos para los estados termodinámicos establecidos en la figura 3.1, contra los valores conocidos a regímenes de carga: 100%, 75%, 50% y 25%. Una vez validado el modelo termodinámico, basta con modificar las variables independientes del modelo, para obtener las características termodinámicas en cada uno de los estados de la figura 3.1 a régimen de carga variable. Posteriormente, las características termodinámicas de estos estados se usaran para calcular los flujos exergeticos y realizar el análisis termoeconómico de la central térmica de vapor, lo que permite cuantificar los costos de las irreversibilidades en cada uno de los elementos de la central termoeléctrica villa de Reyes.

Las ecuaciones de transferencia de calor, toman mayor importancia en las superficies de intercambio de calor del generador de vapor, por lo que, conviene dividirlo en secciones tal como se muestra en la figura 3.2, para poder describir en los apartados siguientes las ecuaciones que rigen la transferencia de calor en cada sección.

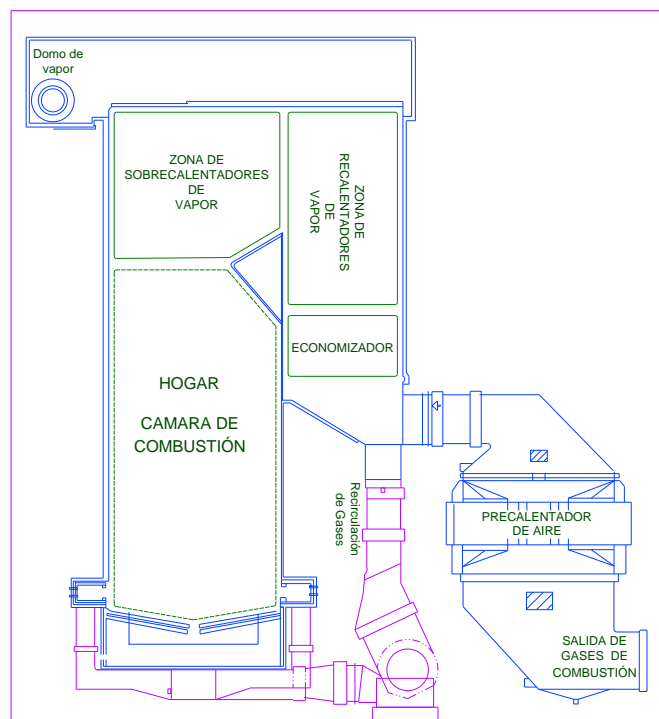


Figura 3.2. Principales secciones del generador de vapor.

3.2. METODOLOGÍA DEL CÁLCULO TÉRMICO DEL HOGAR

La metodología del cálculo térmico del hogar del generador de vapor es una metodología compleja que requiere calcular parámetros termofísicos, parámetros geométricos, del balance de calor del hogar, de las características de la flama y las propiedades del combustible.

La ecuación principal para el cálculo de intercambio de calor en hogares, conocida como ecuación de Gurvich (CKTI, 1973), se obtiene de la relación entre la temperatura relativa de los gases en salida del hogar (θ''_{hogar}), el número de Boltzman (Bo), el número de Buger ($B\tilde{u}$) y el parámetro M , que considera la distribución de temperaturas en toda la altura del hogar y depende de la posición relativa del núcleo de la llama. Para el cálculo se utiliza la ecuación empírica que se define como (CKTI, 1998):

$$\theta''_{hogar} = \frac{T''_{hogar}}{T_a} = \frac{Bo^{0.6}}{M \cdot B\tilde{u}^{0.3} + Bo^{0.6}} \quad (3.1)$$

La ecuación 3.1, está desarrollada en base a investigaciones experimentales de generadores de vapor, es emplea para calcular la temperatura de los gases a la salida del hogar (Ver figura 3.2), ya que dicha temperatura es necesaria para conocer las características termodinámicas de los gases de combustión que se dirigen a la zona de los sobrecalentadores de vapor, y de esta manera calcular la transferencia de calor que se lleva a cabo en la zona de sobrecalentadores. La temperatura θ''_{hogar} , es la relación entre la temperatura de los gases de salida del hogar T''_{hogar} y la temperatura de flama adiabática de los productos de la combustión.

3.2.1. Parámetro M

Para generadores de vapor con hogares de combustión volumétricos, el parámetro M caracteriza la relación entre la posición relativa de la máxima temperatura de la llama (x_{quemad}) y la altura total del hogar (L_{hogar}), que al quemar combustóleo se calcula con (Polupan G., 2005):

$$M = M_0 (1 - 0.4 \cdot x_{quemad}) \sqrt[3]{r_v} \quad (3.2)$$

Donde, M_0 , es una constante que para combustión del combustóleo en quemadores instalados en las paredes o en esquinas de los hogares $M_0 = 0.4$. (CKTI, 1998), x_{quemad} es la posición relativa del núcleo de la llama, r_v es el factor de composición de los gases que depende del exceso de aire y la recirculación de los gases al hogar.

El factor de composición de los gases (r_v) se calcula con (Martinez, 2007):

$$r_v = \frac{V_{gas}(1+r)}{V_{N_2}^0 + V_{RO_2}} \quad (3.3)$$

Donde, V_{gas} , es el volumen de los productos de la combustión de 1 kg de combustóleo en condiciones de referencia ($P=0.1 \text{ MPa}$, $T=273 \text{ K}$), $V_{N_2}^0$ es volumen estequiométrico de Nitrógeno en los productos de la combustión de 1 kg de combustóleo en condiciones de referencia, V_{RO_2} es el volumen de los gases RO_2 (suma de volúmenes de gases CO_2 y SO_2) en productos de la combustión de 1 kg de combustóleo en condiciones de referencia, y r es la fracción de recirculación de gases de combustión al hogar del generador de vapor, $r < 1$.

La posición relativa del núcleo de la llama (x_{quemad}), se define como la relación entre la altura promedio en que están instalados los quemadores ($l_{quemador}$) y la altura total del hogar (L_{hogar}), esto es (Polupan, et al., 2000a):

$$x_{quemad} = \frac{l_{quemador}}{L_{hogar}} \quad (3.4)$$

En la ecuación 3.4, para un solo nivel de quemadores, $l_{quemador}$ se calcula como la altura de los quemadores sobre el nivel del fondo del hogar. Si los quemadores están situados en varios niveles, el valor de $l_{quemador}$ se calcula con (CKTI, 1998):

$$l_{quemador} = \frac{n_1 l_1 B_1 + n_2 l_2 B_2 + n_3 l_3 B_3 + \dots + n_n l_n B_n}{n_1 B_1 + n_2 B_2 + n_3 B_3 + \dots + n_n B_n} \quad (3.5)$$

Donde, $n_1 \dots n_n$ son el número de quemadores en cada nivel $1 \dots n$, $l_1 \dots l_n$ son la alturas de cada nivel de quemadores desde el fondo del hogar, y $B_1 \dots B_n$ son el consumo de combustible de cada quemador por cada uno de los niveles. Para el caso de estudio el generador de vapor cuenta con cuatro niveles de quemadores con las alturas: $l_1 = 5.6 \text{ m}$; $l_2 = 7.25 \text{ m}$; $l_3 = 8.9 \text{ m}$; $l_4 = 10.55 \text{ m}$ (CFE, 1987) y la altura total del hogar es $L_{hogar} = 13.22 \text{ m}$, el flujo de combustible (B) en todos los niveles de quemadores se considera uniforme.

3.2.2. Número de Boltzman

El número de Boltzman, caracteriza la transferencia de calor por radiación en el hogar del generador de vapor y se define como (Polupan G., 2005):

$$Bo = \frac{\varphi \cdot B_{calc} \cdot (Vc)_{promedio}}{5.67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{promedio} \cdot A_{paredes} \cdot T_a^3} \quad (3.6)$$

Donde, 5.67×10^{-11} es la constante de Stefan- Boltzman, B_{calc} es el flujo de combustible suministrado a la cámara de combustión del generador de vapor, φ es el coeficiente de conservación de calor en el hogar, $(Vc)_{promedio}$ es el calor específico promedio de los productos de la combustión para 1 kg de combustóleo, $\psi_{promedio}$ es el valor promedio del coeficiente de eficiencia térmica de las paredes del hogar y $A_{paredes}$ es el área de las paredes del hogar.

3.2.2.1 Gasto de combustible

El gasto de combustible en el generador de vapor en la ecuación (3.6) se calcula con (Polupan, et al., 2000b):

$$B_{calc} = \frac{Q_{gv}}{Q_{disp} \cdot \eta_t} \quad (3.7)$$

Donde, η_t es la eficiencia térmica del generador de vapor.

3.2.2.1.1 Calor útil que absorbe el generador de vapor (Q_{gv})

La cantidad total de calor útil que absorbe el generador de vapor (Q_{gv}) en la ecuación (3.7) se obtiene con (CKTI, 1998):

$$Q_{gv} = G_{vl}(h_{vl} - h_{aa}) + G_{vII}(h_{vII}'' - h_{vII}') + G_{purga}(h' - h_{aa}) \quad (3.8)$$

Donde, G_{vl} , G_{vII} , G_{purga} , son caudales másicos de vapor primario, de vapor secundario y de purga respectivamente, h_{vl} y h_{aa} son entalpías de vapor sobrecalentado y agua de alimentación, respectivamente, h' = Entalpía de agua en el domo, h_{vII}'' y h_{vII}' son entalpías del vapor secundario en entrada y en salida del sistema de recalentador de vapor respectivamente.

3.2.2.1.2 Calor disponible en la cámara de la combustión (Q_{disp})

El calor disponible en la cámara de la combustión (Q_{disp}) se define como la energía química y térmica que entra con el combustóleo, con el aire, con gases de recirculación al hogar del generador de vapor y se calcula con la ecuación (Polupan, et al., 2002b):

$$Q_{disp} = PCI + Q_{comb} + Q_{aire.ext} \quad (3.9)$$

En la que, PCI es el poder calorífico inferior del combustóleo (energía química del combustible), Q_{comb} es la energía física del combustóleo caliente y $Q_{aire.ext}$ es la energía física del aire calentado por una fuente externa (por ejemplo, un serpentín).

El poder calorífico inferior de la ecuación (3.9) se calcula con (Polupan, et al., 2001):

$$PCI = 338 \cdot C + 1256 \cdot H - 109 \cdot (O - S) - 25(9 \cdot H - W) \quad (3.10)$$

Donde C , H , O , S , H , W son fracciones másicas de carbono, Hidrogeno, Oxígeno, Azufre, y Humedad, presentes en la mezcla de combustóleo respectivamente.

El calor de una fuente externa que precalienta el aire frío ($Q_{aire.ext}$) se calcula con (CKTI, 1998):

$$Q_{aire.ext} = \alpha_{prec.aire} \cdot (h_{aire} - h_{aire.frio}) \quad (3.11)$$

Donde, $\alpha_{prec.aire}$ es la fracción de exceso de aire para lograr la combustión completa del combustible, usualmente $\alpha_{prec.aire} = 1.15 - 1.30$, h_{aire} , $h_{aire.frio}$ son entalpía del aire a la salida del serpentín y la entalpía del aire a temperatura ambiente ($T = 20^\circ \text{C}$) respectivamente.

El calor físico suministrado al combustible líquido (Q_{comb}) se calcula con (Polupan, et al., 2001):

$$Q_{comb} = c_{comb} \cdot t_{comb} \quad (3.12)$$

Donde, t_{comb} es la temperatura a la cual se precalienta el combustóleo antes de inyectarlos al hogar del generador de vapor ($t_{comb} = 135^\circ \text{C}$), c_{comb} es la capacidad calorífica del combustible, la cual se calcula con (Polupan, et al., 2001):

$$c_{comb} = 1.74 + 0.0025 \cdot t_{comb} \quad (3.13)$$

3.2.2.2 Coeficiente de conservación de calor en el hogar

El coeficiente de conservación de calor en el hogar (φ) en la ecuación (3.6) se calcula con (CKTI, 1998):

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_t + q_5} \quad (3.14)$$

Donde, q_5 son pérdida de calor por el enfriamiento externo del generador de vapor $q_5 < 2\%$.

3.2.2.3 Calor específico promedio

El calor específico promedio de los productos de la combustión de 1 kg de combustible líquido $(Vc)_{promedio}$ en la ecuación (3.6) se calcula con (Polupan, et al., 2001):

$$(Vc)_{promedio} = \frac{Q_{hogar} - h_{hogar}''}{T_a - T_{hogar}''} \quad (3.15)$$

Donde, T_a es la temperatura adiabática de los productos de la combustión en las ecuaciones (3.6) y (3.15), la cual se determina en base a los cálculos de las propiedades de los productos de la combustión como función de $T_a = f(Q_{hogar})$, considerando que el valor de (Q_{hogar}) es equivalente al valor de la entalpía de los productos de la combustión, en un proceso adiabático (Polupan, et al., 2002a), T_{hogar}'' es la temperatura de los gases a la salida del hogar, la cual es una incógnita.

Para determinar la temperatura T_{hogar}'' se usa el método de iteraciones sucesivas. Par la primera iteración de los cálculos, la literatura recomienda un valor *semilla* de $T_{hogar}'' = 1323 \text{ K}$, para combustóleo (Polupan, et al., 2002a)

En la ecuación (3.15) el calor útil en el hogar (Q_{hogar}) se determina con la ecuación (Polupan, et al., 2002b; Baskákov, 1985):

$$Q_{hogar} = Q_{disp} \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_{aire} - Q_{aireext} + Q_{rec} \quad (3.16)$$

Donde, q_3 y q_4 son perdidas de calor con combustión incompleta química y mecánica, se obtiene bajo recomendaciones $q_3 + q_4 < 1\%$, (Polupan, et al., 2000b), Q_{aire} es el calor físico con aire caliente (Baskákov, 1985), y Q_{rec} es el calor físico de los gases de recirculación.

El calor que lleva al hogar con el aire caliente (Q_{aire}) en la ecuación (3.16) se calcula con (Martinez, 2007):

$$Q_{aire} = \alpha_{hogar} \cdot h_{aire.cal}, \quad (3.17)$$

Donde, $h_{aire.cal}$ es la entalpía del aire caliente, α_{hogar} es el coeficiente de exceso de aire que entra al hogar del generador de vapor.

El calor físico que ingresa al hogar del generador con el flujo másico de gases de recirculación (Q_{rec}), se calcula (Martínez, et al., 2002):

$$Q_{rec} = r \cdot h_{gas.extr} \quad (3.18)$$

Donde, $h_{gas.extr}$ es la entalpía de gases en la zona de extracción de gases de recirculación, r es la fracción de los gases que se recirculan, para el caso de estudio $r= 1.05$ hasta 1.60 , la entalpía de los productos de la combustión a la salida del hogar (h_{hogar}'') en la ecuación (3.15) corresponde a la temperatura de los gases a la salida del hogar (T_{hogar}'').

3.2.2.4 Coeficiente de eficiencia térmica

En la ecuación (3.6) el coeficiente de eficiencia térmica de las paredes de tubos de agua (ψ) se calcula con (CKTI, 1973):

$$\psi = \chi \cdot \zeta \quad (3.19)$$

Donde, χ es un factor de forma, que muestra que parte del flujo de radiación emitido por una superficie cae sobre otra. Este factor depende de la forma de la superficie y la distribución entre los cuerpos que se encuentran bajo transferencia de calor por radiación y varía desde 0.4 hasta 1.0 (CKTI, 1998), ζ es el coeficiente de ensuciamiento; éste coeficiente considera la disminución de captación de calor por parte de las paredes de tubos de agua a causa del ensuciamiento de su superficie externa por incrustaciones, donde $\zeta = 0.55$ para tubos lisos y aletados longitudinalmente de las paredes de tubos de agua, para la combustión del combustóleo (CKTI, 1998).

Si las paredes del hogar están rodeadas por pantallas con diferentes factores de forma o las pantallas cubren una parte las superficies de las paredes del hogar, el valor promedio del coeficiente de eficiencia térmica ($\psi_{promedio}$) es (Pysmenny, et al., 2007):

$$\psi_{promedio} = \frac{\sum_{i=1}^n \psi_i \cdot A_{pared.i}}{A_{pared}} \quad (3.20)$$

Donde, $i = 1..n$ es el número de zonas de paredes con diferentes coeficientes de eficiencia térmica (ψ_i). Para secciones del hogar sin pantallas se recomienda usar $\psi = 0$ (CKTI, 1998). El coeficiente χ se calcula con la ecuación (3.25), que se plantea más adelante.

Para el caso particular de este generador de vapor, al factorizar las variables la ecuación (3.20) se expresa como (Pysmenny, et al., 2007):

$$\psi_{promedio} = \frac{A_{pf} \cdot \psi_{pf} + A_{pp} \cdot \psi_{pp} + 2 \cdot A_{p,l} \psi_{p,l} - A_{quem}}{A_{pf} + A_{pp} + 2 \cdot A_{p,l}} \quad (3.21)$$

Dónde: A_{pf} , A_{pp} y $A_{p,l}$ son las áreas de las superficies de la pared frontal, de la pared posterior y de la pared lateral del hogar, respectivamente, A_{quem} es el área ocupada por los quemadores, ψ_{pf} , ψ_{pp} y $\psi_{p,l}$ son los coeficientes de eficiencia térmica de las pared frontal, pared posterior y de las paredes laterales del hogar.

3.2.2.5 Superficie total de las paredes del hogar

En la ecuación (3.6), la superficie total de las paredes del hogar ($A_{paredes}$) es obtenida de las medidas de las superficies que limitan el volumen de la cámara de combustión.

$$A_{paredes} = \Sigma A_{pared} \quad (3.22)$$

El área de una pared del hogar (A_{pared}), se determina con la multiplicación de la distancia entre los ejes de los tubos externos de la pantalla (b) y su largo (l) y se calcula con la ecuación:

$$A_{pared} = b \cdot l \quad (3.23)$$

En A_{pared} , no se incluyen las partes no protegidas por tubos ni las áreas ocupadas por quemadores.

La superficie radiante (A_{rad}) es la superficie que participa en intercambio de calor por radiación y se calcula con (Polupan, et al., 2000b):

$$A_{rad} = \Sigma A_{pared} \cdot \chi \quad (3.24)$$

Donde χ es el factor de forma de la pared de tubos de agua, y se expresa como (CKTI, 1998):

$$\chi = \frac{A_{rad}}{A_{pared}} \quad (3.25)$$

El factor de forma de una pantalla de tubos lisos, depende de sus características de construcción y se determina con ayuda de la figura 3.3.

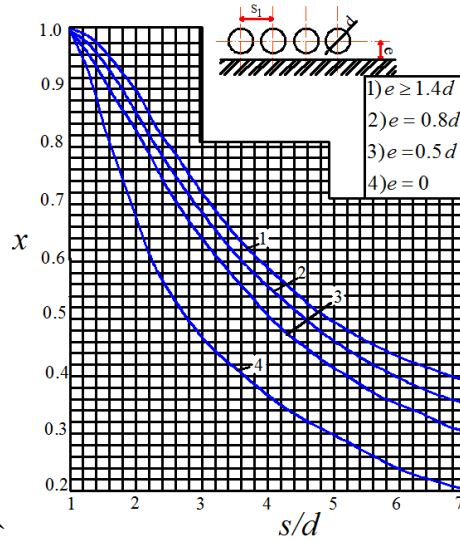


Figura 3.3. Factor de forma para pantallas de paredes de tubos de agua (CKTI, 1998)

3.2.3. Número de Bugar Efectivo

Para determinar la temperatura relativa de los gases a la salida del hogar (θ_{hogar}''), que se emplea en la ecuación principal (3.1), es necesario calcular el número de Bugar efectivo $B\bar{u}$ que se calcula con (Jiménez, 2008):

$$B\bar{u} = 1.6 \cdot \ln \left(\frac{1.4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1.4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right) \tag{3.26}$$

Donde el número de Bugar efectivo ($B\bar{u}$), dependen del número de Bugar que se calcula con la ecuación (3.27), que caracteriza el proceso de combustión en el hogar del generador de vapor. La figura 3.4, muestra la relación que guarda el número de Bugar con el número de Bugar efectivo, el cual es un parámetro adimensional que participa en la ecuación (3.1).

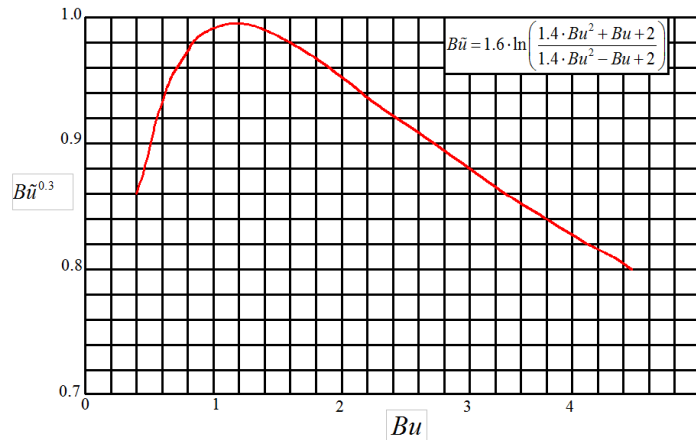


Figura 3.4. Relación entre el número de Burger y el número de Burger efectivo (CKTI, 1973).

3.2.3.1 Número de Bugar

En la ecuación (3.26), Bu es el número de Bugar para los productos de la combustión en el hogar del generador de vapor y se calcula como (Polupan, et al., 2000b):

$$Bu = k \cdot P \cdot s \quad (3.27)$$

Dónde, k es el coeficiente de adsorción del medio del hogar, P es la presión en la cámara de combustión y s es el espesor de la capa de los gases que iluminan a las superficies radiantes.

3.2.3.1.1 Espesor de la capa de los gases que iluminan

El Espesor de la capa de los gases que iluminan a las superficies radiantes se calcula como (Polupan, et al., 2008):

$$s = \frac{3.6 \cdot V_{hogar}}{A_{paredes}} \quad (3.28)$$

Donde, V_{hogar} es el volumen del hogar del generador de vapor, $A_{paredes}$ es el área de las paredes del hogar del generador de vapor.

3.2.3.1.2 Coeficiente de adsorción del medio del hogar (k)

El coeficiente de adsorción del medio del hogar, se calcula con el uso de la hipótesis, de que la llama que ilumina ocupa parte del hogar y se caracteriza por el coeficiente m .

El cálculo del coeficiente de adsorción del medio del hogar se calcula con la ecuación (CKTI, 1998):

$$k = k_{gas} + m \cdot k_{hollin} \quad (3.29)$$

El coeficiente de disminución de los rayos en el hogar (k_{gas}) por gases triatómicos (CO_2 , SO_2 , H_2O) se determina con (CKTI, 1998):

$$k_{gas} = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10P \cdot r_{gas} \cdot s}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0.37 \frac{T_{hogar}''}{1000} \right) \cdot r_{gas} \quad (3.30)$$

Donde, r_{gas} es la fracción del volumen ocupada por los gases triatómicos (CO_2 , SO_2 , H_2O) en los productos de la combustión, r_{H_2O} es la fracción del volumen ocupado por vapor de agua en los productos de la combustión y T_{hogar}'' es la temperatura de los gases en salida del hogar.

El coeficiente de disminución de los rayos por las partículas de hollín (k_{hollin}) en la ecuación (3.29) se calcula con (CKTI, 1998):

$$k_{hollin} = \frac{1.2}{1 + \alpha_{hogar}^2} \cdot \left(\frac{C}{H}\right)^{0.4} \cdot \left(1.6 \frac{T_{hogar}''}{1000} - 0.5\right) \quad (3.31)$$

La relación entre átomos de carbono e hidrógeno en la masa del combustible (C/H) en la ecuación (3.31) se determina con:

$$\frac{C}{H} = 0.12 \sum \frac{m}{n} \cdot C_m H_n \quad (3.32)$$

Donde m y n son la cantidad de átomos de carbono e hidrógeno en el combustible. Cuando el exceso de aire en el hogar es mayor a 2 ($\alpha_{hogar} > 2$) el valor de k_{hollin} se considera como cero (CKTI, 1998).

Finalmente la fórmula (3.1), para el cálculo de la temperatura de los gases a la salida del hogar se presenta en la forma (Jiménez 2008):

$$T_{hogar}'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot B\bar{u}^{0.3} \cdot \left(\frac{5.67 \cdot \psi_{promedio} \cdot A_{paredes} \cdot T_a^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_{calc} \cdot (V \cdot c)_{promedio}}\right)^{0.6}} \quad (3.33)$$

Después de la primera iteración del cálculo de la temperatura de los gases a la salida del hogar (T_{hogar}''), se calcula la diferencia entre de T_{hogar}'' aceptada en las ecuaciones (3.1), (3.15) y (3.31) para la primera iteración y la temperatura T_{hogar}'' , calculada por la ecuación (3.33). En el caso de que la diferencia de estas temperaturas sea mayor al criterio de paro, para el cálculo iterativo, se necesita repetir el cálculo con la temperatura T_{hogar}'' , en las ecuaciones (3.1), (3.15) y (3.31) determinada por la ecuación (3.33). Como regla la tercera iteración puede dar la magnitud de T_{hogar}'' exacta. En el caso de la presente investigación se establece como criterio de paro un error relativo Aproximado $\epsilon_{ra} < 1 \times 10^{-8}$ que nos garantiza que el resultado tiene un error menor a 0.000000001%.

Debido a que los métodos de sustituciones sucesivas han demostrado buena convergencia para el cálculo de los procesos térmicos, donde las ecuaciones son altamente no lineales y con un número muy elevado de incógnitas (Rovira, 2004), en la presente investigación se emplea el método de sustituciones sucesivas y se calcula el error relativo aproximado (ϵ_{ra}) en cada iteración, de la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar, la cual se calcula como:

$$\varepsilon_{ra} = \left| \frac{(T_{hogar})_{(i)} - (T_{hogar})_{(i-1)}}{(T_{hogar})_{(i-1)}} \right| \leq 1 \times 10^{-8} \quad (3.34)$$

Donde i , es el número de la iteración actual e $(i-1)$ es la iteración anterior, con lo cual se puede evaluar la convergencia del método de iteraciones sucesivas, para determinar la temperatura de los productos de la combustión a la salida del hogar del generador de vapor.

3.3. TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS SOBRECALENTADORES Y RECALENTADORES

La ecuación fundamental de transferencia de calor en intercambiadores de calor, como lo son los sobrecalentadores y recalentadores, de los generadores de vapor es (Fernández, 2005):

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.35)$$

Donde, U es el coeficiente de transferencia de calor global del intercambiador de calor, A es el área de transferencia de calor y ΔT es la diferencia de temperaturas media logarítmica.

3.3.1. Diferencia de temperaturas media logarítmica

En los sobrecalentadores y recalentadores de los generadores de vapor los fluidos de trabajo son los productos de la combustión como fluido caliente y el vapor de agua como fluido frío. Como regla, la circulación de los fluidos es, en contra corriente, en este caso la diferencia de temperaturas media logarítmica se obtiene con la expresión (Chapman, 1984):

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{m\acute{a}x} - \Delta T_{m\acute{i}n}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{m\acute{a}x}}{\Delta T_{m\acute{i}n}} \right)} \quad (3.36)$$

Donde, $\Delta T_{m\acute{a}x}$ es la diferencia máxima de temperaturas de los fluidos a la entrada de la superficie ($\Delta T_{m\acute{a}x} = T_{h_2} - T_{c_2}$), $\Delta T_{m\acute{i}n}$ es la diferencia mínima de temperaturas de los fluidos a la salida de la superficie ($\Delta T_{m\acute{i}n} = T_{h_1} - T_{c_1}$).

3.3.2. Área de la superficie de transferencia de calor en el sobrecalentador

Para calcular el área de transferencia de calor de los bancos de tubos lisos y aletados, se toma en consideración el diámetro de los tubos, su longitud y cantidad, de manera general el área de intercambio de calor de un intercambiador de calor de tubos lisos se calcula (Pysmenny, 2007):

$$A = \pi \cdot \phi_{ext} \cdot l_{tub} \cdot z \quad (3.37)$$

Donde l_{tub} , es la longitud de los tubos en el intercambiador y z es el número de tubos del intercambiador y ϕ_{ext} es el diámetro exterior de los tubos.

3.3.3. Coeficiente de transferencia de calor global en sobrecalentadores y Recalentadores

El coeficiente global de transferencia de calor para los tubos de los sobrecalentadores se calcula con la siguiente ecuación (Pysmenny, et al., 2007):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\delta_{cont}}{k_{cont}} + \frac{\delta_m}{k_m} + \frac{\delta_{int}}{k_{int}} + \frac{1}{h_2}} \quad (3.38)$$

Donde, h_1 y h_2 son los coeficientes de transferencia de calor externa (desde los gases hacia la superficie externa de los tubos) e interna (desde la superficie interna de los tubos hacia el vapor sobrecalentado), $\delta_{cont}, \delta_m, \delta_{int}$ son espesores de la capa de ensuciamiento de los tubos por su parte externa, de la pared de los tubos y de las incrustaciones internas respectivamente, k_{cont}, k_m, k_{int} son coeficientes de conducción de la capa de ensuciamiento externa, del metal del tubo y de las incrustaciones internas.

Por lo general, para los sobrecalentadores de los generadores de vapor los miembros de la ecuación (3.36), $\frac{\delta_{cont}}{k_{cont}} + \frac{\delta_m}{k_m} + \frac{\delta_{int}}{k_{int}}$ son muchas veces menores que $\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}$ (Kitto y Stultz, 2005), por lo que si el sobrecalentador está instalado en un ducto del generador de vapor y no recibe directamente el calor desde hogar es posible escribir la ecuación (3.38) como:

$$U = \frac{\psi}{\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2}} = \frac{\psi \cdot h_1}{1 + \frac{h_1}{h_2}} \quad (3.39)$$

Donde, ψ es el factor de efectividad térmica de la superficie.

3.3.3.1 Coeficiente de transferencia de calor externo

El coeficiente de transferencia de calor desde los gases hasta la superficie externa de los tubos, es el resultado de la suma del coeficiente de transferencia de calor por convección (h_{conv}) y el coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_{rad}) en el sobrecalentador o recalentador, esto es:

$$h_1 = \xi(h_{conv} + h_{rad}) \quad (3.40)$$

Donde, ξ es el coeficiente de uso de la superficie de intercambio de calor. Para sobrecalentadores con los tubos orientadas perpendicularmente al flujo de gases $\xi = 1$.

3.3.3.1.1 Coeficiente de transferencia de calor por convección externo

El cálculo de coeficiente de convección en bancos de tubos lisos, (sobrecalentadores y recalentadores), con arreglo en cuadro se determina con (Martinez et al., 2007):

$$h_{conv} = 0.2 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{k_g}{d_e} \left(\frac{\bar{w}}{\nu} \right)^{0.65} \cdot Pr^{0.33} \quad (3.41)$$

Donde, \bar{w} es la velocidad promedio de los productos de la combustión, k_g es la Conductividad térmica de los productos de la combustión, ν es la viscosidad cinemática, d_e es el diámetro exterior de los tubos del intercambiador, Pr es el número de Prandtl, C_s es el factor de forma del banco de tubos y C_z es un coeficiente que depende de la cantidad de hileras en el banco de tubos.

En la ecuación (3.41) el factor de forma del banco de tubos (C_s) se calcula respecto de los pasos relativos del banco de tubos:

$$C_s = \left[1 + (2\sigma_1 - 3) \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^{-2} \quad (3.42)$$

Donde, σ_1 y σ_2 son el paso relativo normal (s_1/d) y el paso relativo longitudinal (s_2/d) en el banco de tubos; s_1 y s_2 son paso normal y paso longitudinal en el banco de tubos. En la figura (3.5), se muestra como se determinan estos parámetros geométricos, tanto en bancos de tubos liso como aletados. Si se cumplen las siguientes restricciones entonces, se deben de tener las siguientes consideraciones, para el cálculo de C_s , en la ecuación (3.42):

Cuando $\sigma_1 \geq 2$ ó $\sigma_1 \leq 1.5$ el coeficiente $C_s = 1$.

Cuando $\sigma_2 \leq 2$ y $\sigma_1 \geq 3$ en la ecuación (3.42) se usa el valor $\sigma_1 = 3$

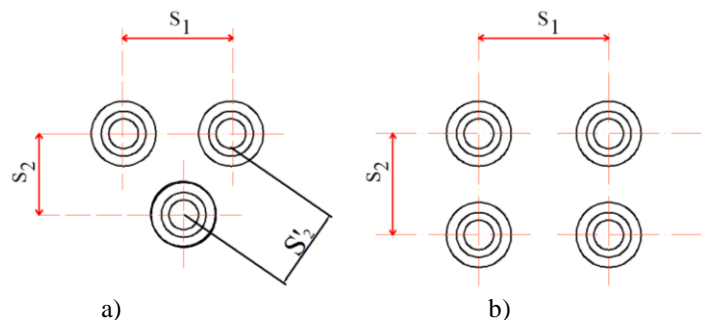


Figura 3.5. Paso relativo normal y longitudinal en bancos de tubos con a) escalonado y b) arreglo en cuadro.

En la ecuación (3.42) el coeficiente C_z se calcula respecto de la cantidad de hileras en el banco de tubos.

Para el caso de que el número de hileras (Z_2) en el banco de tubos cumpla con las siguientes consideraciones, el valor de C_z es:

Cuando: $z_2 < 10$, el coeficiente C_z , se calcula: $C_z = 0.91 + 0.0125(z_2 - 2)$ y cuando: $z_2 \geq 10$, se considera que $C_z = 1$

El cálculo del coeficiente de convección en los bancos de tubos lisos, con arreglo en triangulo o conocido también como escalonado se realiza con (Martinez et al., 2007):

$$h_{conv} = 0.36 \cdot C_s \cdot C_z \cdot \frac{k}{d} \left(\frac{\bar{w} \cdot d}{\nu} \right)^{0.6} \cdot \text{Pr}^{0.33} \quad (3.43)$$

Donde, C_s es el factor de forma del banco de tubos y depende del paso relativo normal (σ_1) y del factor $\varphi = (\sigma_1 - 1) / (\sigma_2' - 1)$, donde σ_2' , es el paso relativo diagonal promedio y se calcula como:

$$\sigma_2' = \sqrt{\frac{\sigma_1^2}{4} + \sigma_2^2} \quad (3.44)$$

Para este caso, el coeficiente C_s , se calcula tomando en consideración que:

Para, $0.1 \leq \varphi \leq 1.7$, y cualquier σ_1 ; el coeficiente C_s , se calcula: $C_s = 0.95 \cdot \varphi^{0.1}$

Para, $1.7 \leq \varphi \leq 4.5$, y $\sigma_1 < 3$; el coeficiente C_s , se calcula: $C_s = 0.77 \cdot \varphi^{0.5}$ y,

Para, $1.7 \leq \varphi \leq 4.5$, y $\sigma_1 \geq 3$; el coeficiente C_s , se calcula: $C_s = 0.95 \cdot \varphi^{0.1}$

En la ecuación (3.43) el coeficiente C_z se calcula respecto de la cantidad de hileras en el banco de tubos y se calcula tomando en consideración que:

Para, $z_2 < 10$ y $\sigma_1 \leq 3$; el coeficiente C_z , se calcula: $C_z = 3.12 \cdot z_2^{0.05} - 2.5$.

Para, $z_2 < 10$ y $\sigma_1 > 3$; el coeficiente C_z , se calcula: $C_z = 4.0 \cdot z_2^{0.02} - 3.2$, y

Para, $z_2 > 10$, el coeficiente $C_z = 1$.

3.3.3.1.2 Coeficiente de transferencia de calor por radiación

El coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_{rad}), en la ecuación (3.40), se calcula con:

$$h_{rad} = 5.67 \times 10^{-8} \cdot \frac{\varepsilon_{cont} + 1}{2} \cdot \varepsilon \cdot T_{gases}^3 \left(\frac{1 - \left(\frac{T_{conta}}{T_{gases}} \right)^{3.6}}{1 - \left(\frac{T_{conta}}{T_{gases}} \right)} \right) \quad (3.45)$$

Donde, ε_{contam} es el coeficiente de emisividad de las superficies contaminadas (sucias) de los tubos del sobrecalentador. Para las superficies de los generadores de vapor, que queman combustóleo el coeficiente de emisividad se considera como: $\varepsilon_{contam} = 0.8$ (CKTI, 1998), ε es el coeficiente de emisividad de los productos de la combustión a la temperatura promedio en el intercambiador de calor, T_{conta} es la temperatura de la superficie contaminada de los tubos del intercambiador y T_{gases} es la temperatura promedio de los gases en el intercambiador de calor.

En la ecuación (3.45) el coeficiente de emisividad de los productos de la combustión (ε), se calcula con:

$$\varepsilon = 1 - e^{-kPs} \quad (3.46)$$

Donde, el factor kPs , en la ecuación (3.42) es equivalente al número de Bugar, el cual caracteriza el espesor de radiación total de los productos de la combustión; k es el coeficiente de disminución de la radiación debida a los gases tri-atómicos, P es la presión de los gases en el ducto (para generadores de vapor con tiro balanceado $P = 0.1$ MPa), s es el espesor del volumen de los gases que irradian hacia las superficies.

El número de Bugar o el producto kPs , se calcula:

$$Bu = KPs = \left(K_{gas}^0 r_{gas} \right) \cdot P \cdot s \quad (3.47)$$

Donde, r_{gas} es el volumen parcial de los gases tri-atómicos (suma de los volúmenes parciales de CO_2 , SO_2 y H_2O) en los productos de la combustión en el área del sobrecalentador. En la ecuación (3.47) el valor de k_{gas}^0 se calcula con (Polupan et al. 2008):

$$k_{gas}^0 = \left(\frac{7.8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot P \cdot r_{gas} \cdot s}} - 1 \right) \left(1 - 0.37 \times 10^{-3} \cdot T_{hogar}'' \right) \quad (3.48)$$

En la ecuación (3.48) el valor de s se calcula, tomando en consideración las características geométricas y constructivas del sobrecalentador, en general, para el volumen de los gases limitado por las superficies de intercambio de calor, el espesor efectivo se calcula por la ecuación:

$$s = \frac{3.6 \cdot V}{A_{\text{paredes}}} \quad (3.49)$$

Para bancos de tubos lisos con una cantidad de hileras mayor que 3, el espesor de la capa de los gases que iluminan s , se calcula con:

$$s = 0.9 \cdot d \left(\frac{4}{\pi} \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2 - 1 \right) \quad (3.50)$$

Donde, d es el diámetro exterior de los tubos, σ_1 y σ_2 son los pasos relativos normal y longitudinal del banco de tubos en el sobrecalentador o recalentador respectivamente.

Para sobrecalentadores semi-radiantes, el espesor de la capa de los gases que iluminan (s), se calcula con:

$$s = \frac{1.8}{\frac{1}{b} + \frac{1}{s} + \frac{1}{l}} \quad (3.51)$$

Donde, b , s , y l , son la altura, el paso normal y el ancho del banco de tubos respectivamente.

En la ecuación (3.45), la temperatura de la superficie de los tubos del sobrecalentador T_{conta} , es igual a la temperatura de la capa de contaminantes que ensucian la superficie externa de los tubos, cuando se quema gas natural o combustóleo, la temperatura de la superficie de los tubos de los sobrecalentadores T_{conta} se calcula con (Polupan, et al., 2000b):

$$T_{\text{cont}} = (t_{\text{vapor}} + 25) + 273 \quad (3.52)$$

Donde, t_{vapor} es la temperatura promedio del vapor de agua a través del sobrecalentador o recalentador, donde se realiza la transferencia de calor.

3.3.3.1.3 Coeficientes de contaminación (ensuciamiento), de uso y de efectividad térmica de las superficies de calefacción.

La magnitud del coeficiente de uso de la superficie (ξ), que participa en la ecuación (3.40), depende de la posición de la superficie en el ducto en relación al flujo de los gases. Si todo el flujo pase por la superficie uniformemente, el factor $\xi = 1$. Para las superficies semiradiantes los valores recomendables se presentan en la figura 3.6.

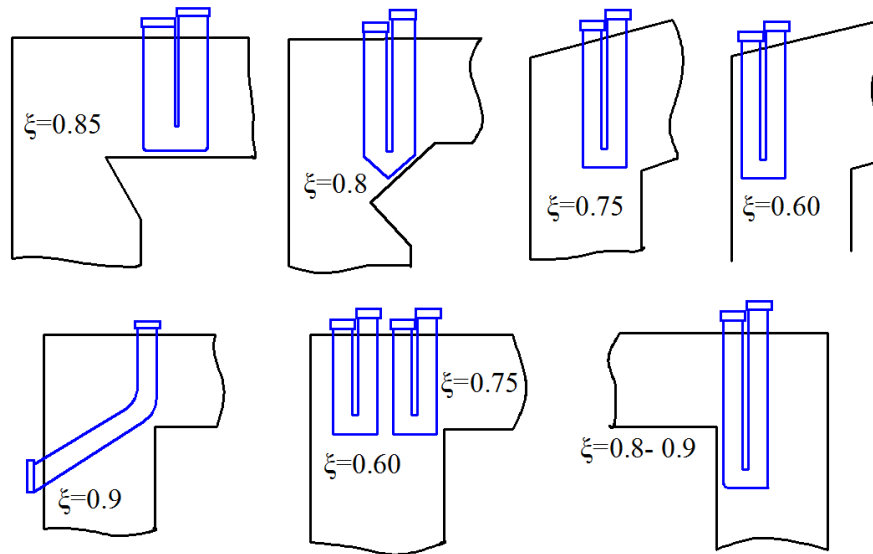


Figura 3.6. Coeficientes de uso (ξ) de los sobrecalentadores tipo semiradiantes.

3.3.3.2 Coeficiente de eficiencia térmica

La magnitud del coeficiente de eficiencia térmica (ψ), de la ecuación (3.39) para todos los sobrecalentadores, tanto bancos de tubos lisos como aletados y cuando se quema combustóleo con un coeficiente de exceso de aire menor o iguales a 1.3 ($\alpha_{hogar} \leq 1.03$), es (CKTI, 1998):

- $\psi = 0.65$, para sobrecalentadores, bancos de tubos con arreglo en cuadro.
- $\psi = 0.60$; para sobrecalentadores, bancos de tubos con arreglo en triángulo.
- $\psi = 0.65$, para economizadores y calentadores tipo: gas – agua.
- $\psi = 0.45-0.50$, para intercambiadores de calor con temperaturas de operación, por debajo de los 100°C .
- $\psi = 0.80$, cuando se quema gas natural para todos los sobrecalentadores, tanto bancos de tubos lisos como aletados.

El coeficiente de eficiencia térmica en los cálculos de la transferencia de calor en los generadores de vapor, permanece constante a todos los regímenes de carga a los que se opere el generador de vapor.

En el flujo combinado (transversal y longitudinal) que fluye por las superficies semiradiantes, bancos de tubos lisos y bancos de tubos aletados, los coeficientes de eficiencia térmica y de contaminación son iguales a los que se tienen en flujo transversal.

3.3.3.3 Coeficiente de transferencia de calor interno

El coeficiente de transferencia de calor por convección interno, es decir desde la superficie interna de los tubos del sobrecalentador hacia el vapor se calcula con (Polupan et al. 2008):

$$h_2 = 0.023 \cdot \frac{k_f}{d_0} \left(\frac{w_0 \cdot d_0}{\nu_0} \right)^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (3.53)$$

Donde, k_f es la conductividad del vapor a la temperatura promedio en el intercambiador de calor, ν es la viscosidad cinemática del vapor a la temperatura promedio en el sobrecalentador, Pr es el número de Prandtl que caracteriza al vapor, w es la velocidad promedio del vapor en el sobrecalentador y d_0 es el diámetro interno de los tubos en el intercambiador de calor.

3.4. TRANSFERENCIA DE CALOR EN ECONOMIZADORES

La metodología para calcular la transferencia de calor en economizadores es distinta a la presentada para los sobrecalentadores y recalentadores, debido a que, los tubos que integran al economizador, son tubos aletados, las aletas tienen la función de incrementar la superficie de intercambio de calor, con lo cual, se incrementa la eficiencia del economizador. En esta sección se presentan las ecuaciones fundamentales para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor (U) para economizadores, en *sistema Ingles*, ya que la literatura (Ganapathy, 2003), así lo establece.

3.4.1. Características geométricas de los bancos de tubos aletados

Los bancos de tubos aletados que conforman los economizadores, son superficies de intercambio de calor, con aletas que pueden ser anulares, cuadradas o en espiral, generalmente expuestos a un flujo transversal de un gas. Los bancos de tubos se fabrican de tubos rectos con aletas que se sueldan a los mismos, por medio de corrientes de alta frecuencia. Los parámetros geométricos de los bancos de tubos aletados se muestran en la figura (3.7).

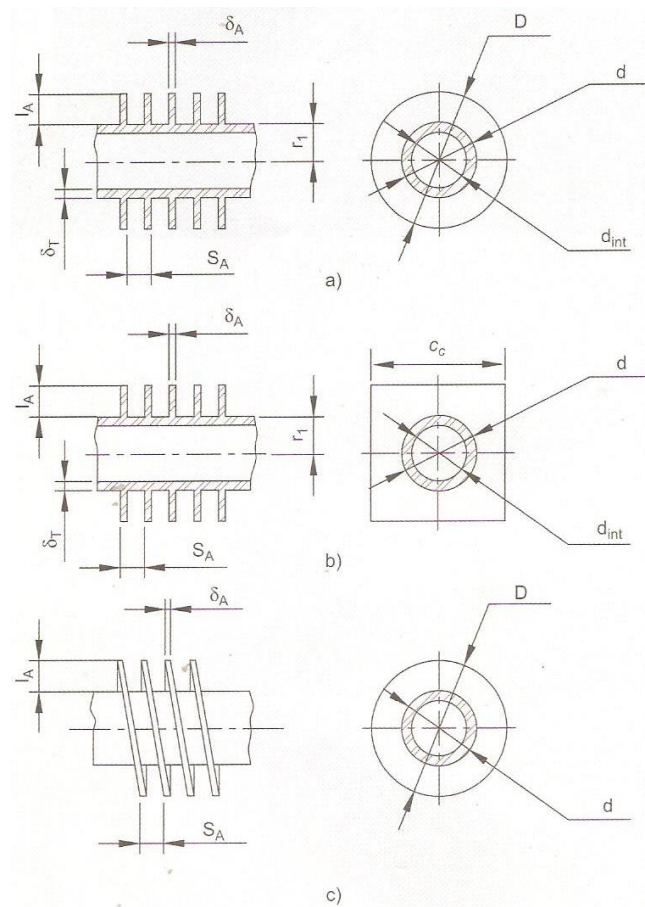


Figura 3.7 Características geométricas de los tubos aletados a) Tubos con aletas anulares, b) tubos con aletas cuadradas, c) Tubos con aletas en espiral.

3.4.2. Coeficiente de transferencia de calor total en economizadores

La energía transferida en los equipos de transferencia de calor Q , se determina con (Ganapathy, 2003):

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.54)$$

El coeficiente de transferencia de calor total, específicamente para economizadores y bancos de tubos aletados, se obtiene con (Ganapathy, 2003):

$$U = \eta_{aleta} h_c \quad (3.55)$$

Donde, η_{aleta} es la efectividad de la aleta, h_c es el coeficiente de transferencia de calor por convección.

La efectividad de la aleta (η_{aleta}), se obtiene con expresión (Ganapathy, 2003):

$$\eta_{aleta} = 1 - (1 - E) \cdot \frac{A_f}{A_t} \quad (3.56)$$

Donde, A_f es el área ocupada por la aleta, A_t es el área total de transferencia de calor del tubo intercambiador y E es el perfil de distribución de temperatura de la aleta.

El área ocupada por las aletas (A_f) se calcula con la siguiente expresión (Ganapathy, 2003):

$$A_f = \frac{\pi n}{24} (4dn + 4h^2 + 2bd + 4bh) \quad (3.57)$$

Donde, d es el diámetro de tubo, n es el número de aletas por pulgada, y b es el espesor de la aleta.

El área total de transferencia de calor del tubo intercambiador (A_t), se calcula con la expresión:

$$A_t = A_f + \frac{\pi d}{12} (1 - nb) \quad (3.58)$$

El perfil de distribución de temperatura en la aleta (E), se calcula con (Ganapathy, 1981):

$$E = \frac{1}{1 + \frac{1}{3} \left(\frac{mh}{12} \right)^2 \sqrt{\frac{d+2h}{d}}} \quad (3.59)$$

Donde, h es la altura de la aleta y el parámetro m , se calcula con:

$$m = \sqrt{\frac{24h_c}{K_m b}} \quad (3.60)$$

Donde, K_m es la conductibilidad térmica del material de la aleta, que generalmente es de 23 – 27 Btu/ ft h °F (Ganapathy, 1982), para aletas construidas de aceros al carbón.

El coeficiente de transferencia de calor (h_c) se calcula con la siguiente expresión (Ganapathy, 1977):

$$h_c = 0.295 \left(\frac{G^{0.681}}{d^{0.319}} \right) \left(\frac{k^{0.67} C_p^{0.33}}{\mu^{0.351}} \right) \left(\frac{s^{0.313}}{h^{0.2} b^{0.113}} \right) \quad (3.61)$$

Donde, k es la conductividad térmica de los gases de combustión, C_p es la capacidad calorífica de los gases de combustión, μ es la viscosidad de los gases de combustión, S es

el claro de la aleta ($S = 1/n - b$), y G es el caudal másico de gases de combustión a través del banco de tubos, el cual se calcula con:

$$G = \frac{w_g}{N_w L (s_T / 12 - A_0)} \quad (3.62)$$

Donde, w_g es el flujo másico de gases de combustión a través del banco de tubos, N_w es el número de filas del banco de tubos, L es la longitud de los tubos expuestos al flujo de gases de combustión, S_T es el paso transversal del banco de tubos, A_0 es el área obstruida para el paso de gases de combustión debido a los tubos, donde $A_0 = \frac{d}{12} + \frac{nb d}{6}$.

3.5. MÉTODO DE EFECTIVIDAD – NTU

El método de la diferencia de temperatura media logarítmica (*LTMD por sus siglas en ingles*) es difícil de aplicar en el análisis de los intercambiadores de calor cuando se desconocen las temperaturas de entrada y a la salida de los fluidos caliente y frío. Si se conoce la temperatura media logarítmica (ΔT_{ml}), los gastos másicos de los fluidos de trabajo y se conoce el coeficiente de transferencia de calor total, la transferencia de calor en el intercambiador, se determina con (Holman 1999):

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{ml} \quad (3.63)$$

Por lo tanto, el método de la LMTD resulta muy adecuado para la determinación del *tamaño* de un intercambiador de calor con el fin de dar lugar a las temperaturas prescritas de salida cuando se especifican los gastos de masa y las temperaturas de entrada y de salida de los fluidos caliente y frío.

Con el método de la LMTD, la tarea es seleccionar un intercambiador que satisfaga los requisitos prescritos de transferencia de calor. El método que debe seguirse en el proceso de selección es:

1. Seleccionar el tipo de intercambiador de calor apropiado para la aplicación.
2. Determinar cualquier temperatura desconocida de entrada o de salida y la razón de la transferencia de calor mediante un balance de energía.
3. Calcular la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} .
- 4.- Obtener (seleccionar o calcular) el valor del coeficiente de transferencia de calor total U .
- 5.- Calcular el área superficial A_s de transferencia de calor.

La tarea se completa al seleccionar un intercambiador de calor que tenga un área superficial de transferencia de calor igual a A_s o mayor que ésta.

Todavía se podría aplicar el método de la LMTD para este problema alternativo, pero, el procedimiento requeriría tediosas iteraciones y, como consecuencia, no sería práctico. En un intento por eliminar las iteraciones en la solución de esos problemas, Kays y London (1984), presentaron un procedimiento llamado método de la *efectividad-NTU*, el cual simplificó el análisis de los intercambiadores de calor.

Este método se basa en un parámetro adimensional llamado efectividad de la transferencia de calor (ε) definido como (Cengel, 2012):

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\text{Razón de Transferencia de calor real}}{\text{Razón máxima posible de transferencia de calor}} \quad (3.64)$$

La razón de la transferencia de calor real de un intercambiador de calor, se puede determinar con base en un balance de energía con los fluidos caliente y frío, como (Cengel, 2012):

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,sal} - T_{c,ent}) = C_h (T_{h,ent} - T_{h,sal}) \quad (3.65)$$

En donde $C_c = \dot{m}_c C_{p_c}$, y $C_h = \dot{m}_h C_{p_h}$, son las razones de capacidad calorífica de los fluidos frío y caliente, respectivamente.

Para determinar la razón máxima posible de la transferencia de calor de un intercambiador, en primer lugar se reconoce que la diferencia de la temperatura máxima que se produce en él, es la diferencia entre las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frío; es decir (Holman, 199):

$$\Delta T_{\max} = T_{h,ent} - T_{c,ent} \quad (3.66)$$

La transferencia de calor en un intercambiador alcanza su valor máximo cuando:

- 1) El fluido frío se caliente hasta la temperatura de entrada del caliente.
- 2) El fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del frío.

Estas dos condiciones límites, no se alcanzarán en forma simultánea a menos que las razones de capacidad calorífica de los fluidos caliente y frío sean idénticas (es decir, $C_c = C_h$). Cuando $C_c \neq C_h$ el cual suele ser el caso, el fluido con la razón de capacidad calorífica *menor* experimentará un cambio más grande en la temperatura y, de este modo, es el primero en experimentar la diferencia máxima de temperatura, en cuyo punto se suspende la transferencia de calor. Por lo tanto la razón máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador es (Bejan y Kraus 2003):

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min} (T_{h,ent} - T_{c,ent}) \quad (3.67)$$

En donde C_{\min} es la capacidad calorífica menor entre C_h y C_c . La determinación de \dot{Q}_{\max} requiere que se disponga de una temperatura de entrada de los fluidos caliente y frío y de sus gastos másicos, los cuales suelen especificarse. Entonces, una vez que se conoce la efectividad del intercambiador, se puede determinar la razón de la transferencia de calor real (Q) a partir de (Bejan et al. 1996):

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{\max} (T_{h,ent} - T_{e,ent}) \tag{3.68}$$

La efectividad de un intercambiado de calor ε , permite determinar la razón de la transferencia de calor sin conocer las temperaturas de salida de los fluidos. La efectividad de un intercambiador de calor depende de su configuración geométrica así como de la configuración del flujo. Por lo tanto, los diferentes tipos de intercambiadores tienen relaciones diferentes para la efectividad. Las relaciones de las efectividades para diferentes tipos y configuraciones de intercambiadores de calor se muestran en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Relaciones de efectividad para los intercambiadores de calor (Began y Kraus, 2003).

$NTU = UA_s / C_{\min}$ y $c = C_{\min} / C_{\max} = (mC_p)_{\min} / (mC_p)_{\max}$	
Tipo de intercambiador de calor	Relación de la Efectividad
1 Tubo doble:	
Flujo Paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c}$
Contraflujo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]}$
2 Tubos y corazas Un paso por la coraza y 2,3,... pasos por los tubos.	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1+c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]} \right\}^{-1}$
3 Flujo Cruzado (un solo paso)	
Los dos fluidos en flujo no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-c NTU^{0.78}) - 1] \right\}$
C_{\max} mezclado C_{\min} no mezclado	$\varepsilon = \frac{1}{c} (1 - \exp \{ 1 - c [1 - \exp(-NTU)] \})$
C_{\min} mezclado C_{\max} no mezclado	$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{-1}{c} [1 - \exp(-c NTU)] \right\}$
4 Todos los intercambiadores con $C=0$	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Por lo general, las relaciones de la efectividad de los intercambiadores de calor incluyen el grupo adimensional UA_s / C_{\min} . Esta cantidad se llama número de unidades de transferencia, NTU (por sus siglas en inglés), y se expresa como (Began y Kraus, 2003):

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}C_p)_{\min}} \quad (3.69)$$

En donde, U es el coeficiente de transferencia de calor total y A_s es el área superficial de transferencia del intercambiador. El NTU es proporcional a A_s , por lo tanto, para valores específicos de U y C_{\min} el valor del NTU es una medida del área superficial de transferencia de calor (A_s), por ende, entre mayor sea el valor del NTU , más grande es el intercambiador de calor.

En el análisis de los intercambiadores de calor también resulta conveniente definir otra cantidad adimensional llamada relación de capacidades c , como (Cengel, 2012):

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (3.70)$$

Se puede demostrar que la efectividad de un intercambiador de calor es una función del número de unidades de transferencia NTU y de la relación de capacidades (c); es decir,

$$\varepsilon = \text{funcion}(UA_s / C_{\min}, C_{\min} / C_{\max}) = \text{función}(NTU, c)$$

3.6. BALANCE ENERGÉTICO DEL CICLO RANKINE REAL CON RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

El rendimiento térmico de un ciclo regenerativo de vapor puede aumentarse incorporando varios calentadores de agua de alimentación a presiones convenientemente elegidas. La figura (3.1), muestra la disposición de una central térmica con dos calentadores de agua de alimentación, uno abierto y otro cerrado y un recalentamiento de vapor, se ilustran con números los puntos correspondientes al vapor y con letras los puntos correspondientes a los gases de combustión. La figura 3.8, se muestra el diagrama $T-s$ correspondiente al ciclo Rankine ideal con recalentamiento y dos regeneraciones, ciclo bajo el cual opera la central termoeléctrica Villa de Reyes.

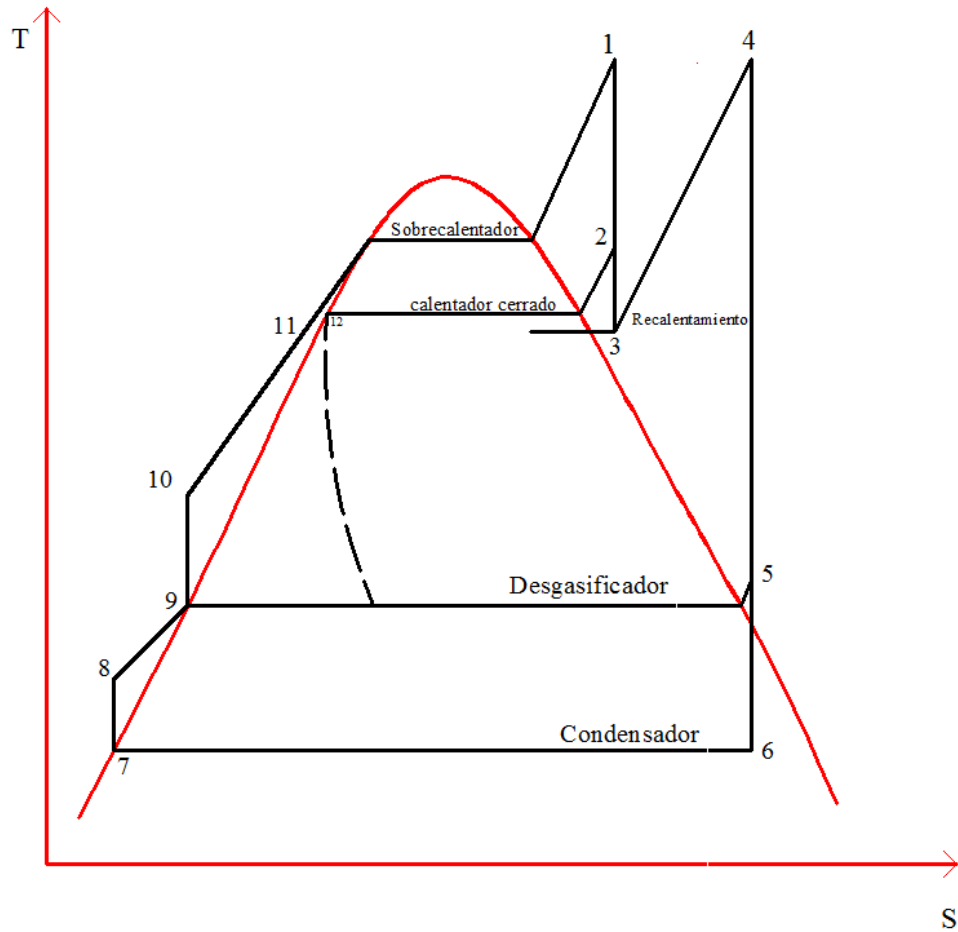


Figura 3.8. Diagrama T-S, del ciclo de vapor con recalentamiento y dos regeneraciones.

Para describir el ciclo termodinámico de la central térmica de vapor que se estudia en la presente investigación, se toman las siguientes consideraciones, empleando como referencia el diagrama de la figura 3.8:

- 1- Cada componente del ciclo se analiza en estado estacionario.
- 2 No hay transferencia de calor entre los componentes y el ambiente. Las pérdidas de calor se consideran menores al 5%.
- 3 Los procesos que realiza el fluido de trabajo a su paso por turbinas, y bombas se consideran con una eficiencia isentrópica del 85 %.
- 4 La expansión a través de la válvula es un proceso de estrangulación.
- 5 Los efectos de las energías cinética y potencial son despreciables.
- 6 El condensado que sale del calentador cerrado es líquido saturado a una presión.
- 7 El agua de alimentación sale del calentador abierto como líquido saturado a presión.
- 8 El condensado sale del condensador como líquido saturado, en el estado 6.

3.6.1. Descripción del ciclo

Se considera un ciclo regenerativo con recalentamiento que tiene dos calentadores de agua de alimentación, uno cerrado y otro abierto (ver figura 3.1). El vapor entra a la turbina de alta presión a presión P_1 , y temperatura T_1 , donde se expande de manera isentrópica hasta una presión P_3 . El vapor es recalentado hasta una temperatura T_4 y conducido a la turbina de baja presión donde se expande hasta la presión del condensador P_6 . Se extrae vapor de la turbina de alta presión a presión P_2 , para alimenta el calentado cerrado de agua de alimentación. El agua de alimentación deja el calentador cerrado a temperatura y presión T_{11} , P_{11} , respectivamente. El condensado sale como líquido saturado a la presión de operación P_2 del calentador cerrado. De la turbina de baja presión se extrae vapor a presión P_5 , para alimentar el calentado abierto de agua de alimentación, la corriente que sale del calentador abierto es líquido saturado a presión P_9 . La potencia nominal neta obtenida del ciclo es de 280.5 MW. Se supone que no existe transferencia de calor entre los componentes y el entorno y que el fluido de trabajo experimenta irreversibilidades a su paso a través de la turbina, bomba de agua de alimentación y recirculación, generador de vapor, calentadores y condensador.

Para realizar la simulación del ciclo térmico de vapor con recalentamiento y regeneración de la central termoeléctrica Villa de Reyes, a régimen de carga variable se toman las siguientes consideraciones:

- a) En el presente análisis se considera que el generador de vapor opera a un nivel de presión, suministrada por la bomba de agua de alimentación, existe caída de presión en los elementos del generador de vapor como son: el economizador, domo de vapor, sobrecalentador primero, secundario y terciario. Se establece una caída de presión porcentual para cada elemento, tomando en considerando su área de transferencia de calor.
- b) El recalentamiento del vapor se lleva a cabo a un segundo nivel de presión P_3 , definido en el manual de operación de la central termoeléctrica (CFE, 1987).
- c) La presión P_{11} , Temperatura T_{11} y flujo de agua de alimentación \dot{m}_{11} al generador de vapor, son variables independientes, para la simulación del ciclo térmico de vapor.
- d) Para realizar la simulación del ciclo térmico de vapor, la cual es un modelo basado en las presiones, se consideran como variables independientes a la presión: del domo de vapor P_{15} , la presión de vapor sobrecalentado P_1 , la presión de vapor a recalentamiento P_3 , así como la presión de extracción del condensador P_6 , las cuales son tomadas del manual de operación del generador de vapor de la central termoeléctrica Villa de Reyes (CFE, 1987), para los regímenes de carga del 100%, 75%, 50% y 25%. En el caso de la simulación a regímenes de carga variable, las presiones se interpolan de manera lineal entre los regímenes de carga conocidos.

- e) Las extracciones de vapor de la turbina de alta y baja a presión P_2 y P_5 , respectivamente, son variables desconocidas, por ello, en el presente estudio y específicamente en la simulación de ciclo térmico de la central termoeléctrica, se le permite al usuario, seleccionar la fracción de la presión principal a la cual se realizan las extracciones, esto va desde el 30% hasta el 5% de la presión de vapor principal (P_1) para la extracción de alta presión. En el caso de la extracción de baja presión de la turbina, se le permite al usuario seleccionar una fracción de extracción desde el 30% hasta el 5% de la presión de vapor principal de recalentamiento P_3 , (ver figura 5.15). Para el caso de la simulación a régimen de carga variable se seleccionan los valores de P_2 y P_5 , que arrojan los mejores resultados para la eficiencia total del ciclo.
- f) La presión del vapor a la salida de la turbina de baja presión P_6 , depende de la presión de operación del condensador. La presión de extracción de la turbina de baja presión P_5 , define la presión de operación del calentador abierto, que debe ser igual a la presión P_8 suministrada por la bomba 1.
- g) En cuanto a los gases de combustión se refiere, se consideran como variable independientes: al flujo másico de combustible (B_{comb}), el exceso de aire (α), la fracción de gases de combustión que se recirculan (r) al hogar del generador de vapor y la composición química del combustible, en función de éstos, se realiza el balance estequiométrico del proceso de combustión para determinar la cantidad de gases de que se dirigen a la zona de sobrecalentadores, y se determina la temperatura de los productos de la combustión a la salida del hogar del generador de vapor.
- h) Se cuentan con las especificaciones geométricas y de construcción de los elementos del generador de vapor para aplicar la metodología correspondiente.

3.6.2. Ecuaciones del balance energético de la central termoeléctrica con recalentamiento y regeneración

En esta sección, se presentan la metodología para el análisis del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica Villa de Reyes, que opera con un recalentamiento y dos regeneraciones, con lo cual se evalúa el rendimiento total del ciclo Rankine Real con recalentamiento y regeneración que se aprecia en la figura 3.1.

Con la metodología de la sección 3.2, se determina la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor (estado a , del diagrama de la figura 3.1), y las propiedades de los gases de combustión, necesarias para calcular la transferencia de calor en cada uno de los elementos de intercambio de calor (metodología presentada en la sección 3.3), son calculadas con funciones creadas en una *hoja de cálculo*, para realizar la simulación del ciclo térmico de vapor, dichas funciones se describen en el anexo I. del presente trabajo.

El objetivo de las superficies de intercambio de calor en el generador de vapor, es incrementar la entalpía del vapor de agua, para realizar trabajo en la turbina de vapor y con ayuda de las funciones de cálculo, desarrolladas en el presente trabajo, las propiedades de

los gases de combustión dejan de ser incógnitas, con lo que, conociendo la temperatura t_{11} y presión P_{11} de agua de alimentación al generador de vapor se pueden conocer las variables termodinámicas h_{11} , s_{11} del estado 11, Estado que se encuentra rotulado en la figura 3.1.

El agua de alimentación pasa por varios elementos, el primero de ellos es el economizador; que se encuentra colocado al final del flujo de gases de combustión, antes de que los gases de combustión pasen por el precalentador de aire y se traten para su descarga en la chimenea, donde:

$$m_{a.a.} (h_{14} - h_{11}) = \Delta h_{gases} \Big|_{T_g}^{T_f} \quad (3.71)$$

En el economizador se absorbe parte del calor que aún poseen los gases de combustión y se aumenta la temperatura de agua de alimentación.

Del economizador, el agua se conduce al domo del generador de vapor, donde el agua de alimentación que se encuentra como líquido saturado a presión P_{15} , se separa y se envía al primer sobrecalentador como vapor saturado a la misma presión. Pasando por los siguientes intercambiadores de calor:

Primer sobrecalentador, donde el balance de energía del primer sobrecalentador se define como:

$$m_v (h_{17} - h_{16}) = \Delta h_{gases} \Big|_{T_b}^{T_a} \quad (3.72)$$

Segundo Sobrecalentador, donde el balance de energía del segundo sobrecalentador se define como:

$$m_v (h_{18} - h_{17}) = \Delta h_{gases} \Big|_{T_c}^{T_b} \quad (3.73)$$

Tercer sobrecalentador, donde el balance de energía del tercer sobrecalentador se define como:

$$m_v (h_1 - h_{18}) = \Delta h_{gases} \Big|_{T_d}^{T_c} \quad (3.74)$$

Conociendo la presión P_1 y temperatura T_1 del vapor a la salida del tercer sobrecalentador, se puede conocer h_1 y s_1 a partir de relaciones termodinámicas (ver anexo I) o empleado tablas de agua – vapor (Keenan, 1941).

En la etapa de alta presión de la turbina se extrae vapor que alimenta al calentador cerrado de agua de alimentación a presión P_2 , considerando que la expansión dentro de la turbina

es isentrópica ($S_1 = S_2$), entonces se puede calcular h_2 . Al final de la expansión de la turbina de alta presión el vapor se conduce a las etapas de recalentamiento a Presión P_3 , Considerando un proceso Isentrópico ($S_1 = S_3$), donde la calidad del vapor a recalentamiento se define como (IPN, 2005):

$$x = \frac{s_3 - s_f}{s_g - s_f} \quad (3.75)$$

Finalmente la entalpía específica en el estado 3 de la figura (3.1), de forma ideal es:

$$h_3 = h_f + x_3 h_{fg} \quad (3.76)$$

La eficiencia isotrópica de la turbina generalmente del 85%, se tiene la siguiente relación (Moran, et al., 2004):

$$\eta_t = \frac{(W_t / \dot{m})}{(W_b / \dot{m})_s} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (3.77)$$

El numerador de la ecuación (3.77), es el trabajo real desarrollado por unidad de masa que pasa a través de la turbina y el denominador es el trabajo para una expresión isoentópica desde el punto de entrada de la turbina hasta el punto de salida.

La entalpía del vapor, después de la expansión de la turbina de alta presión puede ser evaluada con la expresión (Faires, 1972):

$$h_2 = h_1 - \eta_t (h_1 - h_{2s}) \quad (3.78)$$

Donde h_{2s} , es la entalpía de la extracción de vapor que alimenta al calentador cerrado de agua de alimentación.

La mayor parte del vapor que entra a la turbina de alta presión, sale de ella a presión P_3 , considerando la eficiencia isentropica de la turbina, la entalpía del vapor a la salida de la turbina de alta presión es:

$$h_3 = h_1 - \eta_t (h_1 - h_{3s}) \quad (3.79)$$

El vapor se conduce a un recalentamiento, donde absorbe calor de los gases de combustión y aumentando su entalpía, realizando un balance de energía para el primer recalentador, se tiene que:

$$m_3 (h_{3.1} - h_3) = \Delta h_{gases} \Big|_{T_f}^{T_e} \quad (3.80)$$

El vapor que sale de la turbina de alta presión se conduce al primer recalentador a presión P_3 y temperatura T_3 , con lo que es posible conocer h_3 y s_3 y salen del primer recalentador en el estado 3.1, (rotulado en la figura 3.1) bajo las características $P_3 = P_{3.1}$ considerando que no existe caída de presión y que sale a temperatura $T_{3.1}$, con lo que se puede calcular $h_{3.1}$ y $s_{3.1}$

Realizando el balance de energía en el recalentador secundario, se tiene que:

$$m_3 (h_4 - h_{3.1}) = \Delta h_{gases} \Big|_{T_e}^{T_d} \quad (3.81)$$

En el estado 4, rotulado en la figura (3.1), el vapor recalentado sale a temperatura T_4 y presión P_4 , con lo que se puede determinar h_4 y s_4 , empleando las funciones del Anexo I. El vapor recalentado, es conducido a la segunda etapa de la turbina y expandido hasta la presión P_6 . En la etapa de baja presión de la turbina se extrae vapor para alimentar al calentador abierto o desgasificador a presión P_5 , considerando que la extracción se realiza como un proceso isentrópico, se tiene que $S_4 = S_5$, con lo que se puede determinar h_5 empleando las funciones del Anexo I.

Considerando un proceso isentrópico en la turbina, se puede considerar que la entropía del estado 6, es igual a la entropía del estado 4, esto es: $S_6 = S_4$, y que el vapor sale de la turbina como vapor saturado a presión P_6 , entonces la calidad del vapor a la salida de la turbina de baja presión es:

$$x = \frac{s_6 - s_f}{s_g - s_f} \quad (3.82)$$

Con lo que:

$$h_6 = h_f + x h_{fg} \quad (3.83)$$

Por otra parte, considerando que los procesos ideales no existen en la naturaleza, y el efecto de la eficiencia isentrópica de la turbina de baja presión, la entalpia del vapor a la salida de la extracción de vapor que alimenta al calentador abierto es:

$$h_5 = h_4 - \eta_t (h_4 - h_{5s}) \quad (3.84)$$

El vapor sale de la turbina de baja presión a presión P_6 , que es la presión a la que opera el condensador y su entalpía se determina como:

$$h_6 = h_4 - \eta_t (h_4 - h_{6s}) \quad (3.85)$$

En el condensador, se retira el calor latente del vapor, quedado en condiciones de líquido saturado a presión P_7 y con ayuda de las funciones del anexo I ó con ayuda de tablas de vapor (Keenan, 1941), se pueden determinar las propiedades T_7, h_7, S_7 del estado 7, rotulado en la figura 3.1

La entalpía específica del fluido que sale de la bomba de condensados es:

$$h_8 = h_7 + W_b / \dot{m} \quad (3.86)$$

El término W_b / \dot{m} , que define el trabajo de compresión que se realiza sobre un fluido, se evalúa considerando que el volumen específico del fluido como constante, esto es (Fernández, 2005):

$$\left(\frac{W_b}{\dot{m}} \right)_{\text{int,rev}} \approx v_7 (P_8 - P_7) \quad (3.87)$$

De forma ideal la entalpía en el estado 8, del diagrama de la figura (3.1) es:

$$h_8 = h_7 + v_7 (P_8 - P_7) \quad (3.88)$$

Tomando en consideración el rendimiento de la bomba, que generalmente se considera del 85 %, la eficiencia de la bomba se define como (Fernández, 2005):

$$\eta_b = \frac{(W_b / \dot{m})_s}{(W_b / \dot{m})} \quad (3.89)$$

Finalmente la entalpía del fluido a la salida de la bomba considerando las irreversibilidades es:

$$h_8 = h_7 + \frac{v_7 (P_8 - P_7)}{\eta_b} \quad (3.90)$$

Continuando con el circuito que recorre el fluido de trabajo a través del ciclo térmico de vapor, el líquido deja el calentador abierto como líquido saturado a presión P_5 , y a entalpía h_5 . La entalpía del fluido de trabajo a la salida de la segunda bomba (estado 10, de la figura 3.1) es:

$$h_{10} = h_9 + v_9 (p_{10} - p_9) \quad (3.91)$$

Considerando la eficiencia de la bomba, la entalpía del fluido de trabajo a la salida de la bomba de agua de alimentación (estado 10, de la figura 3.1) es:

$$h_{10} = h_9 + \frac{v_9 (p_{10} - p_9)}{\eta_b} \quad (3.92)$$

El líquido condensado, se extrae del calentador cerrado como líquido saturado a presión P_2 y con ayuda de las funciones del Anexo I ó empleando tablas termodinámicas (Keenan, 1941), se puede definir h_{12} . El fluido que atraviesa la válvula sufre un proceso de estrangulación, donde se considera que la entalpía del estado 12 es igual a la entalpía del estado 13, por lo que $h_{12} = h_{13}$.

La entalpía específica del agua de alimentación que sale del calentador cerrado a presión P_{11} y temperatura T_{11} , se calcula con (Fernández, 2005):

$$h_{11} = h_f + v_f (p_{11} - p_{sat}) \quad (3.93)$$

Donde, h_f y v_f , son la entalpía específica y volumen específico de líquido saturado a temperatura T_{11} y P_{sat} , es la presión de líquido saturado a temperatura T_{11} .

La figura 3.1, esta rotulada con fracciones de flujos másicos que salen de la turbina y se distribuye para diversos equipos. Las fracciones de flujo, que se extraen para el calentador cerrado y para el calentador abierto, respectivamente, son $y' = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$, e $y'' = \dot{m}_5 / \dot{m}_1$, donde \dot{m}_1 es el flujo total de vapor que entra a la turbina, en el estado 1.

La fracción y' , se determina aplicando un balance de masa y energía al volumen de control que contiene al calentador cerrado. Esto es (Cengel, 2012):

$$y' = \frac{h_{11} - h_{10}}{h_2 - h_{12}} \quad (3.94)$$

La fracción y'' se determina aplicando un balance de masa y energía al volumen de control que contiene al calentador abierto, con lo que resulta (Moran, 2004):

$$0 = y''h_5 + (1 - y' - y'')h_8 + y'h_{13} - h_9 \quad (3.95)$$

Donde y'' , se define como (Moran et al., 2004):

$$y'' = \frac{(1 - y')h_8 + y'h_{13} - h_9}{h_8 - h_5} \quad (3.96)$$

El trabajo desarrollado por la primera turbina por unidad de flujo másico de vapor principal, es (Moran, et al., 2004):

$$\frac{\dot{W}_{t1}}{m_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y')(h_2 - h_3) \quad (3.97)$$

De igual formar, para la sección de la turbina de baja presión, el trabajo desarrollado es (Moran et al., 2004):

$$\frac{\dot{W}_{t2}}{m_1} = (1 - y')(h_4 - h_5) + (1 - y' - y'')(h_5 - h_6) \quad (3.98)$$

Para el caso de la bomba de condensados, tenemos que el trabajo que la bomba realiza es (Moran, et al., 2004):

$$\frac{\dot{W}_{b1}}{m_1} = (1 - y' - y'')(h_8 - h_7) \quad (3.99)$$

Y, para la bomba de agua de alimentación, el trabajo desarrollado es (Fernández, 2005):

$$\frac{\dot{W}_{b2}}{m_1} = (h_{10} - h_9) \quad (3.100)$$

La cantidad de calor absorbido, por el fluido de trabajo, es la suma de los calores suministrado por transferencia de calor durante la ebullición/sobrecalentamiento y recalentamiento. Expresado en relación a la unidad de vapor principal que se suministra a la turbina, es:

$$\frac{\dot{Q}_e}{m_1} = (h_1 - h_{11}) + (1 - y')(h_4 - h_3) \quad (3.101)$$

El rendimiento térmico del ciclo Rankine con Recalentamiento y Regeneración es (Cengel, 2012):

$$\eta = \frac{W_{t1} / \dot{m}_1 + W_{t2} / \dot{m}_1 - W_{b1} / \dot{m}_1 - W_{b2} / \dot{m}_1}{\dot{Q}_e / \dot{m}_1} \quad (3.102)$$

Finalmente, conociendo la potencia neta que el ciclo térmico de vapor desarrolla, la eficiencia térmica del ciclo se determina como (Moran, et al., 2004):

$$\eta = \frac{W_{ciclo}}{W_{t1} / \dot{m}_1 + W_{t2} / \dot{m}_1 - W_{b1} / \dot{m}_1 - W_{b2} / \dot{m}_1} \quad (3.103)$$

3.7. CONSIDERACIONES Y RELACIONES ÚTILES PARA EL ANÁLISIS DE LAS PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN

La simulación del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica Villa de Reyes, considera las relaciones termodinámicas de la presente sección, para determinar las propiedades de los gases de combustión; las cuales son necesarias para determinar el coeficiente de transferencia de calor total (U), en cada uno de los intercambiadores de calor del generador de vapor.

El cálculo térmico del hogar del generador de vapor, permite conocer la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor, y con un balance estequiométrico se determinan el flujo másico de gases de combustión, en función del flujo másico de combustóleo y exceso de aire suministrado al hogar del generador de vapor para lograr la combustión completa, se crearon funciones (*functions*) de usuarios que permiten conocer las propiedades termodinámicas de los gases de combustión, las cuales se pueden apreciar en el Anexo I. Cabe señalar que dichas funciones son aplicaciones de búsqueda en bases de datos, en este caso, tablas de propiedades termodinámicas de gases de combustión de combustóleo, obtenidas de los resultados de las investigaciones realizadas por Polupan, (2011), sobre las características termodinámicas de combustibles y de Jarquín (2006), Jarquín et al. (2011).

Para el análisis exergético y termoeconómico, se consideran a los gases de combustión con un comportamiento de gas ideal, por lo que la relaciones para gases ideales son útiles para realizar dichos análisis.

La variación de entalpía de un gas ideal en función de la temperatura a la que se encuentre, se considera como:

$$\Delta h_{gases} = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T) dT \quad (3.104)$$

Donde el calor específico a presión constante de gas ideal, para gases comunes depende de la temperatura y es expresado como (Cengel,2012):

$$\overline{C_p} = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (3.105)$$

Sustituyendo C_p en la ecuación anterior, integrando respecto a T y multiplicando por el flujo másico de gases (m_g), la variación de entalpía para un gas ideal es (Cengel, 2012):

$$\Delta h_{gas} = m_g \left[aT_2 + \frac{b}{2}T_2^2 + \frac{c}{3}T_2^3 + \frac{d}{4}T_2^4 \right] - \left[aT_1 + \frac{b}{2}T_1^2 + \frac{c}{3}T_1^3 + \frac{d}{4}T_1^4 \right] \quad (3.106)$$

Donde a , b , c , y d son constantes determinadas en Cengel (2012).

Cuando tenemos la mezcla de varios gases comunes presentes en la combustión el calor específico C_p de la mezcla de gases comunes se expresa como (Borgnakke, 2009):

$$C_p = \sum_{i=1}^k f_m \cdot C_{p_i} \quad (3.107)$$

Finalmente la variación de Entalpía (Δh) de mezcla de gases comunes se calcula con:

$$\Delta h_{gases} = \sum_{i=1}^k f_m \cdot \Delta h_{gas_i} \quad (3.108)$$

CAPÍTULO 4. ANÁLISIS EXERGÉTICO, TERMEOCONÓMICO Y COSTO NIVELADO DE GENERACIÓN

4.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo, se presentan los fundamentos del análisis exergético y termoeconómico, que actualmente se emplean como técnicas para el diseño de sistemas térmicos para optimizar su funcionamiento. La vía para lograrlo, involucra la optimización del sistema de generación y la evaluación de los procesos, con el objetivo de aprovechar mejor la energía y disminuir las emisiones contaminantes. Los análisis energéticos y exergéticos de los procesos, mediante el apoyo de herramientas computacionales, suministran una metodología ideal para cuantificar costos de generación, cuantificar pérdidas asociadas a los procesos y determinar el riesgo en la toma de decisiones para desarrollar proyectos de generación de energía eléctrica, e incluso, permite comparar las diferentes tecnologías disponibles en la actualidad o evaluar la viabilidad económica de los sistemas de generación de energía en operación.

Los análisis termodinámicos de una central térmica requieren el uso de herramientas de computación. La importancia de éstas, radica en la exactitud y la rapidez con la que se puede resolver un problema, ya que la mayoría de las ecuaciones que rigen a los sistemas termodinámicos, como es el caso de la presente investigación, son ecuaciones no lineales. Aunado a ello la simulación de los sistemas térmicos, consiste en la integración de todos aquellos modelos matemáticos o experimentales que rigen el comportamiento de cada uno de los elementos que componen el sistema, y el objetivo final es conocer el valor de las variables termodinámicas en cualquier estado establecido para el sistema, y de esta manera determinar variables de evaluación (Rovira, 2004). Los análisis termodinámicos, son la base del análisis exergético, ya que para realizar el análisis exergético es necesario contar con las propiedades termodinámicas de los sistemas. En los últimos años, se han publicado numerosos artículos que describen la importancia de los análisis enfocados a los sistemas térmicos bajo diversos propósitos y tareas específicas (Privette , 2005). Los objetivos de algunas investigaciones importantes son:

- Comparar y contrastar las alternativas del diseño de plantas generadoras de electricidad, predecir el rendimiento termodinámico con varias alternativas de combustibles (Kettenacker y Hill, 1992)
- Pronosticar el futuro rendimiento y complementar pruebas de caldera (Elliott, 1994)
- Optimizar el ciclo de operación , (Parker y Hall 1994; Lie 1994)
- Proveer la orientación en priorizar y ejecutar las pruebas de equipos. (Kisacky et. al 1992)
- Identificar elementos de la planta con mayor efecto e impacto sobre la eficiencia de la total (Kettenacker 1998).
- Evaluar el impacto de la degradación de rendimiento de cada uno de los componentes (Jain et al., 1989).

- Identificar el impacto de las acciones correctivas propuestas (Naess, et al., 1994).
- Compara la operación de diferentes ciclo de producción de vapor y Optimizar la planta considerando un análisis termoeconómico y el costo Nivelado de generación (Feng, 2015)

Así pues, la modelación de una planta termoeléctrica puede ser tan simple o compleja como se requiera. Particularmente, en cuanto al sistema de combustión se refiere, su análisis puede estar limitado a pronosticar la eficiencia de la combustión o puede incluir la preparación y manejo del combustible y la determinación de las emisiones contaminantes.

Por su parte, el uso de herramientas computacionales para el análisis de la configuración de un sistema puede ser encaminado en las siguientes categorías (Boehm, 2005):

- a) Diseño del sistema: Selección y análisis detallado de la configuración del sistema.
- b) Diseño de algún componente: Estudio de un componente específico y su impacto sobre el rendimiento de la planta.
- c) Marketing y Venta: Análisis de las alternativas de varias tecnologías de generación y estudio de los diferentes escenarios de operación.
- d) Optimización de sistemas. Determinar el valor óptimo de los parámetros del sistema, esta optimización puede ser termodinámica o termoeconómica.

Anteriormente, se acostumbraba hacer únicamente análisis termodinámicos de los sistemas térmicos, sin embargo, este tipo de análisis no toma en cuenta el costo, se enfocan primordialmente a realizar un análisis con base en el primer o el segundo principio de la Termodinámica; un análisis basado en el primer principio, tiene como objetivo incrementar el rendimiento total del ciclo, mientras que el basado en el segundo principio, tiene como objetivo minimizar las pérdidas exergéticas e identificar los elementos del ciclo que presenten mayores irreversibilidades.

Los modelo más avanzados, consideran el costo de generación de energía como la variable a analizar, estos son; los modelos exergéticos o exergoeconómicos. Autores como Valero, *et al.* (1994) y Frangopoulos y Bulmetis (1992) los describen ampliamente, así como Vučkovića, et al. (2014) evalúan procesos térmicos con estas técnicas. En los siguientes apartados se explicará la aplicación de estos modelos.

4.2. ANÁLISIS EXERGÉTICO DE SISTEMAS TÉRMICOS

4.2.1. Introducción

El análisis exergético es una técnica empleada para el diseño de sistemas térmicos, para optimizar de la operación y cuantificar los costos de generación de la electricidad, en la que se relaciona la exergía de los fluidos de trabajo, con los costos asociados para producirlos.

Un gran número de investigaciones han desarrollado análisis económicos basados en la exergía, que distinguen importantes puntos de vista de esta metodología. La discusión general y las comparaciones entre las diferentes técnicas de análisis exergético, aparece en varios trabajos (Bejan, 1982; Szargus, 2005; Kotas, 1995), y la descripción de las diferentes metodologías que establecen la relación entre las pérdidas exergéticas y los costos de generación de la electricidad han sido presentadas en múltiples investigaciones (Valero, et al. 1986a, b; Bejan, 1982; Tsatsaronis, 1987; Kotas, 1995; Rosen y Dincer, 2003a, b).

4.2.2. Definición de exergía

El término exergía se define como el máximo trabajo útil que se puede obtener de un *sistema* en un estado y ambiente específico. El término ambiente se refiere a una parte de los alrededores cuyas propiedades no se ven afectadas por los cambios o transferencia de energía del sistema. El análisis exergético es una técnica basada en este concepto y busca el uso eficiente de los recursos energéticos, es decir, es una medida de calidad de la energía desde el punto de vista termodinámico.

Tsatsaronis (1993), explica que el método exergético provee una medida para evaluar la magnitud de la energía suministrada en relación a la energía proporcionada o transformada en una planta o elemento analizado.

Los modelos exergéticos permiten definir racionalmente la rendimiento para sistemas energéticos; esto mediante la localización, medición y conocimiento de las causas de las irreversibilidades y pérdidas de energía, con lo que se pueden diseñar sistemas más eficiente y aumentar la eficiencia de los ya existentes.

4.2.2.1. Componentes de la Exergía

En ausencia de efectos nucleares, magnéticos, eléctricos y efectos de tensión superficial, la Exergía (b) puede incluir cuatro componentes: exergía Física (b_f), exergía Cinética (b_k), exergía potencia (b_{pot}) y Exergía Química (b_q), esto es:

$$b = b_f + b_k + b_{pot} + b_q \quad (4.1)$$

4.2.2.1.1 Exergía cinética

La exergía cinética, es igual a la propia energía cinética, puesto que se puede convertir totalmente en trabajo, si el sistema se lleva al reposo absoluto y si no se tiene en cuenta la temperatura y la presión del ambiente, es decir la exergía cinética se define como (Cengel, 2012):

$$b_K = \frac{V^2}{2} \quad (4.2)$$

4.2.2.1.2 Exergía potencial

También es una forma de energía mecánica ordenada, por lo que se puede convertir completamente en trabajo, y se expresa como (Cengel, 2012):

$$b_{pot} = g \cdot z \quad (4.3)$$

4.2.2.1.3. Exergía física

El componente físico de la exergía de una sustancia o materia representa la capacidad para producir trabajo, mediante un desequilibrio térmico o mecánico de la sustancia con el medio ambiente. Kotas (1985), define la exergía física como la cantidad máxima de trabajo obtenido, cuando un flujo se lleva desde un estado inicial, cuya temperatura y presión están definidas por P y T respectivamente, hasta un estado de referencia definidos por P_0 y T_0 (ambiente), mediante procesos físicos que consideran solamente interacción térmica con el medio ambiente.

La exergía física específica de un flujo es el resultado de la suma de su componente térmico (b_T); que resulta de la diferencia de temperaturas con el medio de referencia, y el componente mecánico (b_M) que resulta de la diferencia de presiones entre el flujo y el medio de referencia, es decir.

$$b_f = b_T + b_M \quad (4.4)$$

El componente térmico (b_T) de la exergía física, no puede ser negativo, aunque la exergía mecánica (b_M) puede tener un valor negativo cuando la presión del flujo es menor que la del medio de referencia. Para Tsatsaronis (1993), este valor negativo significa que hay que realizar trabajo sobre el flujo, para llevarlo a equilibrio mecánico con el medio de referencia.

La expresión del componente físico puede ser obtenida mediante la definición de un conjunto de representaciones de un componente ideal, cuando un flujo continuo pasa por un proceso reversible. Asumiendo que el sistema está en equilibrio relativo con el medio de referencia y que (b_K) y (b_P) son iguales a cero, que el flujo entra en el sistema a una temperatura (T) y Presión (P), y que el estado de referencia del flujo corresponden a la presión (P_0) y Temperatura (T_0). La única interacción asociada con el proceso es la transferencia de calor reversible (q_{rev}), que se expresa como (Palma, 2007):

$$q_{rev} = T_0(S - S_0) \quad (4.5)$$

Este proceso internamente reversible se muestra en la figura (4.1), donde se muestra en el diagrama Temperatura - Entropía, donde el área bajo la curva, representa la transferencia de calor para un proceso internamente reversible.

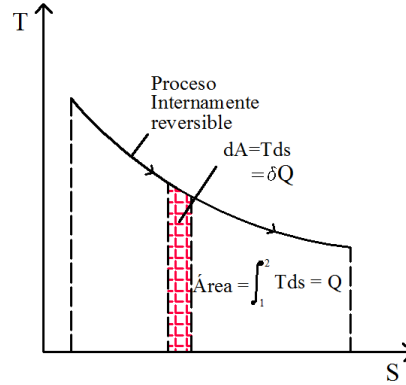


Figura 4.1. Transferencia de calor en un proceso internamente reversible.

El balance energético del sistema de la figura (4.1), se puede escribir como:

$$q_{rev} - (W_s)_{rev} = h_0 - h \quad (4.6)$$

La cantidad de trabajo máximo reversible de la ecuación (4.6), representa la exergía total (E_f) del sistema, al sustituir el valor de (q_{rev}), de la ecuación (4.5) en la (4.6) y despejar el trabajo reversible ($(W_s)_{rev} = b_f$) se obtiene (Bejan, 1982):

$$b_f = T_0(S - S_0) - (h_0 - h) \quad (4.7)$$

De esta manera el componente físico de la exergía es comúnmente representado como (Kreith, 2005; Boehm, 2005):

$$b_f = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \quad (4.8)$$

Particularmente, el componente físico de la exergía de un gas ideal en un volumen de control, se puede representar mediante la combinación de varias ecuaciones, tomando como base fundamental a la ecuación (4.8) que representa la exergía física. Para un gas ideal la variación de entropía puede ser representada integrando la ecuación de gas ideal, como (Cengel, 2012):

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (4.9)$$

Aplicando la expresión $dS = \frac{dU}{T} + \frac{Pdv}{T}$, conocida como la ecuación de *Gibbs*, y la relación $dU = C_v dT$, se puede calcular la variación de entropía de una sustancia comprensible de composición invariable con lo que se obtiene, para un gas ideal (Palma, 2007):

$$S - S_0 = C_p \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) - R \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (4.10)$$

Considerando que la variación de entalpía de gas ideal, se obtiene como (Cengel, 2012):

$$\Delta h = C_p \cdot (T - T_0) \quad (4.11)$$

Sustituyendo las ecuaciones (4.10) y (4.11) en (4.8) se obtiene la expresión del componente físico de la exergía para un gas ideal, como (Palma, 2007):

$$b_f = C_p \left(T - T_0 - T_0 \cdot \ln\left(\frac{T}{T_0}\right) \right) + R \cdot T_0 \cdot \ln\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (4.12)$$

Las ecuaciones anteriores fueron desarrolladas para flujos continuos, atravesando un volumen de control. Estas definiciones también son aplicadas para el exergía en uno sistema cerrado, teniendo en consideración pequeñas modificaciones, esto es, como si fuera un sistema cerrado donde exista solo dos tipos de interacción; trabajo y calor. Para flujos estacionarios la exergía total se puede dividir en diferentes componentes como lo muestra la ecuación (4.4).

Una expresión de exergía física para un sistema cerrado en estado estacionario que experimenta un proceso reversible desde P y T hasta P₀ y T₀ (estado de referencia), en el que, el trabajo útil entregado durante este proceso, es la exergía del sistema en un estado inicial. El balance de energía para este proceso puede expresarse en forma diferencial como (Bejan, et al., 1996):

$$\delta E_{entr} - \delta E_{sal} = dE_{sistema} \quad (4.13)$$

$$\delta Q - \delta W = dU \quad (4.14)$$

La única forma de trabajo, que un sistema comprensible simple puede involucrar durante un proceso reversible es el trabajo de frontera, el cual se define como: $\delta W = P dV$, cualquier trabajo útil entregado por un dispositivo cilindro embolo se debe a la presión por encima del nivel atmosférico, esto es (Cengel, 2012):

$$\delta W = P dV = (P - P_0) dV + P_0 dV = \delta W_{útil} + P_0 dV \quad (4.15)$$

Un proceso reversible no puede involucrar alguna transferencia de calor debido a una diferencia finita de temperatura, por lo tanto, cualquier transferencia de calor entre el sistema a temperatura T y sus alrededores a T_0 , debe ocurrir a través de una máquina térmica reversible. Al considerar que $dS = \delta Q/T$ para un proceso reversible, y que la eficiencia térmica de una máquina térmica reversible que opera entre las temperaturas T y T_0 es $\eta_{term} = 1 - T_0/T$, el trabajo diferencial producido por la máquina como resultado de esta transferencia de calor es:

$$\delta W = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q = \delta Q - \frac{T_0}{T} \delta Q = \delta Q - (-T_0 dS) \quad (4.16)$$

Despejando a δQ de la ecuación (4.16), se tiene:

$$\delta Q = \delta W - T_0 dS \quad (4.17)$$

Sustituyendo los valores δW y δQ de las ecuaciones (4.16) y (4.17) respectivamente en la ecuación (4.14) del balance de energía, y después de reestructurar se tiene (Barclay, 1998):

$$\delta W_{total\ útil} = \delta W + \delta W_{util} = -dU - P_0 dV + T_0 dS \quad (4.18)$$

Al integrar desde el estado específico hasta el estado muerto, se obtiene (Barclay, 1998):

$$W_{total\ útil} = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (4.19)$$

Donde $W_{total\ útil}$ es el trabajo útil total entregado cuando el sistema experimenta un proceso reversible, desde el estado específico al estado de referencia, que por definición corresponde a la exergía, esto es (Moran, 2004):

$$b = (U - U_0) + P_0(V - V_0) - T_0(S - S_0) \quad (4.20)$$

La exergía física específica estacionaria de un gas ideal, se combina la ecuación (2.18), dividida entre unidad de masa con la ecuación de gas ideal $P \cdot V = n \cdot R \cdot T$, con lo que la relación de gas perfecto se obtiene como (Bejan, et al., 1996):

$$b_f = C_p \cdot T_0 \left[\frac{T}{T_0} - 1 - \ln \left(\frac{T}{T_0} \right) + \frac{k-1}{k} \cdot \left[\ln \left(\frac{P}{P_0} \right) + \frac{T}{T_0} \cdot \left(\frac{P_0}{P} - 1 \right) \right] \right] \quad (4.21)$$

Donde la k es la relación de calores específicos.

4.2.2.1.3. Componente químico de la Exergía

La exergía química representa la capacidad de un flujo para producir trabajo, debido a su desequilibrio químico con el estado de referencia, Kotas (1985), define la exergía química como la máxima cantidad de trabajo obtenida cuando una sustancia que se encuentra a una temperatura y presión T_0 y P_0 , es llevada hasta un equilibrio termodinámico con el medio de referencia, mediante procesos que involucran transferencia de calor e intercambio de fluido con el medio ambiente.

Así, la exergía química molar para un gas ideal es (Boehm, 2005):

$$b_q = R \cdot T_0 \cdot \ln \left(\frac{P_0}{P_{00}} \right) \quad (4.22)$$

La exergía química estándar en fase gaseosa que incluya una mezcla de gases, como N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O y otros gases, para cualquier gas i presentes en fases gaseosa a temperatura ambiente T_0 , y con una presión parcial $p_i^e = x_i^e p_0$, donde x_i^e denota la fracción molar del gas i presente en la mezcla. La exergía química de un gas en fase gaseosa a temperatura ambiente puede ser evaluada como: el gas i que entra al sistema a temperatura T_0 Y presión P_0 , que se expande isotérmicamente con transferencia de calor con el ambiente, y el cual se encuentra a temperatura T_0 y una presión parcial $x_i^e p_0$. De esta manera, el máximo trabajo disponible, por mol de gas i puede obtenerse cuando la expansión ocurre sin irreversibilidades internas. Acorde con un balance de energía y entropía para un gas ideal, la exergía química por mol i es (Boehm, 2005):

$$b_q = -RT_0 \ln \frac{x_i^e P_0}{P_{00}} = -RT_0 \ln x_i^e \quad (4.23)$$

Para obtener la máxima cantidad de trabajo, un proceso deber ser reversible, y para un proceso reversible el estado inicial es el medio ambiente (T_0 y P_0) y el estado final es, el estado muerto, definido por la temperatura (T_{00}) y la presión parcial (P_{00}). Para el cálculo de la exergía química de la mezcla de flujos gaseosos que se comporta como una mezcla de gases ideales, como por ejemplo combustibles gaseosos y productos de la combustión entre otros, se aplica la siguiente ecuación (Boehm, R., 1997):

$$b_q = -\sum X_i \bar{b}_{q,i} + R \cdot T_0 \sum x_i \cdot \ln(x_i) \quad (4.24)$$

Donde X_i , representa la fracción molar de cada uno de los componentes de la mezcla y $b_{q,i}$ son las exergías de cada uno de los componentes en el estado de referencia.

La relación de la exergía química con el poder calorífico neto, para combustibles industriales líquidos y sólidos es la misma que para sustancias químicas puras (Szargut, et al., 1988), se expresa como:

$$\varphi = \frac{b^0}{(VCN)^0} \quad (4.25)$$

En la ecuación anterior, para sustancias orgánicas contenidas en combustibles fósiles sólidos compuestos de carbono, Hidrogeno, Oxígeno y Nitrógeno, con una relación de masa entre oxígeno y carbono menor al 0.667 ($O/C < 0.6667$), la relación de exergía química (φ), es (Palma, 2007):

$$\varphi_{dry} = 1.0437 + 0.1882 \frac{h}{c} + 0.0610 \frac{o}{c} + 0.0404 \frac{n}{c} \quad (4.26)$$

Donde c , h , o , n son las fracciones de masa de C, H, O y N, respectivamente. La precisión estimada puede ser del orden de $\pm 1\%$.

Para combustibles fósiles sólidos, incluyendo madera, con una relación de masa entre oxígeno y carbono de $2.67 < o/c > 0.667$, la relación de exergía (φ), es igual a (Palma, 2007):

$$\varphi_{dry} = \frac{1.0438 + 0.1882 \frac{h}{c} - 0.2509(1 + 0.7256 * \frac{h}{c}) + 0.0383 \frac{n}{c}}{1 - 0.3035 \frac{o}{c}} \quad (4.27)$$

La precisión estimada puede ser del orden de $\pm 1\%$.

Para combustibles líquidos, la relación de exergía química (φ), se expresa como:

$$\varphi_{dry} = 1.0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left(1 - 2.0628 \frac{h}{c} \right) \quad (4.28)$$

En esta expresión, el efecto del azufre fue incluido en la correlación y la precisión es del $\pm 0.38\%$.

Generalmente en la naturaleza y en los estudios de ingeniería existen procesos con fluidos de trabajo, por lo que es importante cuantificar y determinar el balance de exergía en cada uno de los dispositivos de un sistema, a fin de determinar las irreversibilidades presentes en los procesos termodinámicos, en el apartado siguiente se presentan las ecuaciones para realizar balances de exergía.

4.2.2.2. Balance de Exergía

El balance de exergía constituye la base de los análisis exergéticos, un sistema puede alcanzar nuevos estados termodinámicos mediante la interacción de energía en forma de calor y trabajo con el entorno, en cambio, la variación de exergía de un sistema mediante un proceso no será igual a la exergía neta transferida, ya que la exergía puede ser destruida a causa de las irreversibilidades presentes en el interior del sistema durante el proceso (Moran, 2004).

La exergía puede ser transferida a través de tres mecanismos: transferencia de exergía asociada con trabajo, transferencia de exergía asociada a la transferencia de calor y transferencia de exergía asociada al flujo másico en los volúmenes de control.

Todos los tipo de transferencia de exergía, son evaluados desde un mismos estado de referencia, lo que permite denotar, que la exergía es destruida debido a las irreversibilidades en el sistema o en el volúmenes de control.

El balance de exergía, para sistemas cerrados se puede escribir de manera conveniente de la forma (Boehm, 2005) :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \left(\dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} \right) - \dot{E}_D \quad (4.29)$$

Donde, dE/dt es la variación de exergía. El término $(1 - T_0/T_j)Q_j$, representa la transferencia de exergía que acompaña la transferencia de calor Q_j , que ocurre con el entorno a temperatura instantánea T_j . W , representa la tasa de transferencia de energía asociada al trabajo y la transferencia de exergía que lo acompaña es $(W - \frac{P_0 dV}{dt})$, donde dV/dt es la variación del volumen, y el termino E_D , es la exergía destruida por la generación de entropía dentro del sistema, por lo que $E_D = T_0 S_{gen}$.

La ecuación del balance de exergía para volumen de control, incluye el término debido a la exergía transferida por entrada y salida de n , flujos másicos, esto es (Boehm, 2005):

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \left(\dot{W}_{cv} - P_0 \frac{dV}{dt} \right) + \sum_n m_i e_i - \sum_n m_e e_e - \dot{E}_D \quad (4.30)$$

En la ecuación (4.29), los subíndices i y e , denotan la entrada (*int*) y salida (*exit*), de flujo másico respectivamente.

Para estado estacionario, la ecuación (4.29) se reduce a (Kreith, 2005):

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) Q_j - \dot{W}_{cv} + \sum_n m_i e_i - \sum_n m_e e_e - \dot{E}_D \quad (4.31)$$

Despreciando, los efectos de la exergía transferida con la transferencia de calor en el volumen de control con los alrededores (Q_j), el intercambio de energía debido al trabajo sobre el volumen de control (W), y factorizando el flujo másico que atraviesa el volumen de control, el balance de exergía para un volumen de control, se escribirse como (Jiménez et al., 2011):

$$0 = \sum_n m_i e_i - \sum_n m_e e_e - \dot{E}_D \quad (4.32)$$

La exergía específica de flujo (e), puede evaluarse con la ecuación (4.8), ya que es equivalente a la exergía física (b_f), con lo que la destrucción de exergía para un volumen de control, se expresa como (Moran, 2004):

$$\dot{E}_D = \sum_m m_i e_i - \sum_n m_e e_e \tag{4.33}$$

La ecuación (4.31), establece la destrucción de exergía para m , flujos másicos que entran y n , flujos que salen del volumen de control, por lo que en la tabla 4.1, se muestran las relaciones más importantes para determinar los flujos de exergía que entran y salen de algunos dispositivos comunes de ingeniería.

Tabla 4.1. Relaciones exergética para varios componentes comunes en ingeniería (Kreith, 2005).

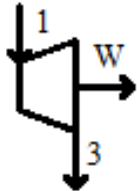

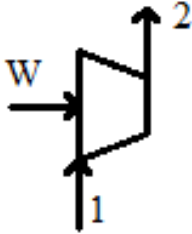
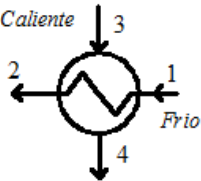
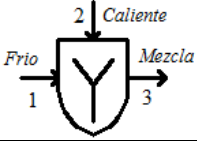
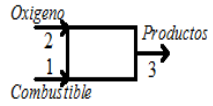
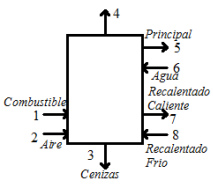
Componente	Diagrama	Exergía		Eficiencia Exergética (ε)
		Entrada	Salida	
Turbina, Expansión		\dot{W}	$\dot{E}_1 - \dot{E}_2$	$\frac{\dot{W}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2}$
Turbina con extracción		$\dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3$	\dot{W}	$\frac{\dot{W}}{\dot{E}_1 - \dot{E}_2 - \dot{E}_3}$
Compresor, Bomba o Ventilador		\dot{W}	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{W}}$
Intercambiador de calor		$\dot{E}_3 - \dot{E}_4$	$\dot{E}_2 - \dot{E}_1$	$\frac{\dot{E}_2 - \dot{E}_1}{\dot{E}_3 - \dot{E}_4}$

Tabla 4.1 (Continuación)

<p>Unidad de Mezclado</p>		$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$	\dot{E}_3	$\frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_1 + \dot{E}_2}$
<p>Gasificado o cámara de combustión</p>		$\dot{E}_1 + \dot{E}_2$	\dot{E}_3	$\frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_1 + \dot{E}_2}$
<p>Generador de Vapor</p>		$(\dot{E}_6 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_8 - \dot{E}_7)$	$(\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + (\dot{E}_3 - \dot{E}_4)$	$\frac{(\dot{E}_6 - \dot{E}_5) + (\dot{E}_8 - \dot{E}_7)}{(\dot{E}_1 - \dot{E}_2) + (\dot{E}_3 - \dot{E}_4)}$

4.4. TEORÍA DEL ANÁLISIS TERMEOCONÓMICO

La termoeconomía es una rama de la ingeniería que establece una relación entre los conceptos y variables de la termodinámica y economía, provee mayor información que los análisis energéticos y las evaluaciones económicas convencionales. Las consideraciones termodinámicas de la termoeconomía pueden ser basadas en la primera y segunda ley de la termodinámica. El análisis basado en la primera ley de la termodinámica se caracteriza, por considerar la cantidad de energía en el flujo para obtener los resultados, en cuanto al basado en la segunda ley de la termodinámica considera la calidad energética del flujo, conocida como exergía, para realizar sus cálculos.

Un aspecto importante de la termoeconomía, es el uso de la exergía para asignar costos a los productos de un sistema específico, conocido como análisis exergoeconómico, que considera asignar a cada producto el costo total para producirlo, es decir, se toman en consideración los costos de inversión, costos de combustible, el costo de operación y mantenimiento, para determinar el costo de generación por cada unidad de energía, para poder llevar a cabo la anualización de los costos y la utilización de medios adecuados para la asignación de costos y obtener datos fiables sobre los sistemas.

Bejan, Tsatsaronis y Moran (1996) presentan cuatro objetivos de un análisis termoeconómico:

- Calcular individualmente los costos de cada uno de los productos generados por el sistema.
- Entender el proceso de generación de costos y el flujo de gastos en el sistema.
- Optimizar variables específicas en un solo componente.
- Optimizar un sistema completo.

Tomando en consideración que el análisis exergoeconómico, está basado en un análisis exergético previo, el costo de los productos de cualquier componente bajo análisis es (Moran, 1982):

$$\sum_m \dot{C}_e = \sum_n \dot{C}_i + \dot{Z} \tag{4.34}$$

Donde m , representa el número de flujos exergéticos (productos) que salen del componente, n , es el número de flujos que entran al componente y \dot{Z} , representa el costo asociado al equipo, que se define como (CFE, 2012b):

$$\dot{Z} = \dot{Z}_{inv} + Z_{Comb} + Z_{O\&M} \tag{4.34}$$

La forma en que se determina el costo unitario de generación de una planta generadora de electricidad se presenta en la sección 4.5

Como la ecuación (4.34), considera la cuantificación de los costos exergéticos que entran y salen de cada componente, la tabla 4.2 muestra las relaciones termoeconómicas auxiliares y ecuaciones de balances de costos para diferentes componentes comunes en ingeniería.

Tabla 4.2 Relaciones termoeconómicas para varios componentes comunes en ingeniería (Palma, 2007).

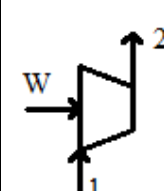
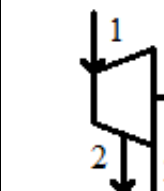
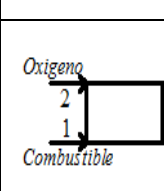
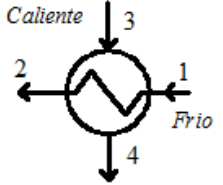
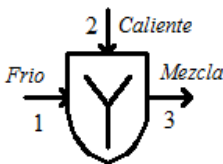
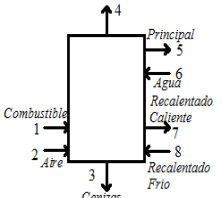
Componente	Diagrama	Costo Termoeconómico		Relaciones Auxiliares
		Salida (C_e)	Entrada (C_i)	
Compresor, Bomba o Ventilador		$\dot{C}_2 - \dot{C}_1$	\dot{C}_w	-
Turbina, con Extracciones		\dot{C}_w	$\dot{C}_1 - \dot{C}_2 - \dot{C}_3$	$\dot{C}_2 = \dot{C}_3 = \dot{C}_1$
Cámara de combustión		\dot{C}_2	$\dot{C}_2 + \dot{C}_1$	-

Tabla 4.2 (Continuación)

Intercambiador de calor		$\dot{C}_2 - \dot{C}_1$	$\dot{C}_2 - \dot{C}_4$	$\dot{C}_4 = \dot{C}_3$
Unidad de Mezclador		\dot{C}_2	$\dot{C}_2 + \dot{C}_1$	-
Generador de Vapor		$(\dot{C}_6 - \dot{C}_5) + (\dot{C}_8 - \dot{C}_7)$	$(\dot{C}_1 - \dot{C}_2) + (\dot{C}_3 - \dot{C}_4)$	$\frac{(\dot{C}_6 - \dot{C}_5) + (\dot{C}_8 - \dot{C}_7)}{(\dot{C}_1 - \dot{C}_2) + (\dot{C}_3 - \dot{C}_4)}$

En el presente trabajo, se realiza un análisis exergético de la central termoeléctrica Villa de Reyes, que opera con un sistema de recalentamiento y dos regeneraciones; se calcula la destrucción de exergía o en otras palabras las irreversibilidades en cada componente de la central térmica con ayuda de los balances de exergía presentados en la tabla 4.1.

En la sección 4.5, se presenta la metodología para calcular el costo nivelado de generación, que toma en consideración los costos de inversión, combustibles, operación y mantenimiento e insumos como el agua de alimentación. Este valor es fundamental para determinar las pérdidas económicas asociadas a las irreversibilidades de los procesos en cada componente de una central termoeléctrica.

4.5. COSTOS DE LA GENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA

El costo de la producción de la energía eléctrica, resulta de la suma de sus respectivos costos de inversión y amortización, costos del combustible para generarla, así como del costo de operación y mantenimiento de la central termoeléctrica.

Para producir energía eléctrica es necesario disponer de una central termoeléctrica con una capacidad de generación suficiente, acorde a la demanda de generación, con el suministro del combustible y del personal que se haga cargo de su gestión, operación y mantenimiento.

El costo de generación eléctrica resulta de dividir el total de gastos anuales (por mantenimiento, inversiones, amortización, estructurales u organizativos y de consumo de combustible) entre la producción anual (MWh) lograda (CFE, 2012b).

El costo unitario de generación, está compuesto por tres partes: costo de inversión, costo de combustible, costo de operación y mantenimiento. Estos costos involucran aspectos técnicos y económicos del tipo de tecnología de generación de electricidad, entre ellos: costos de inversión, programa de inversiones, precio del combustible, factor de planta y la eficiencia con la que opera la central termoeléctrica. Los cuales se describen en los apartados siguientes.

4.5.1. Costo de Inversión

Existen tres elementos que determinan el costo unitario de inversión, que son los costos directos, costos indirectos y los costos anualizados al inicio de la operación (CFE, 2012b).

El costo directo se obtiene al dividir, en moneda constante, todas las erogaciones correspondientes a la obra entre la capacidad de la central. Refleja el valor de los materiales, equipos y mano de obra incorporados a la planta y mide el costo de inversión como si todas las erogaciones tuvieran lugar en el mismo año.

Existen otras inversiones que no pueden estandarizarse, por ejemplo: el costo de la subestación, el costo del terreno, los caminos de acceso, y la infraestructura provisional para la construcción de una central. Estos costos directos se excluyen en el monto total de inversión de la planta, pero se deben considerar de manera independientes en la evaluación de proyectos de generación de energía eléctrica.

El costo indirecto, se obtiene al añadir al costo directo los costos originados por estudios previos, administración del proyecto, ingeniería, control y otras actividades relacionadas con la obra.

El costo actualizado al inicio de operación (CAIO), se obtiene al incorporar el costo de los intereses devengados durante la construcción de la obra, considerando una tasa de descuento y los programas de inversión correspondientes.

Los tres tipos de costos de inversión: directo, indirecto y actualizado al inicio de operación, se presentan en la tabla 4.3, para el caso de una central termoeléctrica convencional (CFE, 2012b).

Tabla 4.3. Costos Unitarios de inversión (CFE, 2012b).

Tipo de Tecnología	Capacidad instalada (MW)	Capacidad neta de generación (MW)	Costo Unitario (USD/KW _{bruto})		
			Directo	Directo más Indirecto	CAIO 12%
Termoeléctrica convencional	350	332.2	1,095.0	1,203	1,449

El costo de inversión puede clasificarse en: mano de obra, equipos nacionales, equipos importados, materiales y otros, esta última categoría incluye una pequeña fracción de equipo, mano de obra y materiales, que no es posible identificar por separado. Adicionalmente, para algunas tecnologías es posible distinguir dos procesos genéricos, la obra civil y la electromecánica. La composición de los costos de inversión en la construcción de una central termoeléctrica convencional, se muestra en la tabla 4.4.

Tabla 4.4. Composición del tipo de costos de inversión por tipo de recurso (CFE, 2012b).

Tipo de tecnología	Tipo de Recurso (%)						
	Mano de obra	Equipo Nacional	Equipo Importado		Materiales	Otros	Total
			Directo	Indirecto			
Central termoeléctrica convencional	23.4	9.5	26.9	7.1	19.7	13.4	100

Generalmente la inversión para la construcción de una central termoeléctrica se lleva a cabo durante varios años, según el cronograma de construcción y el programa de adquisición de equipos especiales. En el caso de las centrales generadoras de energía eléctrica de vapor convencional, como es el caso de la presente investigación, el programa de construcción considera 39 meses (CFE, 2012b), por ello es necesario considerar el costo de los intereses devengados durante la construcción de la obra, considerando una tasa de descuento y los programas de inversión correspondientes, para calcular el costo actualizado al inicio de Operación. En la presente investigación se considera un costo nivelado de inversión de 25.76 USD/MWh neto generado (CFE, 2012b), para el año 2012. Cuya metodología del costo nivelado de generación se presenten en el apartado 4.5.4.

4.5.2. Costo del combustible

El costo del combustible, para la generación de energía eléctrica en una central termoeléctrica influye directamente en los costos de generación. En la actualidad se utilizan principalmente combustibles de origen fósil, siendo los más utilizados el carbón, combustibles pesados como el combustóleo (*fuel Oil*) y el gas natural, cada uno de ellos presentan composición química y poderes caloríficos diferentes, sus precios pueden variar a lo largo de la vida útil de la planta, debido a múltiples agentes ajenos a la planta, para ello es necesario contar con precios de referencia de los combustibles y escenarios probables de su precio a lo largo de varios años, con la finalidad de evaluar el costo real del combustible para una central termoeléctrica durante toda su vida útil.

Para tomar en consideración los costos del combustible, es necesario considerar el costo nivelado del combustible, que para la presente investigación, se considera un precio nivelado del combustóleo de 87.61 USD/MWh neto generado (CFE, 2012b), valor determinado por la gerencia de estudios económicos de la subdirección de programación de CFE, que toma en consideración el escenario de los combustibles de Mayo de 2011 y hace

una nivelación del costo de los combustibles a treinta años. La metodología para obtener el costo nivelado del combustóleo se presenta en el apartado 4.5.4.

4.5.3. Costo de Operación y Mantenimiento

Los costos de operación y mantenimiento se clasifican en costos fijos y costos variables.

Los costos fijos son aquellos gastos relacionados a la operación de la central, que no varían significativamente con la generación de energía eléctrica, que incluye los siguientes conceptos: salarios y prestaciones del personal, mantenimiento y servicios generales por contrato, materiales de mantenimiento y consumo (herramientas, consumibles y renta de equipo), así como gastos generales (CFE, 2012b).

Los costos variables son aquellos que guardan una relación directa con la generación de energía eléctrica, que incluyen los siguientes conceptos: consumo de agua, lubricantes y sustancias químicas (catalizadores, gases, y sustancias para operar la central y los equipos anticontaminantes), equipos, materiales y refacciones relacionadas a la generación de energía, mantenimiento mayor (refacciones, equipo y servicios) (CFE, 2012b).

Dependiendo de la tecnología, los costos variables por mantenimiento mayor, involucran aquellos gastos para mantener los equipos principales como: Generadores de vapor y recuperadores de calor; turbinas de vapor y de gas; condensadores y sistemas de enfriamiento, así como los equipos anticontaminantes y generadores eléctricos. Los costos variables no incluyen el costo por consumo de agua, en el apartado 4.5.3.1 se muestran los costos de agua considerados para la presente investigación.

Para la presente investigación se considera un costo nivelado de operación y mantenimiento de 6.58 USD/MWh neto generado (CFE, 2012b). La metodología para obtener el costo nivelado de operación y mantenimiento se presenta en el apartado 4.5.4.

4.5.3.1. Costo del Agua

El agua es uno de los principales elementos que emplean las centrales termoeléctricas, la cantidad de agua que utiliza una central termoeléctrica depende de su proceso de generación, el agua utilizada en una central termoeléctrica es destinada para los siguientes procesos: servicios, de repuesto al ciclo termodinámico y de enfriamiento.

El consumo de agua para una central termoeléctrica convencional, con sistema de enfriamiento de torre húmeda, con una capacidad instalada de generación de 350 MW, como el caso de la presente investigación, es de 2,069.975 m³ de agua al año (CFE, 2012b).

El costo nivelado de consumo de agua de una central termoeléctrica convencional considerado para la presente investigación es de 1.47 USD/MWh neto generado (CFE,

2012b). La metodología para obtener el costo nivelado del agua para generación eléctrica, se presenta en el apartado 4.5.4.

4.5.4. Costo Nivelado de Generación

En una central termoeléctrica existen valores técnicos y económicos que varían con los años y que se relacionan con el cambio del valor del dinero en el tiempo, por lo que es necesario realizar un análisis económico conocido como costo nivelado de generación que considera los efectos de las inversiones realizadas y el efecto de la inflación, para evaluar financieramente los proyectos o, en su caso, determinar el costo nivelado de la generación de cada unidad de energía, en una central termoeléctrica durante toda su vida útil. Determinar el costo nivelado de generación, involucra, tomar en consideración modelos económicos de los posibles escenarios del costo de los combustibles, mano de obra y mantenimiento.

En términos económicos, es importante determinar el valor presente de las inversiones que se realizaron para llevar a cabo la construcción de la central termoeléctrica, que se define como (Kitto, 2005):

$$PV = FV(1+k)^{-n} = FV(PVF) \quad (4.35)$$

Donde PVF , represente el factor de valor presente, k es la tasa de interés o la tasa de descuento y FV es el valor futuro de la inversión y n es el número de periodos de la inversión.

Alternativamente, se puede evaluar el valor futuro FV , usando el factor de valor presente PVF , y el valor presente PV , como (Kitto, 2005):

$$FV = \frac{PV}{PVF} \quad (4.36)$$

Para una serie de pagos anuales uniformes A , para n anualidades, el valor presente PV , se expresa como (Kitto, 2005):

$$PV = A \left(\frac{(1+k)^n}{k(1+k)^n} \right) = A(SPVF) \quad (4.37)$$

Donde $SPVF$, es la serie del factor de valor presente, que es igual a (Kitto, 2005):

$$SPVF = \left(\frac{(1+k)^n}{k(1+k)^n} \right) \quad (4.38)$$

El costo nivelado de generación, permite expresar el costo de una variable que cambia cada año, este se expresa como (Kitto, 2005):

$$LV = \frac{\sum_{j=1}^n (FV_j)(PVF_j)}{SPVF} \quad (4.39)$$

Donde, FV es el valor futuro en el año j (generalmente 30 años), a la tasa de descuento k , que para proyectos de CFE, se considera de 12% o 14% anual (CFE, 2012b).

Donde, PVF_j , es el factor de valor presente para el año j a tasa de descuento k , FV_j , es el valor futuro de los pagos para el año j , $SPVF$, es la serie uniforme del factor de vapor presente para el año n a la tasa de descuento k .

El costo nivelado de generación tiene sentido, cuando se evalúan los costos históricos de inversión, combustible, operación y mantenimiento y todos aquellos costos involucrados con la generación de energía eléctrica y que variación a través del tiempo. Para conocer el costo actual de la generación de energía eléctrica, es necesario actualizar los costos o gastos históricos considerando los efectos inflacionarios, cuyo resultado será mayor que la suma algebraica de éstos. Por este motivo, en la presente investigación se considera el costo nivelado de generación para realizar el análisis económico de las pérdidas asociadas a las irreversibilidades de los procesos que tienen lugar en la central termoeléctrica Villa de Reyes, y se toma un valor ya establecido por otros estudios (CFE, 2012b) para el costo total de generación, que se define en el siguiente apartado.

4.5. 5. Costo total de generación

El costo total de generación es la suma de los costos de inversión de la sección 4.5.1, los costos por combustibles de la sección 4.5.2, los costos de operación y mantenimiento de la sección 4.5.3 y el costo por consumo de agua de la sección 4.5.3.1.

El costo total de generación se encuentra en USD/MWh, y permite conocer el costo de producir un MWh de energía neta generada, ya que incluye: el costo de inversión actualizado al inicio de operación, el costo nivelado del combustible, los costos de operación y mantenimiento, así como el consumo de agua. Para la centrales termoeléctrica convencionales que queman combustóleo con capacidad bruta instalada de 350 MW, se considera un costo total de generación de 121.44 USD/MWh neto generado (CFE, 2012b). Que es el valor estandarizado que se emplea en la presente investigación para realizar el análisis termoeconómico de la sección 5.3.2. Y que representan un valor de suma importancia para poder cuantificar las pérdidas económicas asociadas a las irreversibilidades de los componentes de la central termoeléctrica Villa de Reyes.

CAPÍTULO 5. RESULTADOS

5.1. Introducción

En los capítulos anteriores, se desarrollaron las generalidades del diseño de sistemas térmicos, en particular se presentaron las características constructivas y de operación de la central termoeléctrica Villa de Reyes; se describieron las metodologías del análisis termodinámico, transferencia de calor, análisis exergético y termoeconómico, aplicados al desarrollo y análisis de instalaciones de producción de potencia mediante vapor.

En este capítulo, se presentan los resultados obtenidos de los diversos análisis realizados a la central termoeléctrica villa de Reyes, para lo que se desarrolló un modelo de simulación en *visual Basic Application*.

En la sección 5.2, se realiza la validación del modelo de simulación, comparando los resultados obtenidos empleando el modelo desarrollado en la presente investigación, contra los parámetros de operación conocidos de la central termoeléctrica; se examinan los resultados del cálculo térmico del hogar del generador de vapor y los obtenidos al calcular la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor del generador de vapor. Asimismo, se realiza el análisis del ciclo Rankine con recalentamiento y dos regeneraciones, que rige el funcionamiento de la central termoeléctrica y se valida y examina el efecto de las presiones de extracción de la turbina de vapor sobre el trabajo útil generado y la eficiencia térmica del ciclo.

En la sección 5.3, se analizan los resultados de la simulación de la central termoeléctrica Villa de Reyes, en condiciones de carga variable.

En la sección 5.4, se analizan los resultados del estudio exergético y termoeconómico del ciclo térmico de vapor a carga variable.

Finalmente en la sección 5.5, se presentan los resultados del análisis de sensibilidad del modelo, que examina la influencia de ciertas variables sobre los resultados obtenidos con el modelo de simulación de la central termoeléctrica.

5.2. VALIDACIÓN DEL MODELO DE SIMULACIÓN

En este apartado se presentan los resultados obtenidos en la simulación de la transferencia de calor en cada uno de los elementos del generador de vapor, así como los resultados del

análisis del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica, estos se comparan y validan contra los valores de las variables termodinámicas conocidas de la planta.

Para llevar a cabo el trabajo, se desarrolló una programación en macros de Excel en *Visual Basic Applications*, que permiten realizar los cálculos necesarios a fin de predecir las temperaturas de salida de los gases y vapor de agua en cada uno de los elementos del generador de vapor y del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración de la central termoeléctrica.

El modelo de simulación está basado en el diagrama de la figura 5.1, donde se aprecian dieciocho estados para el vapor de agua, listados del 1 (línea de vapor sobrecalentado a turbina de vapor) al 18 (vapor sobrecalentado a la salida del segundo sobrecalentador) y siete estados para los gases de combustión, listados de *a* (salida de los gases de la cámara de combustión) al *g* (salida de los gases del economizador).

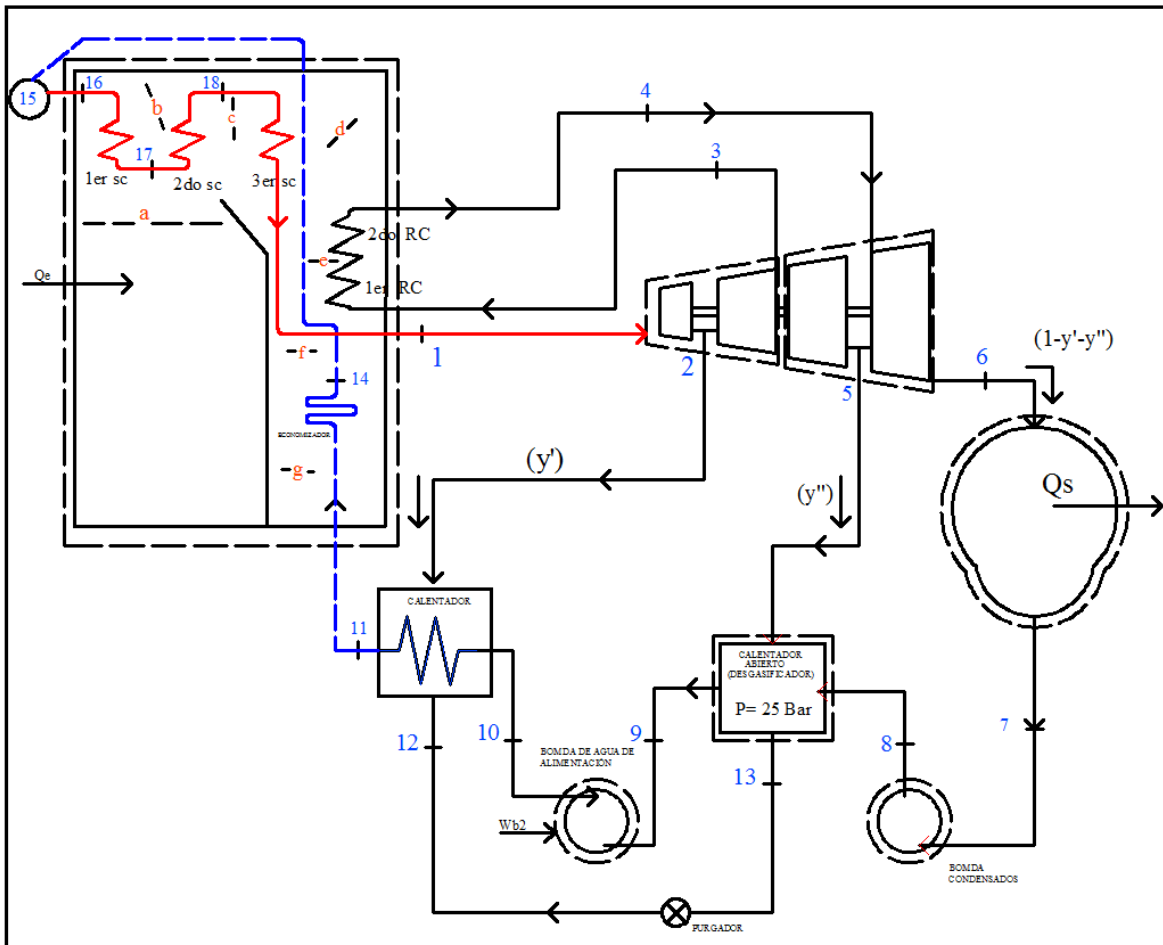


Figura 5.1. Estado termodinámicos de la central termoeléctrica Villa de Reyes (Gases – Vapor).

Cabe señalar, que para cada estado termodinámico indicado en la figura 5.1 se desarrollaron funciones que permiten conocer las propiedades termodinámicas de los

fluidos de trabajo (vapor y gases de combustión), estas se presentan en el anexo I, junto con una introducción a la programación en *Visual Basic Applications* (VBA), una tabla de las funciones, rutinas y formularios, creados, para el desarrollo de la presente investigación, así como los códigos de programación de la transferencia de calor en las superficies de intercambio, que se emplearon para determinar las propiedades termodinámicas..

5.2.1. Validación del modelo de simulación del cálculo térmico del hogar del generador de vapor.

En esta sección, se presentan los resultados del cálculo térmico del hogar del generador de vapor de 350 MW, considerando que el objetivo de esta simulación es conocer las propiedades termodinámicas de los gases de combustión a la salida del hogar. La metodología del cálculo térmico, se presenta en el capítulo III, asimismo, en el Anexo II, se muestra el código de programación del cálculo térmico del hogar.

La central termoeléctrica Villa de Reyes trabaja en un ciclo cerrado, lo que propicia que exista una dependencia directa entre los cálculos térmicos, de transferencia de calor en los sobrecalentadores y el ciclo Rankine, por ello, para realizar la simulación del cálculo térmico del hogar, es necesario, definir los tipos de variables y las consideraciones tomadas, para tal propósito:

- a) *Variables independientes*, son aquellas variables de operación independientes, que se utilizan para iniciar la simulación del ciclo en su totalidad, entre ellas se encuentran: la presión del domo del generador de vapor, flujo másico de combustóleo, flujo másico de agua de alimentación y la fracción de gases de recirculación.
- b) *Variables semilla*, en el cálculo térmico del hogar, es necesario considerar un valor semilla, para la temperatura adiabática de la flama en el hogar del generador de vapor, que por recomendaciones de la literatura es de 1323 K (Polupan, et al., 2002a), para realizar una primera iteración. Posteriormente los valores recalculados se ingresaran de forma iterativa a los módulos correspondientes a fin de encontrar su valor correspondiente. El diagrama de flujo del cálculo iterativo se muestra en la figura 5.2.

Para simplificar el cálculo térmico del hogar y lograr una interface más amigable con el usuario, se creó un formulario, cuya caratula se puede apreciar en la figura 5.3, en el que, se emplean las ecuaciones de las secciones (3.1 – 3.33), presentadas en el capítulo III. Para determinar la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor. Se emplea el método de aproximaciones sucesivas y se establece un criterio de paro, de un error relativo aproximado de $\varepsilon_{ra} < 1 \times 10^{-8}$, entre iteraciones, lo que garantiza que el resultado tiene un error menor a 0.000000001%.

El formulario de usuario de la figura 5.3, permite elegir diferentes configuraciones de las variables independientes como son: el exceso de aire en la mezcla aire – combustible, la fracción de gases de combustión que se recirculan al hogar del generador de vapor, cantidad de combustóleo que se inyecta a los quemadores del hogar e incluso la composición química del combustible.

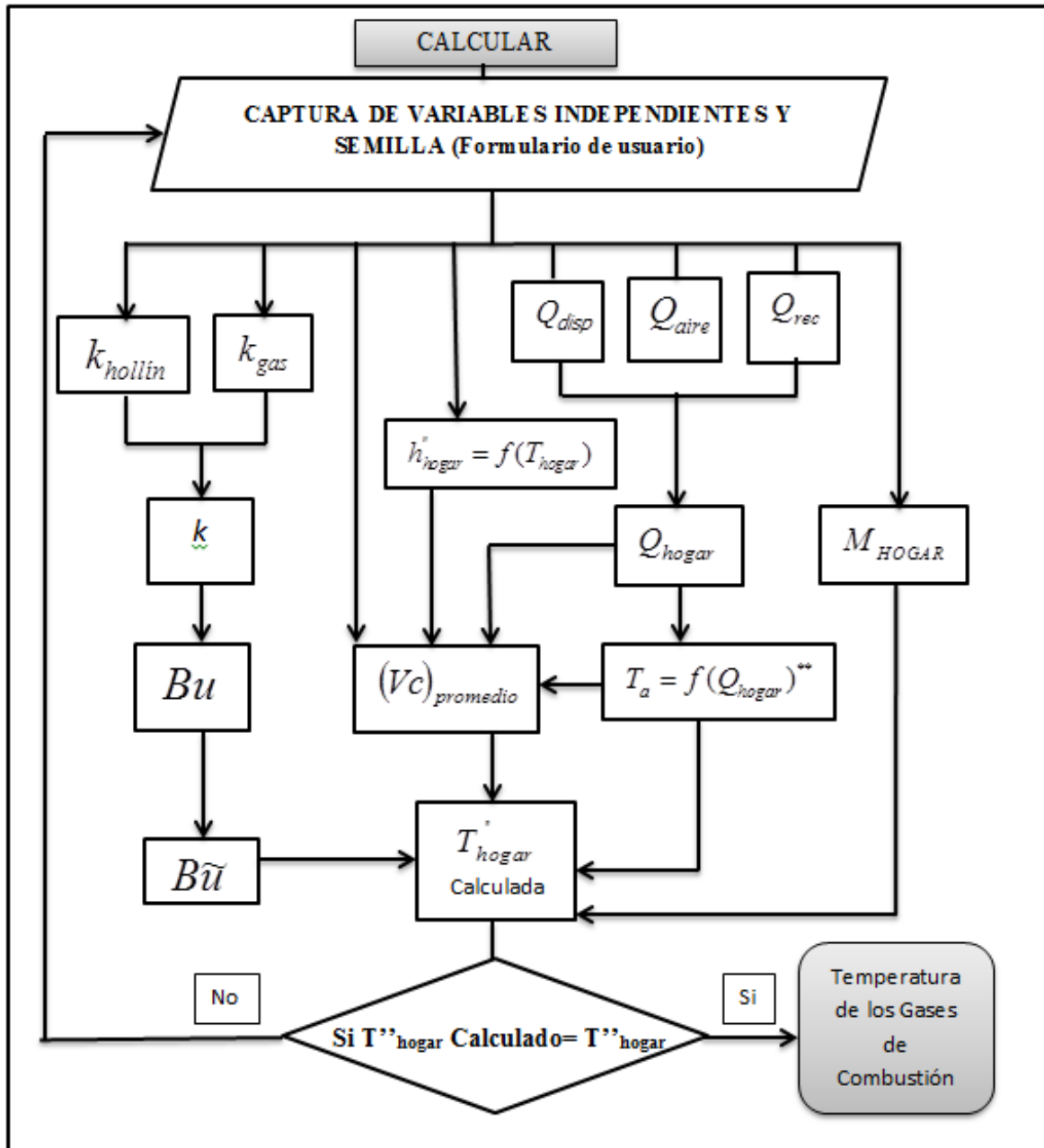


Figura 5.2 Diagrama de flujo del cálculo térmico del hogar del generador de vapor de 350 MW.

CÁLCULO TÉRMICO DEL HOGAR DEL GENERADOR DE VAPOR DE 350 MW

Calculo de la temperatura de los gases a la salida del Hogar

Composición Química del Combustible

C(%) **83.64** S(%) **4.2** N(%) **0.37** H(%) **11.3** O(%) **0.49**

Flujo de Combustible suministrado al generador de vapor (T/h) **B(t/H)** **77.53**

Exceso de Aire suministrado al hogar [1.0- 1.55, Intervalos de 0.05] **Alpha** **1.05**

Flujo de combustible Recomendados

Carga 100%	77.53 T/h
Carga 75%	59.17 T/h
Carga 50%	41.58 T/h
Carga 25%	20.37 T/h

Flujo de Gases de Recirculación (%) [r = 0.20 - 0.60] **r (%)** **0.2**

Presión del Domo de Vapor **P15(T/H)** **183.18**

Presión Recomendada

Carga 100%	183.18 Bar
Carga 75%	173.87 Bar
Carga 50%	169.16 Bar
Carga 25%	166.90 Bar

Flujo de Agua de Alimentación(T/h) **m11(T/H)** **1097.4**

Flujo de Agua de alimentación

Carga 100%	1097.48 T/h
Carga 75%	763.7 T/h
Carga 50%	512.20 T/h
Carga 25%	271.0 T/h

Calcular

Figura 5.3. Formulario de usuario, para el cálculo térmico del hogar del generador de vapor de 350 MW.

Asimismo, para realizar el cálculo térmico del hogar, se tomaron las siguientes consideraciones:

- Se considera que el flujo de agua de alimentación es constante.
- El agua de alimentación se suministra a una temperatura ambiente de 32°C, según lo establece el manual de operación de la central termoeléctrica.
- La composición química molar del combustible suministrado se considera de: C=83.64%, S=4.2%, N=0.37%, H=11.3%, O= 0.49%. Como lo establece el manual de operación de la central termoeléctrica, aunque el formulario de usuario (Ver figura 5.3) permite actualizar dicha composición química si fuera necesario
- El combustóleo se suministra al hogar del generador de vapor a una temperatura de 135 °C. Según recomendaciones de operación de la central termoeléctrica.
- Para lograr un combustión completa del combustóleo en el generador de vapor, se permite seleccionar en el formulario de usuario una inyección de exceso de aire mínimo del 5% y máxima de 1.55%
- Para el presente estudio, se considera despreciable la caída de presión del lado de los gases de combustión. La caída de presión de lado del vapor se interpola en base a los parámetros establecidos en el MOGV para los regímenes de carga del 100%,75%,50% y 25%., ya que en la presente investigación no se centra en el estudio hidráulico del sistema.
- La geometría del hogar del generador de vapor y de los quemadores, para caracterizar el proceso de la combustión se considera constante y se toman con base en lo establecido en el manual de operación y construcción del generador de vapor.

- Se establecen límites superiores e inferiores para los valores de las variables independientes en el ciclo térmico, esto es, se consideran siempre su valor, dentro del régimen máximo y mínimo establecido en el MOGV, para evitar condiciones peligrosas de operación.

En el presente estudio, el generador de vapor emplea combustóleo como combustible, que se mezcla con aire en una relación de exceso de aire, siempre mayor a la estequiométrica, para garantizar la quema total de todo el combustible. Considerando una combustión completa sus productos son: Dióxido de Carbono (CO_2), Dióxido de Azufre (SO_2), Óxidos de Nitrógeno (NO_x) y humedad.

La metodología del cálculo térmico del hogar, cuyo diagrama de flujo se presenta en la figura 5.2., permite determinar la temperatura de la mezcla de gases de combustión a la salida del mismo. Se observa que de manera secuencial se determinan las variables termofísicas que participan en la caracterización de la combustión.

Esta metodología se incorporó al formulario del cálculo térmico del hogar (ver figura 5.3, cuyo código de programación se muestra en el anexo II), para que, de manera iterativa, se determinen la temperatura de los productos de la combustión y sus propiedades termodinámicas; estos valores son de suma importancia, para el apartado 5.2.3 donde se analiza la transferencia de calor en los sobrecalentadores de vapor.

5.2.2. Resultados de la simulación del cálculo térmico del hogar

El cálculo térmico del hogar se realizó a cargas parciales (100%, 75%, 50%, 25%) con el fin de comparar los resultados calculados con los establecidos en el MOGV. La figura 5.4, muestra la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar, calculada con la ayuda del *UserForm* del *cálculo térmico del hogar del generador de vapor de 350 MW*.

Para realizar la simulación del cálculo térmico se emplearon los parámetros de la tabla 5.1 para los valores de las variables independientes.

Tabla 5.1. Variables independientes empleadas para el cálculo térmico del hogar a cargas parciales.

Variable independiente/Carga Parcial	100%	75%	50%	25%
Flujo másico de combustibles [T/h] (β_{comb})	77.53	59.17	41.58	20.37
Exceso de aire(α)	1.05	1.05	1.30	1.15
Fracción de recirculación de gases(r)	0.20	0.30	0.40	0.35
Agua de alimentación [T/h] (m_a)	1097.4	763.7	512.2	271

En la figura 5.4, se observa que para todos los grados de carga, la curva de temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar calculada con la presente metodología, se mantienen siempre, con un valor superior a la temperatura conocida de los gases de combustión a la salida del primer sobrecalentador, con un comportamiento similar, y con la misma tendencia para ambas curvas, esta comparación se realiza, para validar los resultados de la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor calculada, ya que es una temperatura hasta el momento desconocida para el personal de operación de la central termoelectrica y cuyo valor más próximo conocido, es la temperatura de los gases de combustión a la salida del primer sobrecalentador. Los resultados obtenidos, de las temperaturas de los gases de combustión, permitirán realizar los estudios de transferencia de calor en el apartado siguiente.

En la figura 5.4, se aprecia que la temperatura máxima alcanzada por los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor, es de 1492.4 °C para el régimen de carga del 100% y la temperatura mínima es de 980 °C para el régimen de carga del 25%.

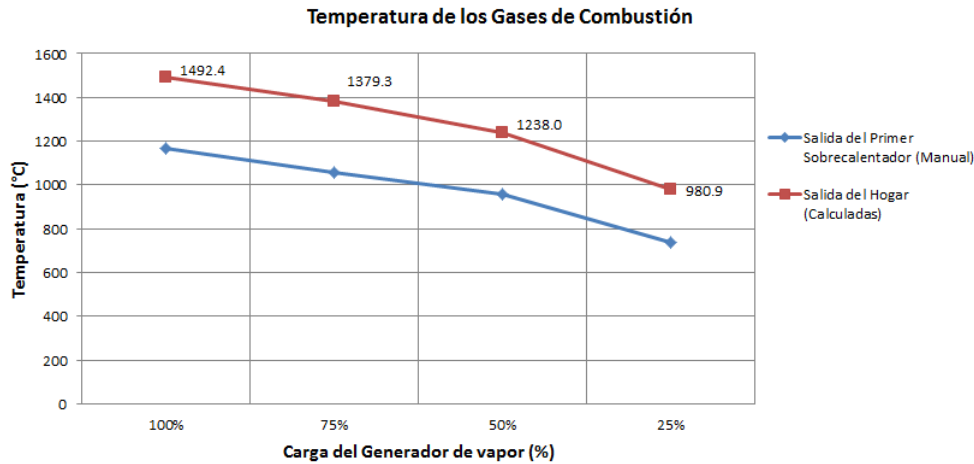


Figura 5.4 Tendencia de la temperatura de los gases a la salida del hogar, calculadas VS la temperatura de los gases a la salida del primer sobrecalentador, establecida en el MOGV.

Por otra parte, en la figura 5.5 se muestra, la influencia que tiene el exceso de aire de la mezcla de aire-combustible, sobre la temperatura alcanzada por los gases de combustión. Podemos apreciar, que la mezcla con la que se presenta la mayor temperatura de los gases a la salida del hogar es con un $\alpha=1.10$, lo cual, concuerda con la literatura, que recomienda valores de aire teórico entre 1.10 a 1.15, para garantizar la quema del combustible en sus totalidad.

Se observa, que la máxima temperatura calculada para los gases de combustión es de 1503.2 °C con un exceso de aire de $\alpha=1.10$. Sin embargo, para el exceso de aire estequiométrico de $\alpha=1.0$, la temperatura de los gases de combustión es menor, siendo de 1497.6°C, ya que en este régimen, parte del combustible no reacciona debido a la falta de aire en el proceso, lo que se conoce como combustión incompleta.

La temperatura de los gases de combustión disminuye conforme se aumenta el exceso de aire en el proceso de la combustión, esto, debido al aumento del volumen de los productos de la combustión en la zona de combustión activa del hogar del generador de vapor, que contribuye a distribuir la temperatura en el hogar, provocando temperaturas menores de los productos de la combustión a la salida del mismo.

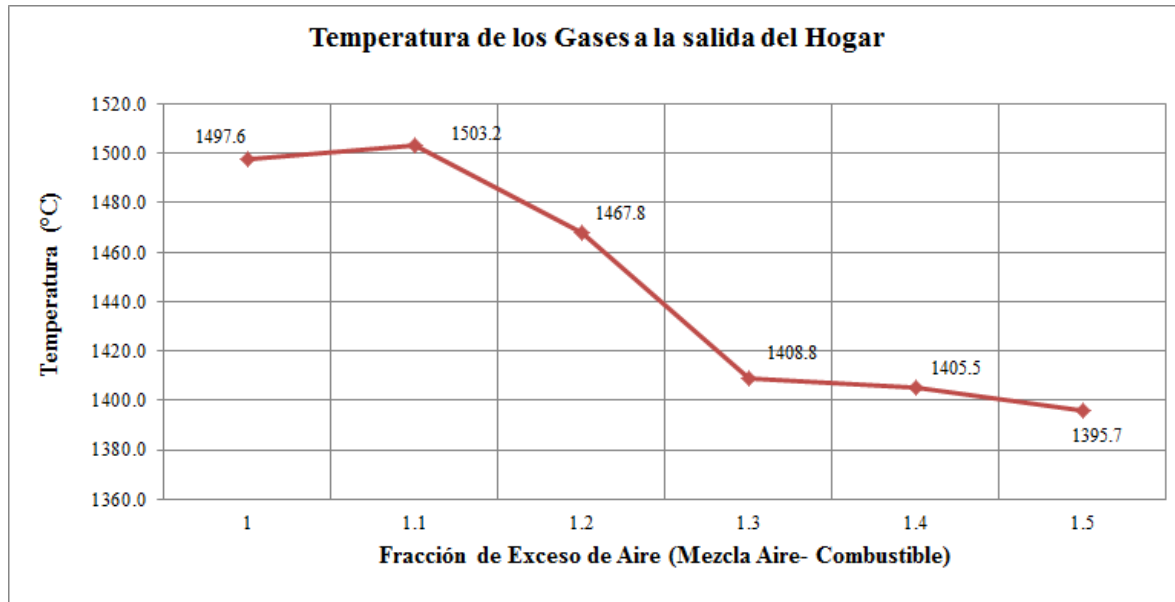


Figura 5.5. Temperatura de los gases a la salida del hogar del generador de vapor, para diferentes excesos de aire.

Por otra parte, el mismo *UserForm cálculo térmico del hogar* (figura 5.3), permite también establecer la fracción de gases de combustión a la salida del economizador del generador de vapor, que se recirculan a la cámara de combustión, con la finalidad de aumentar la eficiencia térmica del generador. De manera particular en el MOGV, se especifican fracciones de recirculación que van desde el 20% hasta el 60%, según el régimen de operación. Para las simulaciones realizadas en este apartado, se emplean las fracciones de recirculación establecidas en la tabla 5.1.

Es importante mencionar que el modelo del cálculo térmico, se ajusta adecuadamente a todos los regímenes de carga contras los que se comparan los resultados, por ello es factible emplear la metodología para cualquier régimen de carga diferente, ya que basta con modificar los valores de las variables independientes en el formulario (figura 5.3), para obtener resultados bajo condiciones de quemado diferentes.

Por lo tanto, se considera que con los análisis presentados en este apartado, son suficientes para garantizar que la simulación del cálculo térmico del hogar del generador de vapor de 350 MW, se comporta acorde a lo requerido para determinar las características termodinámicas de los gases de combustión y vapor, a fin de simular la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor, que se presenta en el apartado 5.2.3.

5.2.3. Validación del modelo de simulación de la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor

Para validar los resultados de la simulación de la transferencia de calor en las diferentes secciones del generador de vapor (tres sobrecalentadores de vapor, dos recalentadores de vapor y un economizador) se emplearon sus características geométricas que se describieron en el capítulo II; asimismo, se desarrollaron, procedimientos de cálculo llamados: *heatTransfer1SC*, *heatTransfer2SC*, *heatTransfer3SC*, *heatTransfer1RC*, *heatTransfer2RC* y *Heat_transfer_economizador*, cuyos códigos de programación de la transferencia de calor, se presentan en el anexo I.

Para calcular la transferencia de calor en cada uno de los elementos, se debe determinar el coeficiente global de transferencia de calor y luego, emplear el método de efectividad-NTU, descrito en la sección 3.5, para determinar la temperatura de los fluidos de trabajo a la salida de cada intercambiador de calor.

Para fines prácticos, en esta sección se presentan los resultados de la transferencia de calor de los sobrecalentadores de vapor, ya que los resultados de la transferencia de calor en los recalentadores y el economizador, se integran de manera directa en los resultados de la simulación del ciclo de vapor de la central termoeléctrica en el apartado 5.2.4, por su dependencia a las características termodinámicas del vapor recalentado.

La zona de sobrecalentadores, está compuesta por tres elementos ubicados en la parte superior del generador de vapor, los cuales se muestran en la figura 5.6.

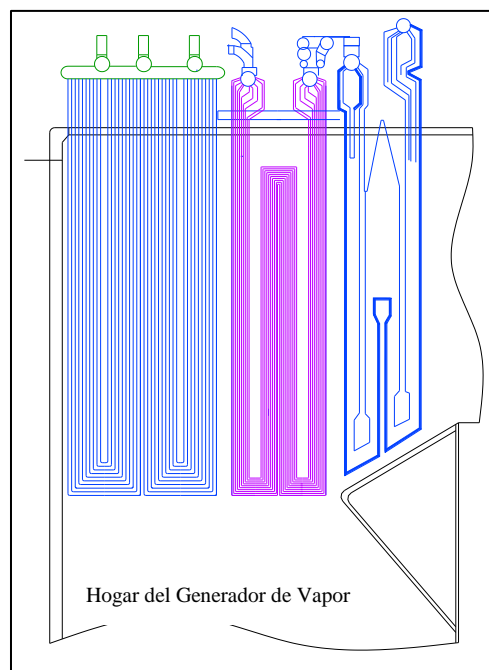


Figura 5.6. Zona de sobrecalentadores de Vapor.

El vapor de agua es distribuido a través de los cabezales desde el domo de vapor, pasando por cada uno de los sobrecalentadores, pasando en orden subsecuente por el primero, segundo y tercer sobrecalentador, hasta la línea de vapor principal que se dirige a la turbina de vapor.

La figura 5.7, muestra un diagrama simplificado del arreglo general de los sobrecalentadores de vapor, con los estados termodinámicos considerados para el presente análisis.

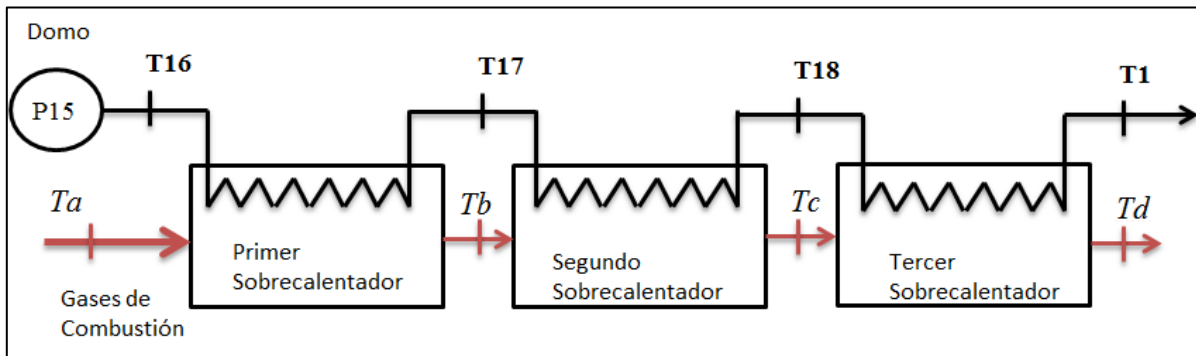


Figura 5.7. Diagrama simplificado de los sobrecalentadores de vapor.

El diagrama de flujo, del programa del cálculo de la transferencia de calor en los sobrecalentadores de vapor se muestra en la figura 5.8, donde a partir de las temperaturas y presiones de los fluidos de trabajo a la entrada de cada intercambiador de calor y considerando su geometría, se determina la temperatura de los fluidos de trabajo a la salida de cada intercambiador de calor. Dicho cálculo, se realiza de manera iterativa, ya que el coeficiente de transferencia de calor global de cada intercambiador, debe ser calculado con las temperaturas promedio de los fluidos de trabajo. La primera iteración, se realiza con las temperaturas de los fluidos de trabajo a la entrada de cada intercambiador, posteriormente se realiza el cálculo de manera iterativa considerando la temperatura promedio de los fluidos de trabajo en cada intercambiador, con un método de aproximaciones sucesivas y empleando como criterio de paro, un error relativo aproximado $\varepsilon_{ra} < 1 \times 10^{-8}$.

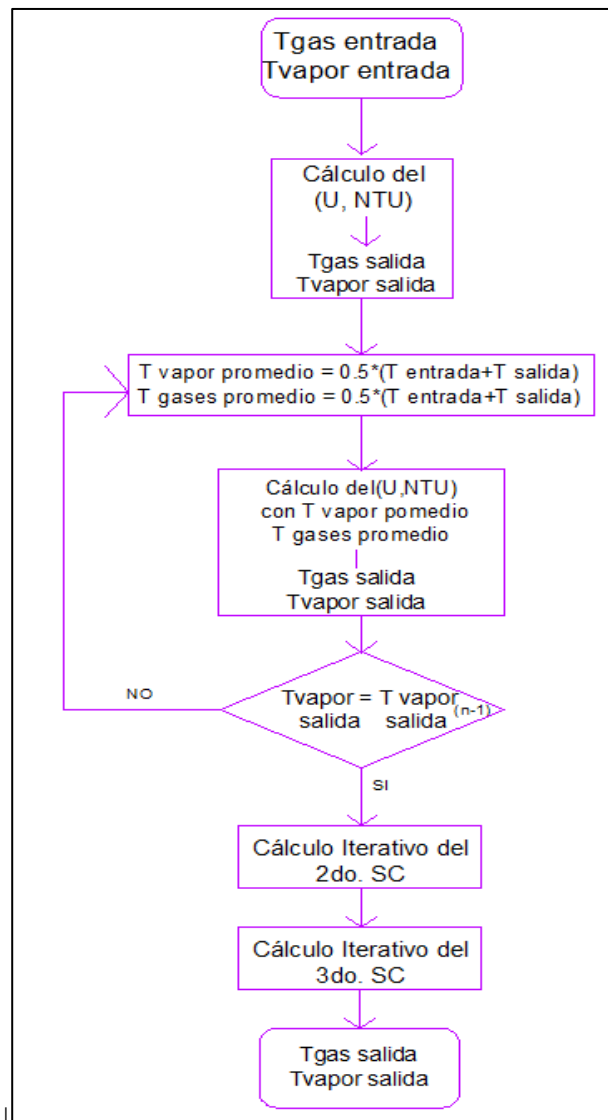


Figura 5.8. Diagrama de flujo del cálculo de la transferencia de calor en los sobrecalentadores.

Para validar el modelo de transferencia de calor que se desarrolló en el presente trabajo, se compararon las temperaturas de los fluidos de trabajo calculados a la salida de cada intercambiador de calor, con los valores conocidos y establecidos en el MOGV, para los regímenes de carga 100%, 75%, 50% y 25%.

Se encontró que las temperaturas tanto de vapor, como de gases de combustión son muy próximas a las establecidas en el MOGV y que, por lo general, después de máximo ocho iteraciones, el valor de las temperaturas de los fluidos de trabajo a la salida de cada intercambiador cumplen con el criterio de paro de un error relativo Aproximado $\varepsilon_{ra} < 1 \times 10^{-8}$.

La figura 5.9, muestra las temperaturas del vapor sobrecalentado calculadas con la simulación de la transferencia de calor a la salida de cada intercambiador, (estados *T17*, *T18* y *T1*, del diagrama 5.1), para un régimen de carga del 100%, contra los valores conocidos de las variables, establecidos en el MOGV.

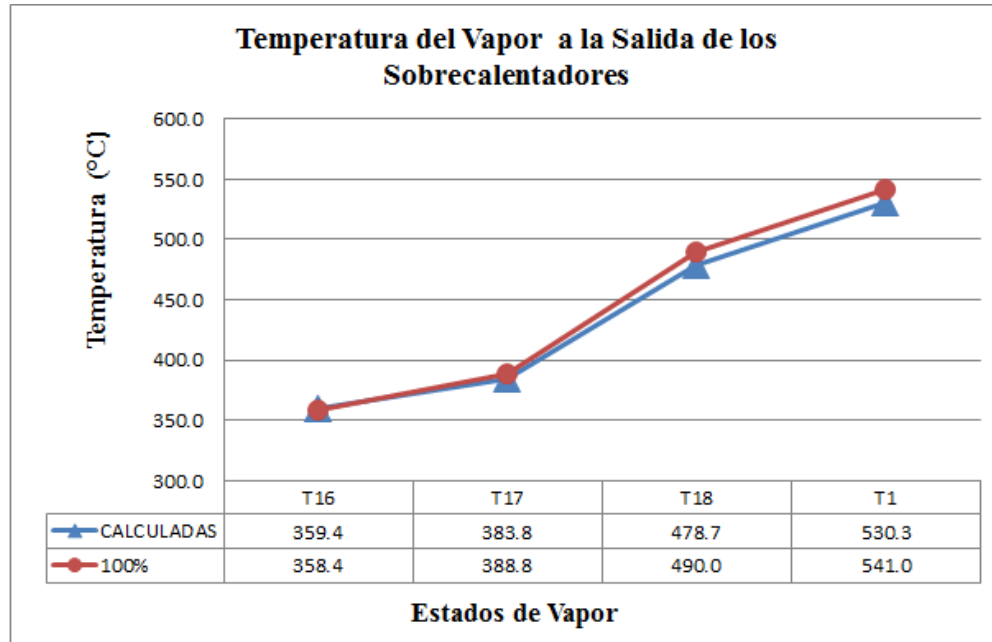


Figura 5.9. Simulación de la temperatura del vapor sobrecalentado a carga 100%, comparada contra la temperatura establecida en el MOGV.

En la figura 5.9, se puede apreciar que la diferencia entre la temperatura calculada y la establecida en el MOGV, para el vapor sobrecalentado, es como máximo de 11°C a la salida del tercer sobrecalentador, lo que para efectos del cálculo de la transferencia de calor en sobrecalentadores de vapor no es una variación significativa. Se aprecia también que el comportamiento de las curvas de la temperatura de vapor para ambas series presentan una gran similitud.

Cabe señalar que la temperatura *T16* se refiere a la temperatura del vapor saturado a la entrada del primer sobrecalentador, o en otras palabras a la salida del domo de vapor, y depende de la presión del domo *P15*, por ello la temperatura *T16* es la misma en ambas series, ya que la presión del domo, es una variable independiente de la simulación.

Por otra parte la figura 5.10, muestra el comportamiento de la temperatura a la salida de los sobrecalentador de vapor, bajo el régimen de carga del 75%, donde se puede apreciar que el modelo presenta un mejor aproximación a las temperaturas establecidas en el MOGV, siendo la diferencia de temperatura máxima entre la obtenida en la simulación y la establecidas en el MOGV de + 7.7°C, a la salida del tercer sobrecalentador, que es la línea de vapor principal, que se dirige a la turbina de vapor.

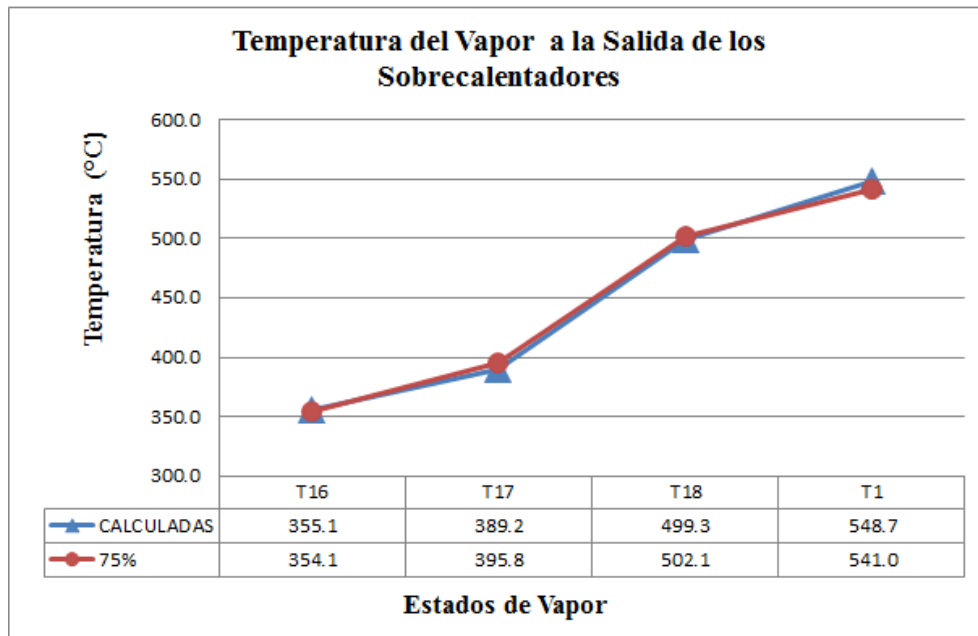


Figura 5.10. Simulación de la temperatura del vapor sobrecalentado a carga 75%, comparada contra la temperatura establecida en el MOGV.

La figura 5.11, muestra las temperaturas del vapor de agua, obtenidas al simular la transferencia de calor en cada uno de los sobrecalentadores de vapor a régimen del carga 50%, es en este régimen, donde el modelo presenta la diferencia de temperatura más significativa, de +27.26 °C, respecto a la establecida en el MOGV, es decir que la temperatura del vapor sobrecalentado que pronostica el modelo es mayor a la establecida en el manual de operación.

Existen diversos factores, por los cuales la temperatura del vapor de agua calculada por el modelo, presenta las diferencias más significativas con respecto a lo establecido en el MOGV. Por una parte, el MOGV establece que el generador de vapor, se debe operar con un exceso de aire del 30% ($\alpha=1.30$), lo cual ya ocasiona modificaciones al proceso de combustión, pues como ya se dijo en la sección 5.2.2, el exceso de aire en la mezcla de combustión, produce gases menos calientes, por lo que la temperatura del vapor de agua, tendría que ser menor. Sin embargo, el MOGV, establece que para el régimen de carga del 50%, se debe de recircular un 40% de los gases de combustión al hogar del generador de vapor, que es el valor máximo permitido en el MOGV; debido a esta recirculación de gases, se logran temperaturas más altas en el modelo. También es de esperarse, que para este régimen de carga, se presenten las diferencias más significativas de la simulación, respecto a los regímenes de operación estudiados, ya que en el régimen del 50%, se presentan las variaciones más drásticas o extremas para las variables independientes del modelo.

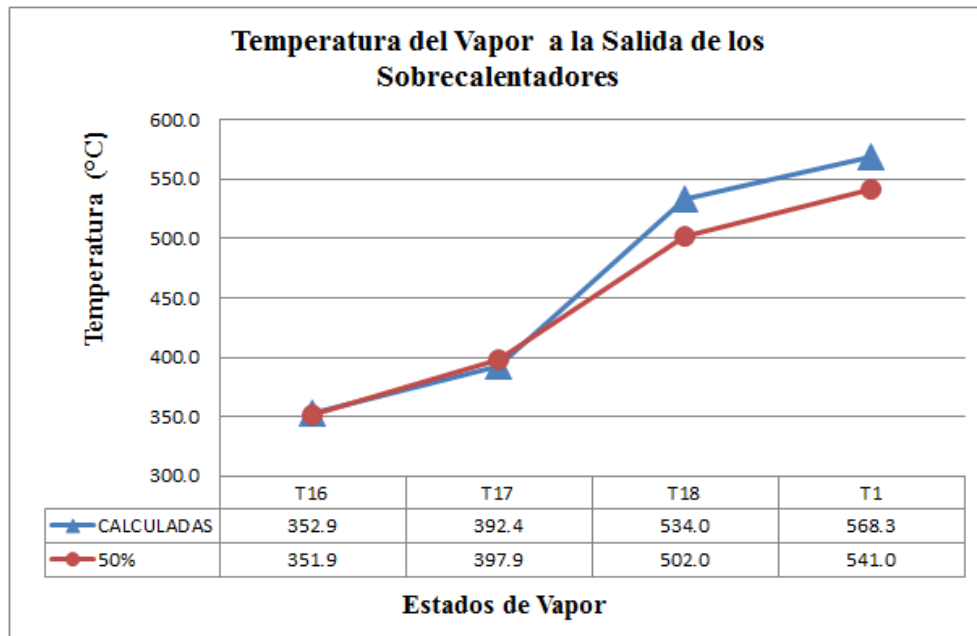


Figura 5.11 Simulación de la temperatura del vapor sobrecalentado a carga 50%, comparada contra la temperatura establecida en el MOGV.

Finalmente, cuando la central termoeléctrica, necesita trabajar a regímenes de carga pequeños, como es el caso del 25%, la temperatura del vapor sobrecalentado a la salida de cada intercambiador de calor, se comporta de manera muy similar a las temperaturas establecidas en el MOGV, lo que se muestra la figura 5.12, donde la diferencia de temperatura entre el valor calculado y el establecido en el manual de operación, para el vapor a la salida del tercer sobrecalentador es de +3.3 °C.

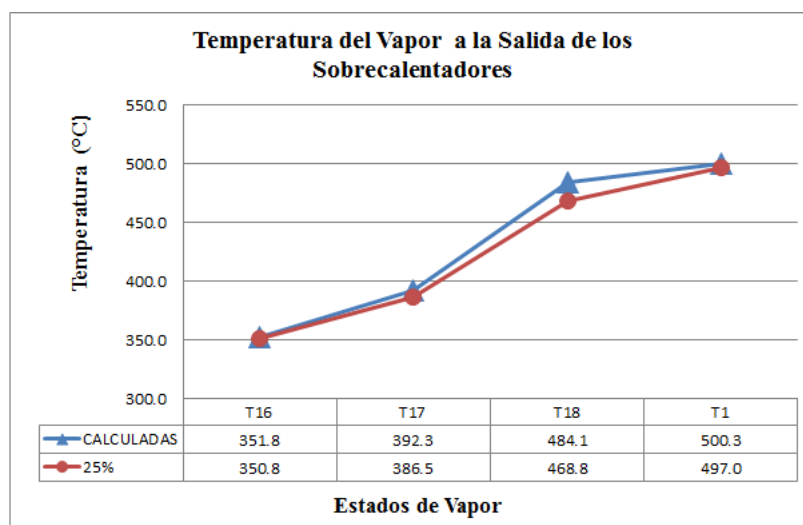


Figura 5.12 Simulación de la temperatura del vapor sobrecalentado a carga 25%, comparada contra la temperatura establecida en el MOGV.

Considerando las diferencias entre las temperaturas obtenidas con el modelo, respecto a las establecidas en el MOGV, para el vapor sobrecalentado a la salida del tercer

sobrecalentador, para los cuatro regímenes de carga simulados, se encontró que la diferencia de temperatura promedio es de 12.23 °C, lo cual es aceptable, para la complejidad que representa la modelación de los procesos térmicos y fenómenos de combustión desarrollados en el presente trabajo (Rovira, 2004).

Si se observa con detalle, las gráficas de las figuras 5.9- 5.12, se puede apreciar que la temperatura de diseño para el vapor de agua sobrecalentado a la salida del tercer sobrecalentador (estado T1), establecida en el MOGV, para todos los regímenes de carga es constante de 541 °C, lo que en la práctica, es muy difícil de mantener, debido a la influencia de múltiples variables independientes del proceso, dicha variación en la temperatura a diferentes regímenes de carga, se puede apreciar en la figura 5.13, donde el modelo de la transferencia de calor, obtiene temperaturas muy próximas a los 540° C, pero que de manera general no se mantiene constante, ya que varía debido a las condiciones propias de operación de cada ciclo de simulación.

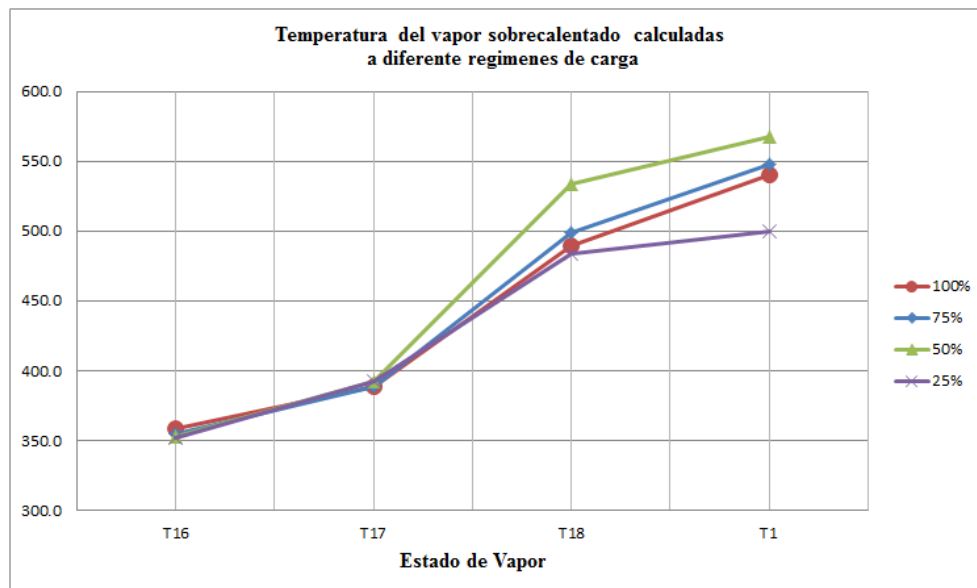


Figura 5.13 Temperatura del vapor de agua sobrecalentado a la salida de los sobrecalentadores de vapor a diferentes regímenes de operación.

Por otra parte, las temperaturas de los gases de combustión, a la salida de los sobrecalentadores de vapor (estados termodinámicos *a*, *b*, *c* y *d*, en la figura 5.1), calculadas en la simulación del ciclo térmico de vapor, se muestran en la figura 5.14; en ella se aprecia la temperatura *T_a*, la cual no se encuentra indicada en el MOGV, por lo que su determinación representa una contribución importante del presente trabajo.

En la figura 5.14, se observa que las temperaturas de los gases de combustión, a la salida del hogar del generador de vapor (estado *a*) son: 1492.4°C, 1379.3°C, 1238°C y 980°C, para los regímenes de carga simulados del 100%, 75%, 50% y 25%. Por otra parte, las temperaturas calculadas del vapor sobrecalentado a la salida del tercer sobrecalentador son de 530.8°C, 548.7°C, 568.7°C y 500.3°C para los mismos regímenes.

Se aprecia que las curvas de temperatura calculadas para los gases de combustión, están próximas a las establecidas en el MOGV, siendo la diferencia absoluta entre las temperaturas de calculadas y las establecidas a la salida del tercer sobrecalentador de calor (estado d) de 45.2°C, 49.1°C, 48.0°C y 79.6°C. Aparentemente, son diferencia de temperatura grandes, sin embargo, si consideramos esta diferencia de manera porcentual, la perspectiva cambia, ya que las diferencias de las temperatura calculadas respecto a las establecidas en el MOGV son de 6.83%, 6.97%, 7.85% y 10.53% respectivamente, lo cual es una diferencia pequeña en términos porcentuales. Aunado a que para obtenerlas, todas las temperaturas presentadas, se obtuvieron empleando el método de aproximaciones sucesivas (Stoecher, 1989), con un criterio de paro, de un error relativo aproximado de $\epsilon_{ra} < 1 \times 10^{-8}$, lo que garantiza que el resultado tiene un error menor a 0.000000001%. (Chapra, 2011).

Asimismo, la tendencia de las gráficas de las temperaturas de los gases de combustión establecidas en el MOGV y las calculadas por la simulación desarrollada en el presente trabajo, presentan un comportamiento semejante, lo que permite afirmar que el modelo de la transferencia de calor en los sobrecalentadores de vapor, hasta aquí presentado, es fiable para integrarse al análisis del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica en la siguiente sección 5.2.4.

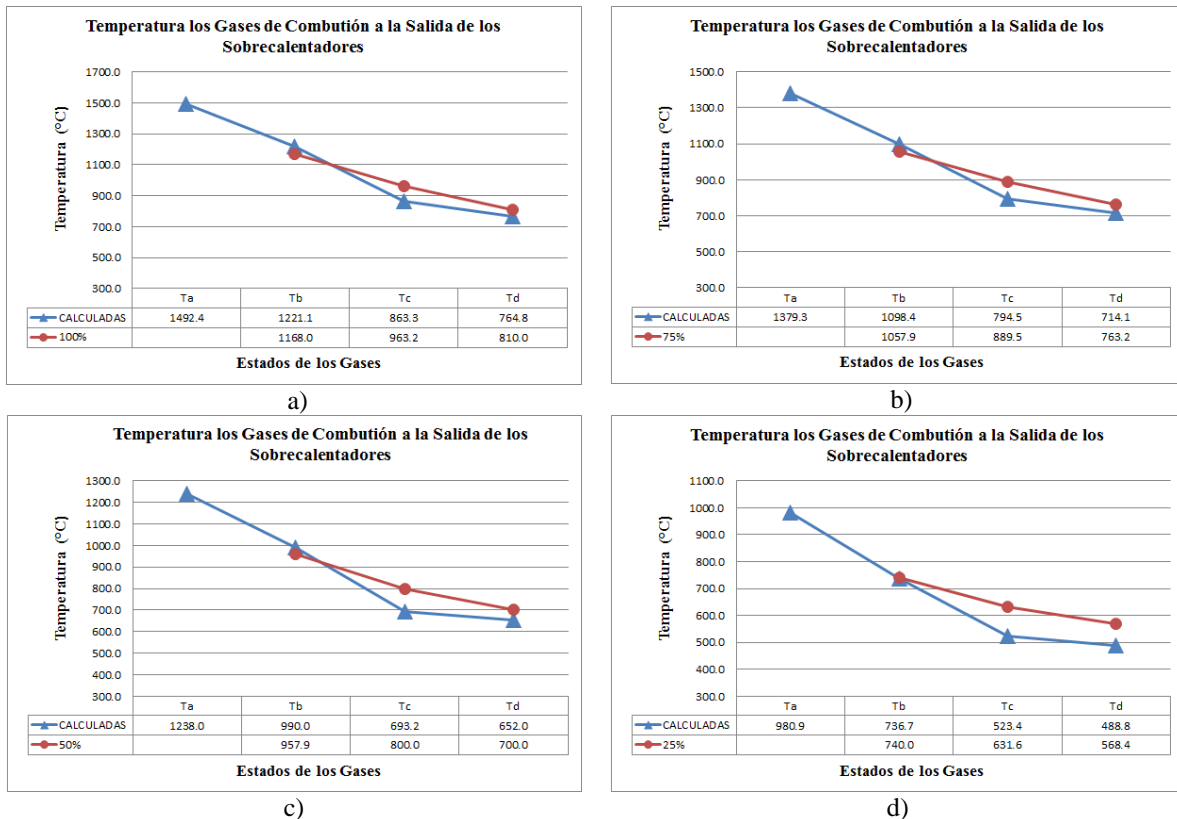


Figura 5.14. Temperatura de los gases de combustión a la salida de cada intercambiador calculada y establecida en el MOGV, a) Carga 100%, b) Carga 75%, c) 50% y d) 25%.

Los análisis realizados de la transferencia de calor en los sobrecalentadores de vapor hasta el momento, se consideran aceptables, para incorporarlos en la simulación del ciclo de vapor de la central termoeléctrica, ya que es de especial interés para esta investigación, no solo determinar la transferencia de calor en los sobrecalentadores, sino que integrarlos en un análisis global de la central termoeléctrica, Por ello, en el apartado siguiente se integran, este módulo y el modulo del cálculo térmico del hogar para simular el comportamiento global de la central termoeléctrica, lo que permitirá analizar el ciclo Rankine bajo el cual opera la central termoeléctrica.

5.2.4. Validación del modelo de simulación del ciclo de vapor de la central termoeléctrica

Los resultados obtenidos en el apartado 5.2.3, permiten conocer las propiedades del vapor sobrecalentado que se dirige a la turbina de vapor, con lo que es posible realizar la simulación del ciclo de vapor de la central termoeléctrica, considerándolo como un ciclo Rankine con recalentamiento y dos regeneraciones (ver figura 5.1), bajo las condiciones de operación establecidas para la central termoeléctrica de Villa de Reyes, cuya metodología de análisis se presenta en el apartado 3.6.

Para llevar a cabo el análisis del ciclo Rankine con recalentamiento y dos regeneraciones, se tomaron en cuenta algunas consideraciones, debido a que no se cuenta con el manual de operación del ciclo térmico de la central termoeléctrica, específicamente de las condiciones de operación de la turbina y sus extracciones de vapor, que en esencia dependen de las características termodinámicas con las que el generador de vapor le entregue el vapor de agua:

- Cada componente del ciclo se analiza en estado estacionario.
- Se considera nula la transferencia de calor entre los componentes del ciclo y el ambiente.
- Los procesos que realiza el fluido de trabajo en los pasos por las bombas, recalentadores, generador de vapor y condensador son internamente reversibles. Se considera una eficiencia isentrópica de la turbina del 85%, que es una eficiencia típica para turbinas de vapor (Moran, 2004)
- Los efectos de los cambios en la energía cinética y potencial son despreciables.
- Se desconocen las presiones de las extracciones de vapor de la turbina, tanto de alta presión (P2), como de baja presión (P5), por lo que en el presente análisis se consideran como variables en función de la presión de vapor principal (P1) y de la presión de vapor recalentado P4, respectivamente. Sus valores son considerados menores al 30% de las presiones de vapor principal P1 y vapor recalentado P4

respectivamente. Así como también se consideran dos extracciones de vapor para las regeneraciones en el ciclo.

- Se establecen restricciones de los valores que pueden tomar las variables independientes, tomando en consideración los límites máximos y mínimos establecidos en el MOGV, para evitar condiciones peligrosas de operación y posibles fallas mecánica de los elementos del ciclo térmico.

Para la simulación del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica Villa de Reyes, se desarrolló un formulario de Usuario, llamado *Cálculo energético*, que se muestra en la figura 5.15, el cual trabaja en la misma hoja de cálculo en la que fueron programadas las simulaciones de los módulos presentados en el apartado 5.2.1 y 5.2.2.

El formulario *Cálculo energético*, toma las variables ya calculadas en las simulaciones de los apartados 5.2.2. Y 5.2.3 como variables de entrada, esto le permite al usuario de la aplicación seleccionar la presión de extracción de la turbina de alta presión P2, y seleccionar la presión de extracción de la turbina de vapor de baja presión P5, así como también definir una eficiencia isotrópica para la turbina de vapor.

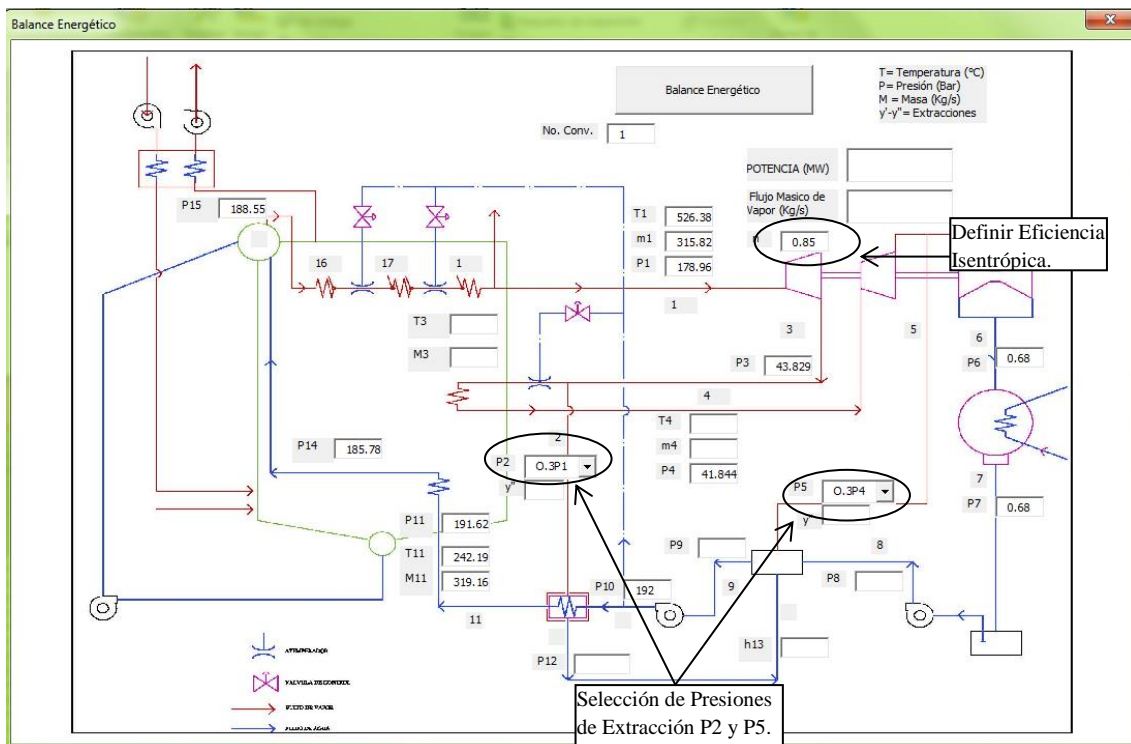


Figura 5.15. Formulario, *Calculo energético* para el análisis del ciclo térmico de la central termoeléctrica.

Una vez seleccionadas las presiones de extracción P2 y P5 en el formulario *Calculo Energético*, el programa de simulación realiza un balance de masa y energía, para determinar el flujo másico en todos los estados, incluyendo las fracciones de extracción y' y y'' , según las ecuaciones 2.19 y 2.20, del capítulo dos. La importancia del valor del flujo

másico en estas extracciones radica en que, una vez conocido, se puede determinar la cantidad de vapor de agua que se dirige al recalentamiento, realizando un balance de masa y energía y esto a su vez, permite realizar la simulación de la transferencia de calor de los recalentadores de vapor.

La metodología de la transferencia de calor en los recalentadores de vapor se describió en el apartado 3.3. Para determinar la transferencia de calor de los recalentadores, se crearon dos rutinas de cálculo (*HeatTransfer_1RH* y *HeatTransfer_2RH*), que se presentan en el anexo I, Las cuales determinan las temperaturas de los fluidos de trabajo a la salida de los recalentadores vapor.

Para poder realizar el modelo de simulación del ciclo de vapor, es necesario incluir dentro del código de programación elementos como:

- a) La metodología de la transferencia de calor en los recalentadores de vapor, que permite determinar las temperaturas del vapor de agua y de los gases de combustión, a la salida de los recalentadores (estados *4* y *f*, respectivamente, ver figura 5.1).
- b) Análisis de la eficiencia térmica del ciclo y de la potencia generada a diferentes cargas térmicas.
- c) Analizar el efecto que tienen las presiones de extracción de la turbina de alta y de baja presión, sobre el rendimiento total del ciclo y la potencia generada.

En los apartados siguientes, se describen los resultados más importantes, de la validación de la transferencia de calor en los recalentadores y el efecto de las presiones de extracción de la turbina de alta y de baja presión, sobre el rendimiento total del ciclo y la potencia generada.

5.2.4.1. Validación de la simulación de la transferencia de calor en los recalentadores de vapor

Los resultado de la transferencia de calor en los recalentadores de vapor, se presentan en este apartado, debido a que este procedimiento depende de las características del vapor a recalentamiento, que se determinan en la simulación del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica, presentado en el apartado 5.2.4.

La figura 5.16, muestra un diagrama simplificado de los recalentadores de vapor, se muestran los flujos de los fluidos de trabajo y los estados termodinámicos establecidos para el análisis.

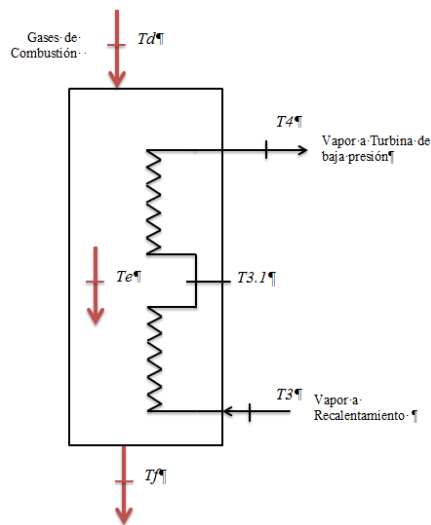


Figura 5.16. Diagrama simplificado de los recalentadores de vapor.

Para poder determinar las características termodinámicas de los fluidos de trabajo en los recalentadores de vapor, es necesario ejecutar el formulario *calcula energético*, en el cual se seleccionaron las presiones de extracción de la turbina de alta y baja presión, igual al 10% de la presión de vapor principal ($P2 = 0.10 \cdot P1$) y vapor recalentado ($P5 = 0.10 \cdot P4$) respectivamente, así como una eficiencia isentrópica de la turbina del 85% ($n = 0.85$), que es una eficiencia típica de análisis (Cengel, 2012), valores que se seleccionan en el formulario, *Calculo Energético*, de la figura 5.17.

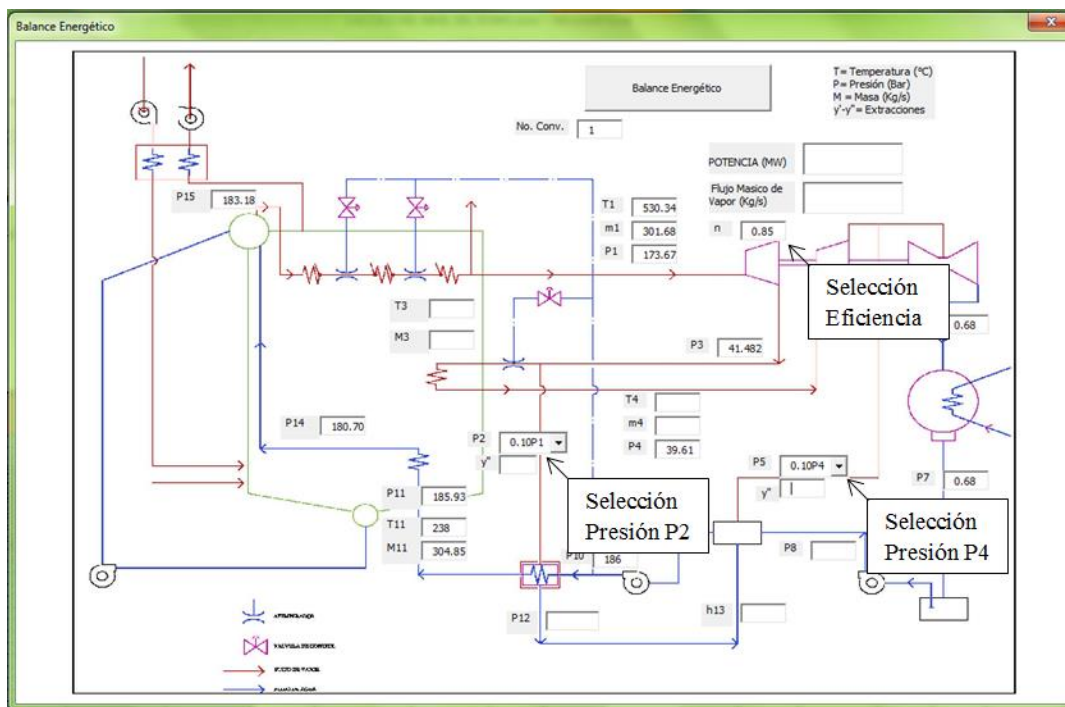


Figura 5.17. Selección de las presiones de extracción y eficiencia isentrópica en el formulario cálculo energético.

La simulación de la transferencia de calor de los recalentadores, está íntimamente ligada con la simulación del ciclo térmico de vapor, en este apartado se presenta las gráficas de las temperaturas del vapor para los estados $T3$, $T3.1$, $T4$ (Ver diagrama 5.1) y las gráficas de las temperatura de los gases de combustión en los estados Td , Te y Tf , obtenidas a través de la simulación y se comparan los resultados contra las temperaturas establecidas en el MOGV, a los regímenes de carga 100%, 75%,50% y 25%.

Los resultados de las temperaturas obtenidas para el vapor de agua de los estados $T3$, $T3.1$, $T4$, se muestran en las figuras 5.18 a la 5.21, para cuatro regímenes de carga conocidos de la central termoeléctrica.

En la figura 5.18, se muestran las curvas de la temperatura del vapor recalentado, a carga 100%. Se aprecia que la curva de temperatura calculada con el modelo de simulación y la graficada con las temperaturas conocidas de la central termoeléctrica son muy próximas entre sí, siendo la diferencia entre la temperatura establecida en el MOGV y la calculada por el modelo a la salida del recalentamiento de 8.6°C , aunque se observa que la temperatura del vapor que se dirige al recalentamiento (estado 3) calculada por el modelo es 6.8°C , menor a la temperatura establecida en el MOGV, esto se debe a que esta temperatura depende del balance de masa y energía de la turbina de alta presión, así como de la extracción de vapor, lo que permite establecer que el modelo de transferencia de calor en los recalentadores determina adecuadamente la transferencia de calor y que la variación de la temperatura del vapor a la salida del recalentamiento es provocada por la baja temperatura a la que se recalienta el vapor y no propiamente debido al modelo de transferencia de calor en los recalentadores.

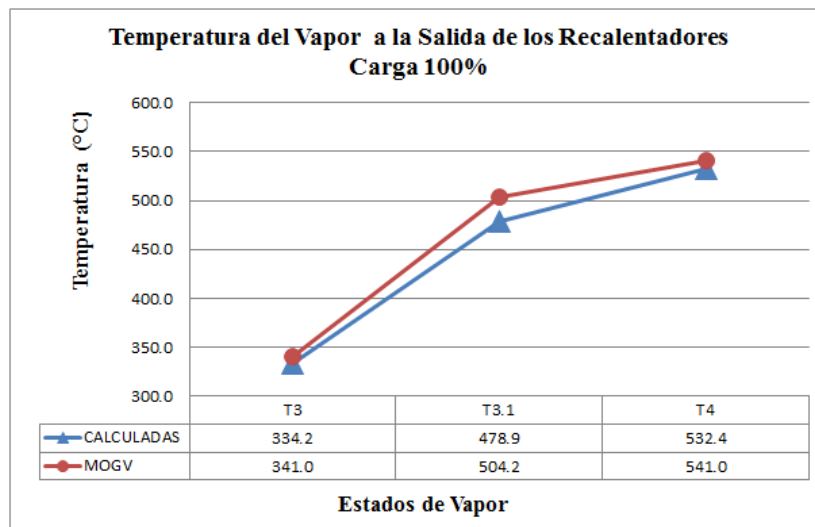


Figura 5.18. Temperatura del vapor recalentado, para el régimen de 100% de Carga

Por otra parte la figura 5.19, muestra la temperatura de vapor recalentado, bajo el régimen de operación al 75%, donde se puede apreciar que la diferencia entre la temperatura calculada por el modelo, respecto a la establecida en el MOGV, a la salida del

recalentamiento es de 15.8°C, lo que de manera porcentual representa una variación del 3%, respecto a la temperatura establecida en el MOGV.

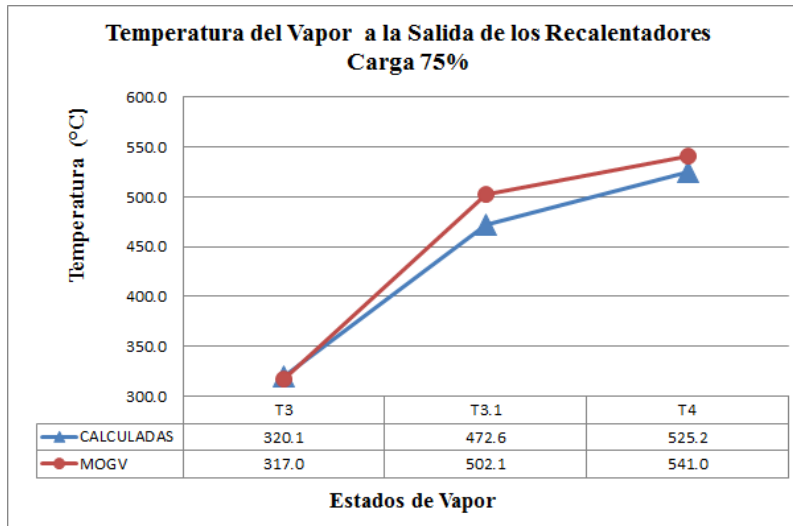


Figura 5.19. Temperatura del vapor recalentado, para el régimen de 75% de Carga

La temperatura del vapor recalentado, a régimen de carga 50%, calculada por el modelo y establecida en el MOGV, se muestra en la figura 5.20.

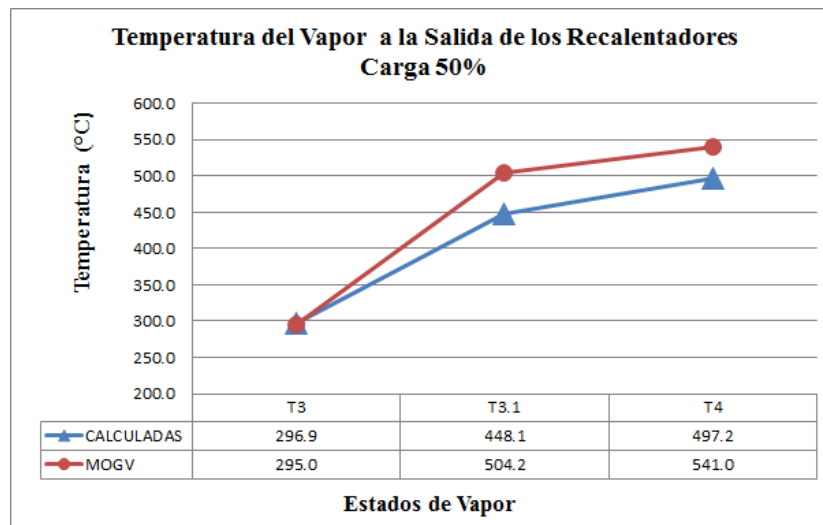


Figura 5.20. Temperatura del vapor recalentado, para el régimen de 50% de Carga.

Se puede apreciar que para el régimen de carga 50%, el modelo de simulación, presenta las temperaturas más lejanas a las establecidas en el MOGV, ya que como se mencionó en el apartado 5.2.2, el régimen de carga del 50%, opera bajo los valores de las variables independientes más extremas para el modelo, es decir, con los valores más atípicos del sistema, por ejemplo, desde el análisis térmico del hogar se maneja un exceso de aire del 30% ($\alpha=1.30$), muy diferente al usado en los regímenes de carga 100% y 75%, que típicamente es exceso de aire óptimo es de $\alpha=1.05$, también el MOGV establece un porcentaje de gases de recirculación del 45%, que es el valor más extremo presentado para todos los regímenes de carga, debido a que la recirculación de gases de combustión es una

técnica para incrementar la cantidad de calor suministrado al hogar, lo que provoca que se presenten las diferencias más significativas de temperatura en la simulación del régimen de carga del 50%. Esta diferencia es difícil de corregir, ya que al tomar diversas consideraciones con el fin de mejorar la exactitud de los resultados a carga del 50%, estas a su vez, producen resultados menos precisos en el resto de los regímenes de operación.

La diferencia de temperatura calculada por el modelo y la establecida en el MOGV a régimen de carga del 50%, es de 43.8°C, esta diferencia, es atribuible a las características propias del modelo de transferencia de calor, ya que las propiedades del vapor de agua a la entrada del recalentamiento (estado 3), están muy próximas entre sí, siendo la diferencia entre ellas de 1.5°C.

No obstante, la exactitud del modelo mejora para la simulación de carga del 25%, ya que la diferencia entre la temperatura calculada con la presente simulación y la establecida en el MOGV, es pequeña, como se puede apreciar en la figura 5.21.

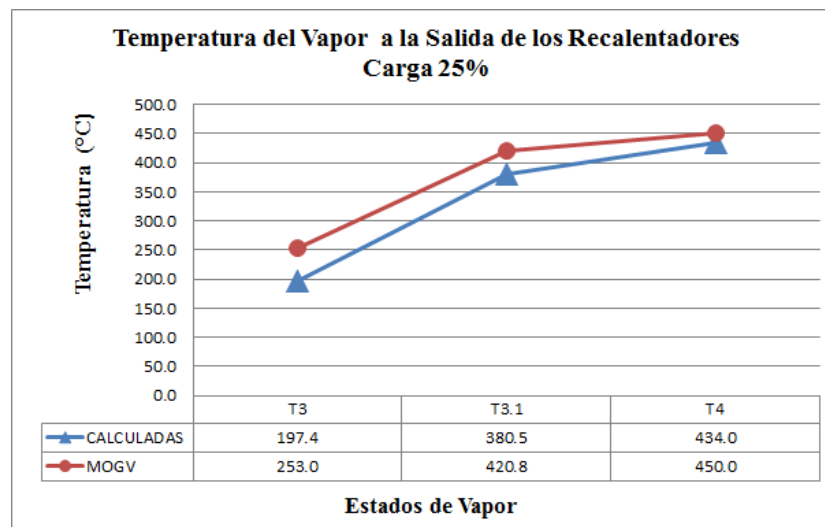


Figura 5.21. Temperatura del vapor recalentado, para el régimen de 25% de Carga.

Donde la temperatura del vapor recalentado (estado 4), calculada con la presente simulación es de 434°C, que son 16°C por debajo de la establecida en el MOGV y que de manera porcentual esta variación representa un 3.6%.

Cabe señalar que esta diferencia, se debe a las características del vapor que se dirige al recalentamiento (estado 3) ya que, de antemano, la temperatura del vapor recalentado considerada para el modelo de transferencia de calor es inferior a la establecida en el MOGV en 55.6°, esto ocasiona que la temperatura calculada por el modelo sea menor que la establecida en el MOGV. Sin embargo, el ajuste se debe realizar en el módulo de la turbina de vapor y sus extracciones, ya que en la presente investigación se consideran solo dos extracciones de vapor para la turbina, lo que ocasiona pequeñas variaciones en el modelo del análisis del ciclo térmico de vapor y no en el módulo de la transferencia de calor en los recalentadores.

En la figura 5.22, se aprecian las temperaturas del vapor recalentado para los cuatro regímenes de carga analizados, cuya diferencia de temperatura promedio calculada a la salida del recalentamiento (estado 4), respecto a las establecidas en el MOGV, es de 21.0°C , que en términos porcentuales representa una diferencia de temperatura calculada, respecto a la establecida en el MOGV de 4.25%, se advierte que dentro de esta diferencia de temperatura, se incluye el efecto de la temperatura del vapor a recalentamiento (estado 3), determinado en el análisis de la turbina de vapor, con lo anterior, se establece que el modelo de transferencia de calor en los recalentadores de vapor, presenta un ajuste adecuado y que las variaciones más significativas son provocadas por la temperatura del vapor recalentado (estado 3), que dependen del análisis de la turbina de vapor, lo que se analizara más adelante.

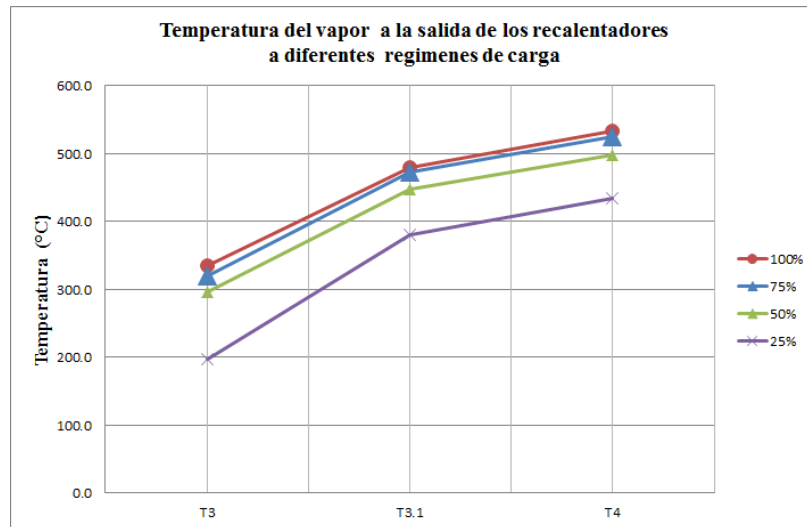


Figura 5.22. Temperatura del vapor recalentado a diferentes regímenes de operación.

Por otra parte, con el modelo de simulación de la transferencia de calor en los recalentadores de vapor también se determinan las propiedades termodinámicas de los gases de combustión a la salida de cada intercambiador (estados d , e , f), específicamente, las temperaturas, que son presentadas en la figura 5.23; donde éstas fueron calculadas con el modelo de simulación de la transferencia de calor y son comparadas con las temperaturas conocidas y establecidas en el MOGV, para los regímenes de carga 100%, 75%, 50% y 25%.

En la figura 5.23, se aprecia que la temperatura de los gases de combustión, a la salida de los recalentadores de vapor (estados Te y Tf), calculadas por el modelo y las establecidas por el MOGV, se determinó que la diferencia en la temperatura de los gases de combustión a la salida de los recalentadores, respecto a la temperatura establecida por el MOGV son de 52.8°C , 54.7°C , 39.1°C y 2.9°C , respectivamente, siendo el promedio absoluto de la diferencia de la temperatura calculada por el modelo, respecto a la establecida en el MOGV, es de 37.3°C . Sin embargo dichas diferencia de manera porcentual son: 9.85%, 10.94%, 8.25% y 0.75%, lo que en promedio representan una variación del 7.44%. Lo que permite tener la confianza para emplear la metodología de transferencia de calor en

los recalentadores de vapor para simular el ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica en los apartados siguientes.

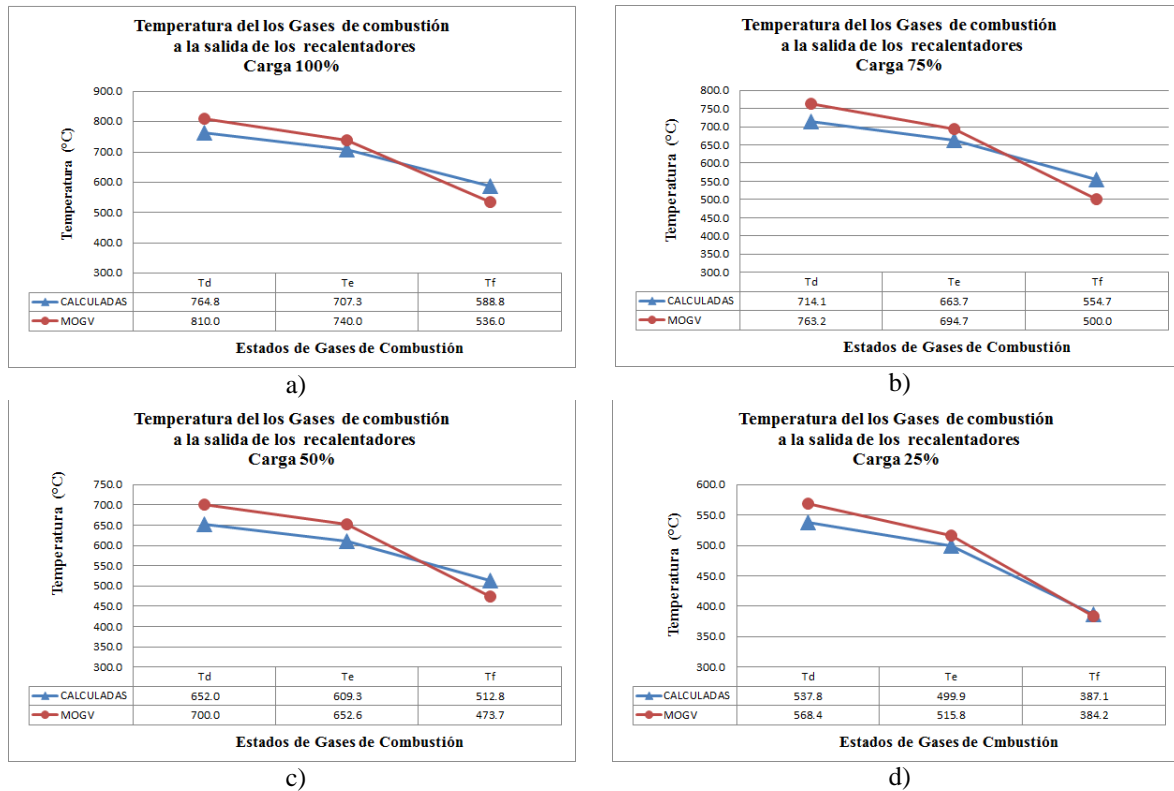


Figura 5.23. Temperatura de los gases de combustión a la salida de los recalentadores de vapor calculadas y establecida en el manual de operación a) Carga 100%, b) Carga 75%, c) Carga 50% y d) Carga 25%.

Con los resultados de la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor, que involucra a los sobrecalentadores y recalentadores, se puede apreciar que la metodología presentada, simula con un ajuste aceptable el fenómeno de transferencia de calor, en las superficies de intercambio de calor. Que si bien, son metodologías ampliamente estudiadas, pocas veces se emplean de manera conjunta y, más aún, se integran al análisis de ciclos térmicos de vapor, donde las características del vapor de agua se consideran como datos conocidos. Normalmente se limitan, al estudio del ciclo térmico de vapor, determinando el trabajo útil generado y la eficiencia del ciclo, lo cual limita las investigaciones, debido a que no se integra el análisis de la transferencia de calor y de los procesos de combustión, que permita observar el efecto de las modificaciones a las variables independientes sobre el régimen completo de operación y de esta manera contribuir a la toma de decisiones en la operación de la central termoeléctrica.

En el apartado siguiente, se analiza el ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica analizada, donde el modelo de simulación toma los valores de las variables obtenidas a través de las ecuaciones de transferencia de calor y simula la operación del ciclo térmico de vapor en su totalidad, se presenta un análisis variando las presiones de extracción de la

turbina de alta y baja presión y se analiza su efecto sobre la potencia generada y la eficiencia térmica del ciclo.

5.2.5. Efecto de las presiones de extracción de la turbina de vapor sobre el trabajo útil generado y la eficiencia térmica del ciclo

Con los resultados de las secciones 5.2.2 a 5.2.4, se puede realizar el análisis del ciclo térmico de vapor, tomando en consideración, que se desconocen las características de la turbina de vapor, entre ellas las presiones de extracción de la sección de alta (P2) y baja presión (P5) de la turbina.

Con la intención de estudiar el efecto de las presiones de extracción de la turbina sobre el rendimiento total del ciclo y la potencia generada, en el análisis que se presenta en este apartado se realiza la simulación del ciclo térmico de vapor a carga 100% de la central termoeléctrica, empleando los resultados obtenidos en los apartados anteriores, pero considerando las presiones de extracción como variables independientes.

Para realizar el análisis se empleó el formulario *Cálculo energético* de la figura 5.24, el cual permite seleccionar diferentes configuraciones de las presiones de extracción de la turbina de vapor.

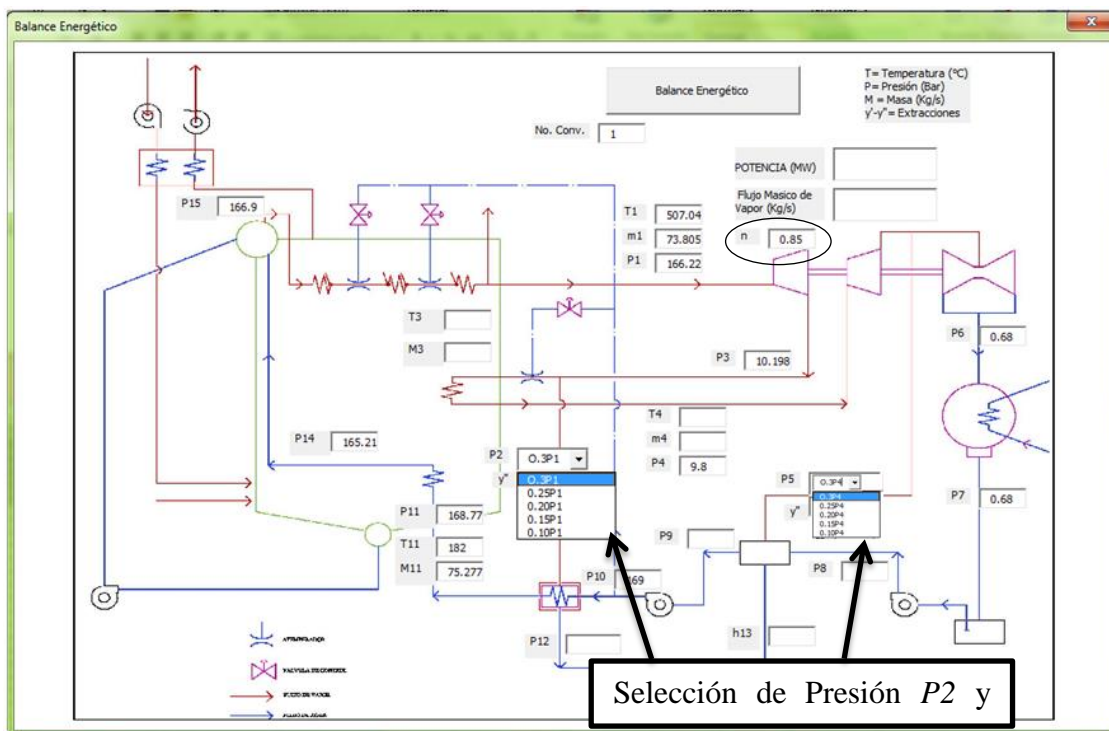


Figura 5.24. UserForm, calculo energético para el análisis del ciclo térmico de la central termoeléctrica, con selección de presión de extracción P2 y P5.

Las diferentes configuraciones de presiones de extracción de alta (P2) y baja presión (P5) de la turbina, van desde el 30% de la presión de vapor principal y vapor recalentado, que alimentan a las respectivas extracciones de vapor, en decremento de 5% hasta llegar a un 10% de la presión de vapor respectivamente, de tal manera que se tiene la posibilidad de seleccionar, cinco configuraciones para la presión de extracción de alta (P2) y otras cinco configuraciones para la presión de extracción (P5) (ver figura 5.24).

Una vez seleccionadas las presiones de extracción, que son las variables independientes de la presente simulación, e indicado una eficiencia isentrópica para la turbina, el formulario *Calculo Energético*, realiza un balance masa y energía de la central termoeléctrica y calcula la transferencia de calor en los recalentadores. Con ello se determinan los valores de todas las variables termodinámicas del ciclo, lo que permite calcular el trabajo útil generado y la eficiencia térmica, para las veinticinco diferentes configuraciones de las presiones de extracción de la turbina de vapor, consideradas para el análisis.

En la figura 5.25, se muestra la potencia generada por el ciclo, considerando diferentes combinaciones de las presiones de extracción de la turbina de vapor P2 y P5. Se observan 25 diferentes combinaciones de potencia generada. En el eje de las *abscisas*, se muestra la presión de extracción de vapor de baja presión, en el eje de la *z*, la presión de extracción de alta presión, en el eje de las *ordenadas*, se muestra la potencia neta generada por el ciclo térmico de vapor.

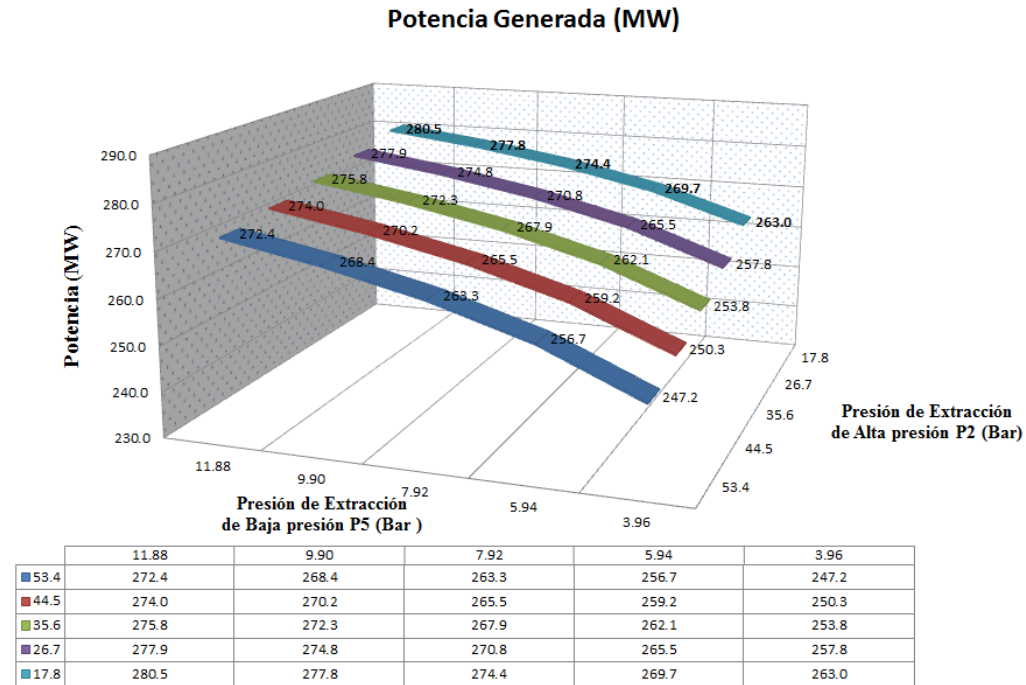


Figura 5.25. Potencia generada, para diferentes extracciones de vapor.

Los valores de la presión de extracción que permiten que el ciclo genere mayor potencia es la combinación de la presión de alta P2= 17.80 Bar (10% de la presión de vapor principal)

y la presión de baja P5= 11.88 Bar (30% de la presión de vapor recalentado), lo que genera 280.5 MW, con lo que se deduce que la potencia máxima se obtiene en el punto donde las presiones de extracción de alta y baja presión, están próximas entre sí, es decir, cuando la extracción de alta presión (P2) se realiza en su valor mínimo y la extracción de vapor de baja presiones (P5), se realiza en su valor máximo.

Por otro lado, en la figura 5.26, se aprecia que la eficiencia térmica del ciclo, bajo las condiciones de operación del 100% de carga, se encuentra entre 35.5% y 37.2%, para las diferentes configuraciones de las presiones de extracción simuladas. La máxima eficiencia calculada es de 37.2%, para la combinación de presión de extracción de alta P2, de 17.80 Bar (10% de la presión de vapor principal) y la presión de extracción de baja P5 (30% de la presión de vapor recalentado), de 3.96 Bar.

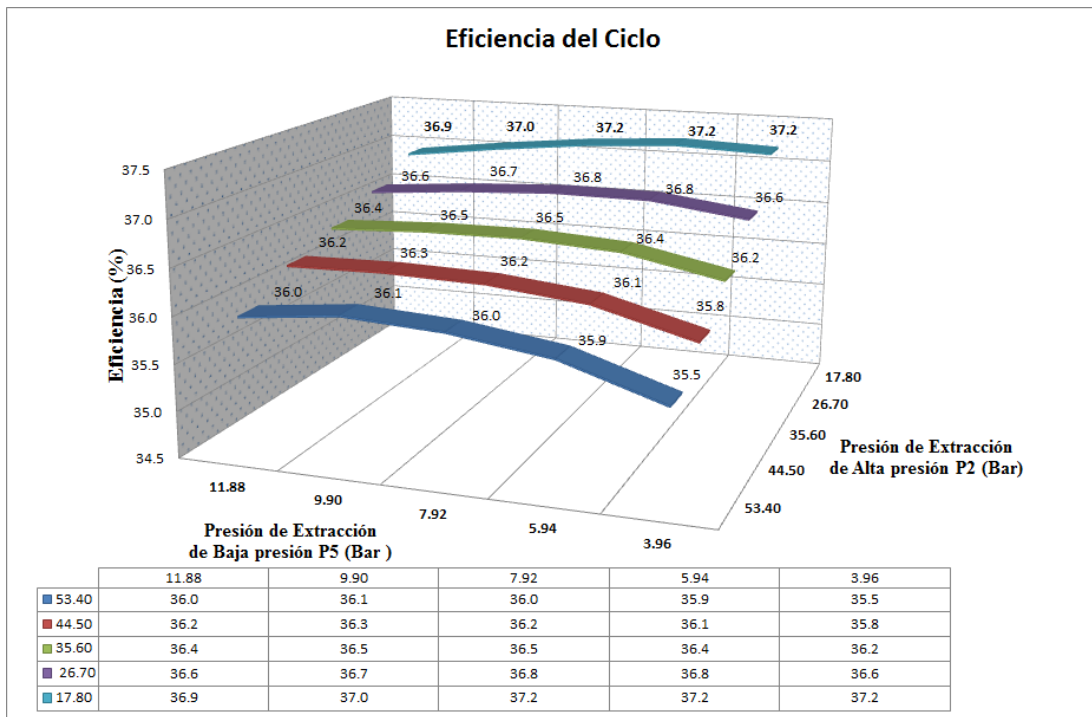


Figura 5.26. Eficiencia térmica del ciclo, considerando diferentes presiones de extracción P2 Y P5.

En función de los resultados de potencia y eficiencia obtenidos, se puede establecer que el ciclo térmico de vapor opera en mejores condiciones, cuando la presión de extracción de alta P2, es mínima y cuando la presión de extracción de la turbina de baja presión P5, es máxima, lo que genera una potencia máxima de 280.5 MW y una eficiencia térmica del ciclo de 36.9%, sin embargo, si se emplea la presión de extracción de baja P2, al mínimo, conservando la presión de extracción de alta potencia P5 al máximo, se logran 263 MW, y la eficiencia máxima del ciclo térmico de 37.2%, que es sólo 0.3% más alta que en el caso anterior, sin embargo existe una disminución considerable en la potencia generada de 17.53 MW. Por lo tanto, se puede concluir que es conveniente realizar la extracción de alta presión P2, en su valor mínimo y la extracción de la turbina de baja presión P5 al valor

máximo, a fin de no producir una reducción considerable en el trabajo útil generado por el ciclo.

Como se ha indicado anteriormente, no se cuenta con el manual de operación de la planta completa, sólo se cuenta con información correspondiente al generador de vapor, esto hace imposible conocer algunos parámetros de operación como son las presiones de extracción P_2 y P_5 . Por esta razón se realizó el análisis de los diferentes valores de estas variables a fin de ajustar lo más posible al modelo al ciclo real.

Por lo anterior, en el siguiente apartado se establece que la presión de extracción de vapor de la turbina de alta presión es del 10% ($P_2 = 0.10 \cdot P_1$) de la presión de vapor sobrecalentado y que la presión la extracción de vapor de la sección de baja presión de la turbina es del 30% ($P_5 = 0.30 \cdot P_4$) de la presión de vapor recalentado. La consideración anterior se toma, ya que estos valores, se ajustan mejor al modelo del ciclo real de la central termoeléctrica y a su vez reduce el número de variables independientes en la simulación.

5.3. ANÁLISIS DE LA SIMULACIÓN DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA A CARGA VARIABLE

En este apartado, se presentan los resultados de la simulación del ciclo de vapor de la central termoeléctrica, a carga variable, para ello, se desarrolló un formulario de usuario llamado *Análisis de carga variable*, que se aprecia en la figura 5.27.

Aquí se analiza el comportamiento del ciclo térmico de vapor, considerando una potencia nominal de generación de 280.5 MW.

Como se indicó anteriormente, para reducir las variables independientes de la simulación, se considera que la presión de extracción de la turbina de vapor de alta presión, es igual al 10% de la presión de vapor principal ($P_2 = 0.10 \cdot P_1$) y que la presión de extracción de la turbina de baja presión es equivalente al 30% de la presión del vapor recalentado ($P_5 = 0.30 \cdot P_4$), que son las configuraciones de extracción que presentaron mejores resultados y con mejor ajuste sobre la potencia generada por el ciclo en la sección 5.2.5.

Figura 5.27. U serForm análisis de cargas parciales.

La finalidad del formulario *Análisis de Carga Variable*, es predecir los valores de operación recomendados para cierto régimen de carga, para ello, se le solicita al usuario, un régimen de carga al cual necesita simular el ciclo térmico de vapor, en un rango del 25% al 100% de carga térmica. Se incorporaron restricciones en la simulación para permitir regímenes de operación entre el límite inferior del 25% y límite superior del 100%, esto con la finalidad de no permitir regímenes de operación “peligrosos” para el ciclo térmico de vapor.

Para realizar el análisis de carga variable el usuario debe seleccionar un porcentaje de carga al cual desea realizar la simulación. En la figura 5.28, se observa que el usuario ha seleccionado un porcentaje de carga del 80%. Después de realizar la simulación, el formulario *análisis de carga variable*, muestra los valores de las variables independientes, con las que calcula el régimen de carga solicitado; entre ellas: flujo másico de combustible, dosado, flujo de gases de combustión que se producirá, flujo másico de agua de alimentación requerida, flujo de gases de recirculación recomendado, la potencia calculada y el régimen de carga la que se detuvo la simulación.

ANÁLISIS DE CARGAS PARCIALES

Este Apartado, Determina las características de la central Termoeléctrica, con un generador de vapor de 350 MW y Una Turbina de Vapor con una potencia NOMINAL 280 MW

PORCENTAJE DE CARGA (100% - 25%) %

VALORES RECOMENDADOS DE OPERACIÓN

Flujo Masico de Combustible (T/hr)	62.5048904143106
Dosado	1.05
Flujo de Gases de Combustion(Kg/s)	1324.29245604377
Flujo Masico de agua de Alimentación (T/hr)	858.234640522876
Flujo Masico de vapor principal (Kg/s)	242.817719680465
Flujo Masico de Recirculación (Kg/s)	0.2858388
Potencia CALCULADA (MW)	225.402113835255
Regimen de Carga (%)	80.8653162211027

Valores de las variables independientes, cuando el programa cumple con el criterio de paro.

Figura 5.28. Valores recomendados de operación a carga parcial del 80%

El programa *Análisis de Carga Variable*, emplea el método de sustituciones sucesivas. Asume los valores de las variables independientes que corresponden al régimen de carga del 25%, establecidas en el MOGV, se realiza la simulación de todos los módulos presentados en el apartado 5.2 y se determina la potencia generada, se establece como criterio de paro, que la potencia obtenida por la simulación del ciclo de vapor, sea igual o mayor a la potencia requerida para el régimen determinado por usuario, si esto no se cumple, el programa asume valores nuevos para la próxima iteración.

La selección de los valores de las variables independientes, dependen del flujo másico de combustible, se incorporan funciones de interpolación que ayudan a determinar valores como: el flujo másico de agua de alimentación, presiones del domo de vapor y presiones en los estados termodinámicos de la planta termoeléctrica, flujo de aire a la cámara de combustión, exceso de aire y fracción de gases de recirculación, entre otros. El diagrama de flujo de la figura 5.29, ayuda a comprender mejor el proceso de la simulación a carga variable.

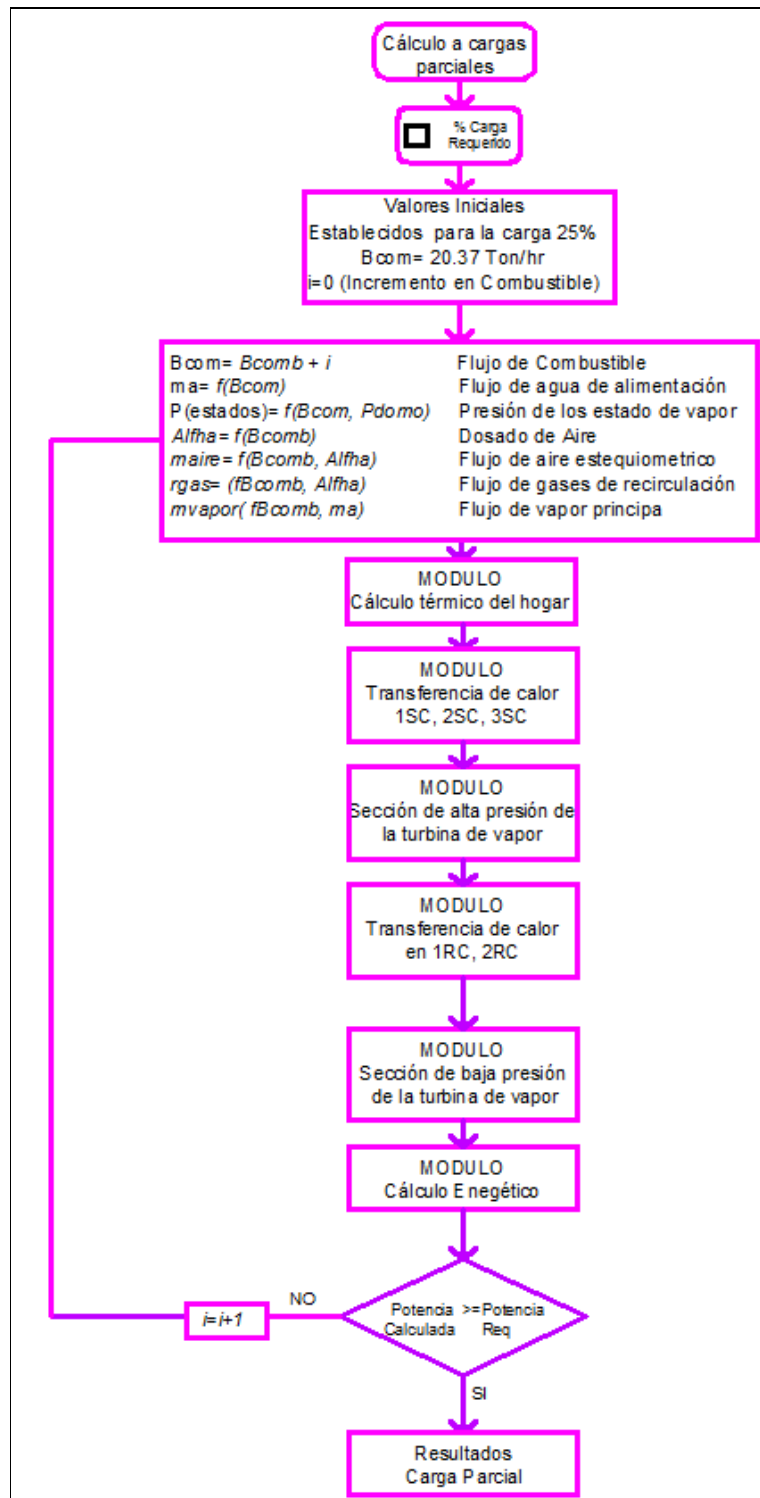


Figura 5.29. Diagrama de flujo de la simulación a cargas variable.

La simulación a cargas variable, inicia con un flujo másico de combustible de 20.37 t/hr que corresponde a la carga térmica del 25% para la primera iteración, luego se desarrollan todos los módulos de cálculo hasta determinar la potencia del ciclo térmico de vapor. El

incremento del flujo de combustible se considera de 1 t/hr adicional para las iteraciones subsecuentes. El incremento podría realizarse también en intervalos más pequeños, lo que ocasionaría un mayor número de iteraciones antes de llegar a la potencia que corresponda a carga requerida por el usuario, con lo que se obtendrían resultados más próximos entre si y por ende, aproximaciones de potencia con intervalos más pequeños, lo cual no es muy relevante, ya que en los sistemas térmicos dichas diferencias no son significativas por la tamaño del sistema térmico (Boehm, 1997).

Para presentar los resultados de la simulación y conocer el comportamiento de las variables termodinámicas del ciclo, el formulario *análisis de carga variable*, envía a una base de datos los valores de las variables en cada iteración, lo que permite interpretar el comportamiento de los parámetros importantes del ciclo térmico de vapor.

Es importante mencionar que el MOGV establece los parámetros de operación a cuatro regímenes de carga conocidos (25%, 50%, 75% y 100), contra los cuales se pueden realizar algunas comparaciones.

En la figura 5.30, se muestran las curvas de la temperatura del vapor de agua a la salida de cada sobrecalentador a régimen de carga variable, que fueron calculadas con la metodología de la transferencia de calor descrita en la sección 3.2.

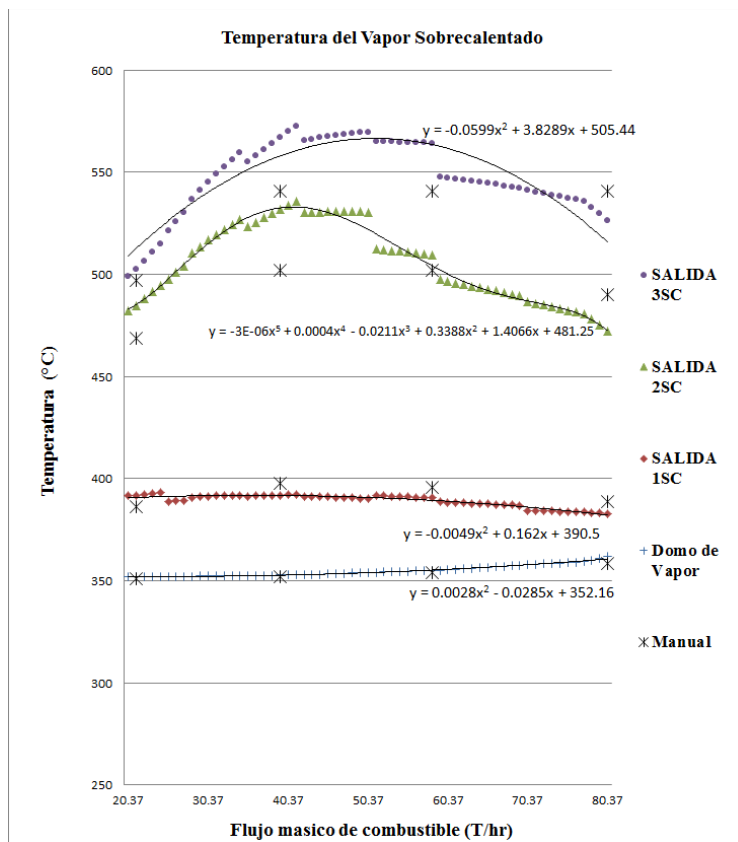


Figura 5.30. Temperatura del vapor a la salida de los sobrecalentadores de vapor a régimen de carga variable.

Se puede apreciar que, la temperatura del vapor de agua en el domo, se mantiene muy próxima a los 350°C , lo que concuerda con lo establecido por el MOGV. Por otra parte, también se observa que la temperatura del vapor a la salida del primer sobrecalentador, se mantienen en el orden de 383°C y 393°C , lo que también está muy próximo a los valores establecidos en el MOGV.

Por otra parte, en la figura 5.30, se aprecia que la temperatura del vapor de agua a la salida del segundo sobrecalentador, varía desde 472°C hasta 534.7°C a régimen de carga variable y que los resultados obtenidos se ajustan a una línea de tendencia de un polinomio de quinto grado.

Para el caso de la temperatura del vapor de agua a la salida del tercer sobrecalentador, ésta varía desde 502°C hasta 572.7°C a régimen de carga variable, de tal forma que los resultados obtenidos se ajustan a una línea de tendencia de un polinomio de segundo grado. Cabe señalar, que la simulación determina que la temperatura a la salida del tercer sobrecalentador no se comporta de manera lineal, como lo establece el MOGV, que la considera constante de 541°C , lo cual no ocurre en la simulación. No obstante, el promedio de la temperatura del vapor de agua a la salida del tercer sobrecalentador a régimen de carga variable es de 537.3°C , muy similar a la del manual.

Por otra parte, la figura 5.31, muestra el comportamiento de la temperatura del vapor recalentado a régimen de carga variable, se aprecia que existe proximidad entre los valores obtenidos con el modelo respecto a la temperatura establecida por el MOGV. Por ejemplo, el MOGV, establece que los valores de la temperatura de vapor a recalentamiento son de 253°C , 295°C , 317°C y 341°C para la carga térmica del 25%, 50%, 75% y 100%, no obstante el modelo entrega valores de 197.4°C , 296.9°C , 320.1°C y 334.2°C , para los mismos regímenes de carga, y el promedio de las diferencias entre la temperatura establecida en el MOGV y la calculadas por el modelo es de 16.77°C , que porcentualmente representa 0.95%, para los mismos regímenes de carga.

La curva de la temperatura del vapor a recalentamiento, que se muestra en la figura 5.31, se ajusta a una línea de tendencia de un polinomio de tercer grado y guarda similitud con la tendencia de la temperatura del vapor de agua a la salida del primer recalentador y segundo recalentador.

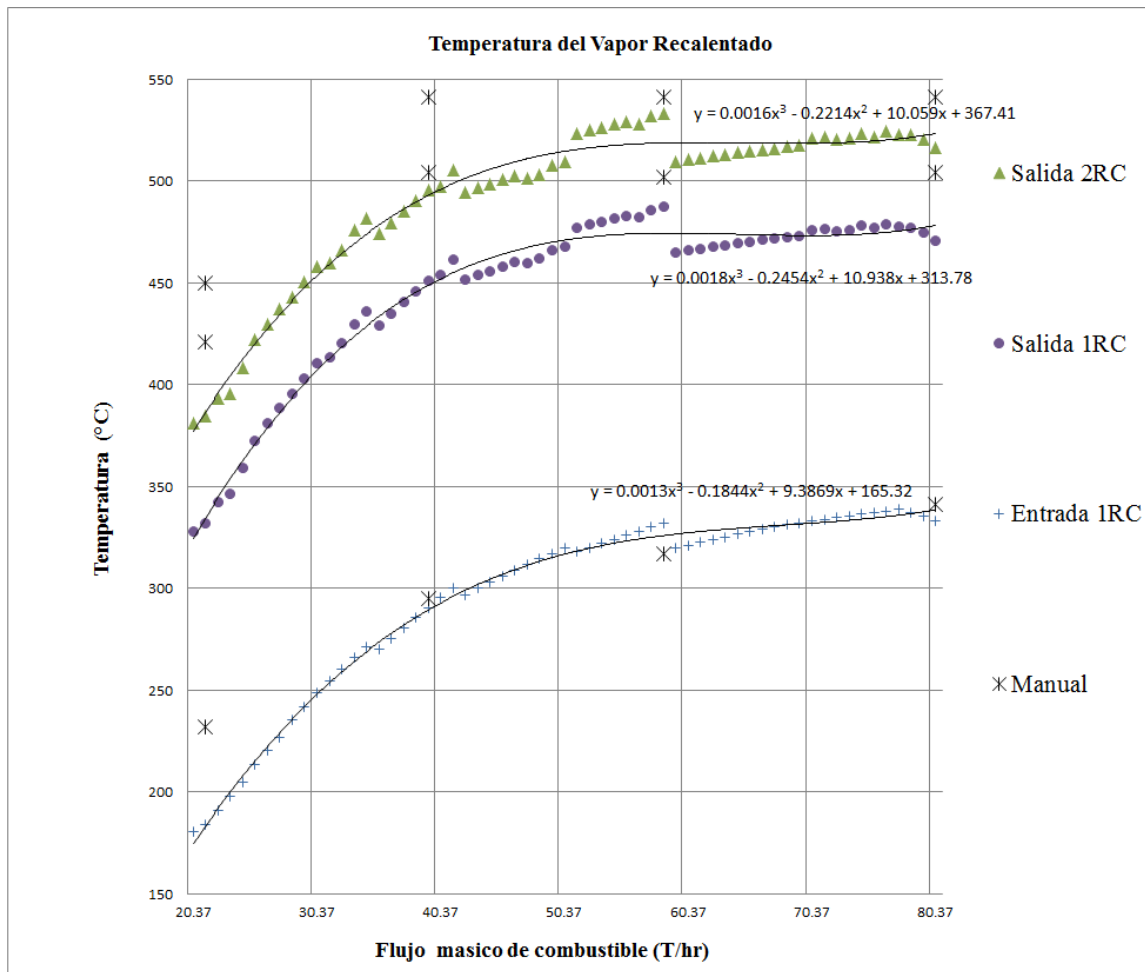


Figura 5.31. Temperatura del vapor a la salida de los recalentadores a régimen de carga variable.

Par el caso de la temperatura del vapor de agua a la salida del primer recalentador, el modelo de simulación determina la temperatura en un rango de 332°C a 478.7°C, se observa que hay proximidad con las temperaturas establecidas por el MOGV, y que los resultados se ajustan a una línea de tendencia de un polinomio de tercer grado.

En cuanto a la temperatura del vapor de agua a la salida del segundo recalentador, el MOGV, establece que esta temperatura tiene un comportamiento lineal a 541°C, lo cual no ocurre en la simulación, ya que las temperaturas que se determinaron se encuentran en el rango de 450.5°C y 531.7°C, valores que se ajustan a una línea de tendencia de un polinomio de tercer grado.

En la figura 5.32, se puede apreciar la temperatura de los gases calculadas a la salida de las superficies de intercambio de calor (ver figura 5.1), de cada uno de los elementos de la central termoeléctrica, se observa que el modelo de simulación, determina resultados muy exactos a los esperados, según el MOGV, y que las curvas de las temperaturas obtenidas se ajustan a líneas de tendencia de polinomios de segundo grado. Asimismo, se muestra que los resultados de la temperatura de los gases de combustión, se ajustan de manera muy

exacta a los valores conocidos y establecidos en el MOGV, no obstante la curva de la temperatura T_a , es una contribución muy importante a la presente investigación, ya que es calculada empleando el cálculo térmico del hogar del generador de vapor, no se presentaba en el manual y su valor permite determinar la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar, de la cual no existía hasta el momento un valor de referencia.

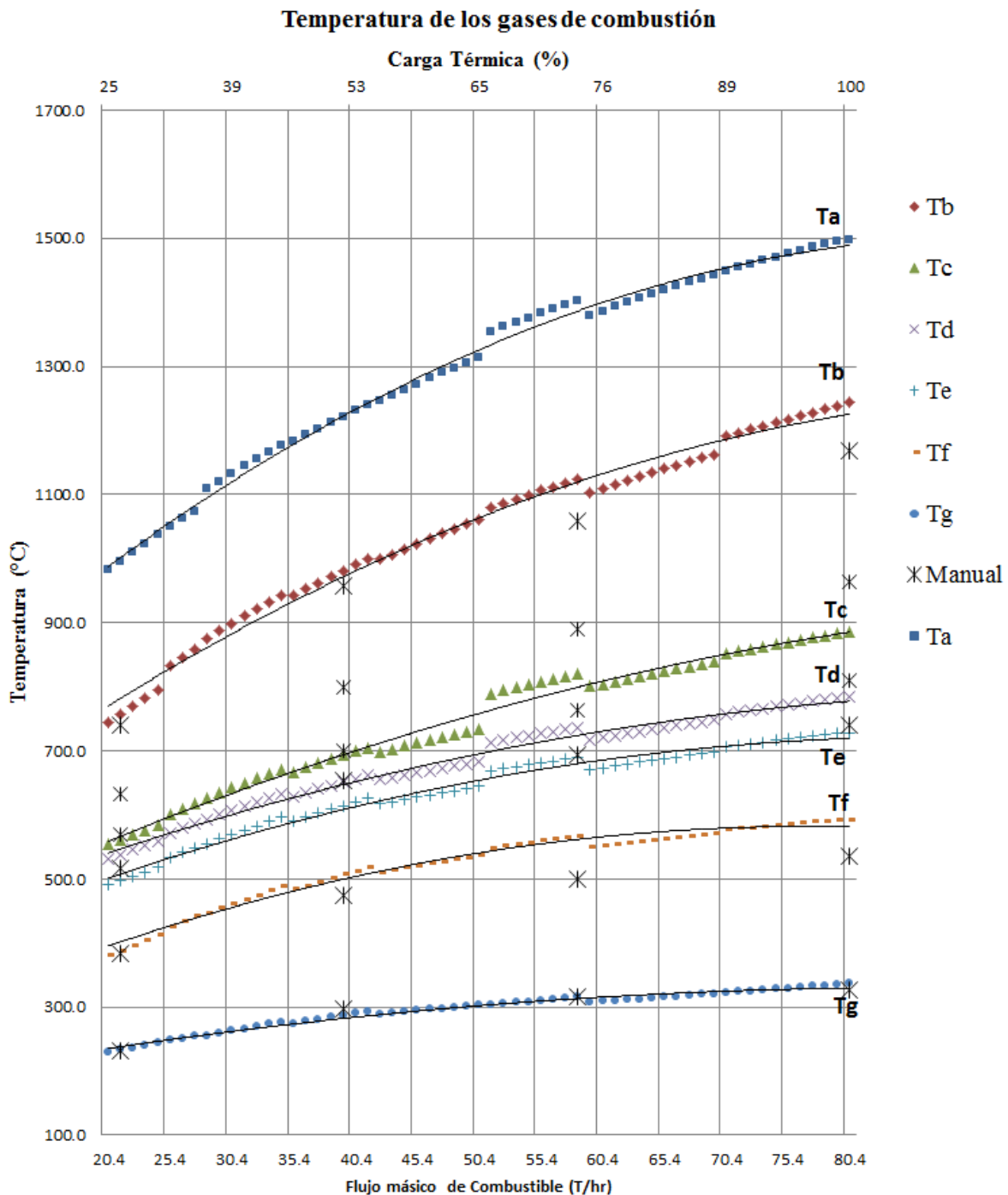


Figura 5.32. Temperatura de los gases de combustión a la salida de los elementos intercambiadores de calor.

El ajuste correcto de la temperatura de los gases de combustión calculada, que se aprecia en la figura 5.32, permite nuevamente demostrar que el modelo de simulación de la transferencia de calor y del ciclo térmico de vapor, entrega resultados adecuados con respecto a la operación real de la central termoeléctrica.

En la figura 5.32, las temperaturas de los gases de combustión son máximas a la salida del hogar del generador de vapor (estado *a*), sus valores van desde 994°C hasta 1492.4°C, seguidas por la temperatura del primer, segundo y tercer sobrecalentador y segundo y primer recalentador; así, la temperatura con la que los gases de combustión abandonan la zona de recalentadores (estado *f*) se encuentra entre 230.8°C hasta 336.7°C, dichos resultados concuerdan con los valores establecidos por el MOGV.

Por otro lado, en la figura 5.33, se muestra el dosado de aire de combustión, la fracción de gases de recirculación, así como la curva del efecto sumado de ambos, esto para apreciar la influencia que tiene el exceso de aire, sobre la eficiencia térmica del generador de vapor. Se aprecia que la eficiencia térmica máxima del generador de vapor es de 90%, la cual se encuentra entre en el régimen de operación del 66.6% hasta 75.6%. Esto resultado coincide con un efecto combinado de exceso de aire entre el 1.05 y 1.15%, valores recomendados para la quema de combustóleo en generadores de vapor y que permiten una combustión sin afectar la eficiencia térmica del mismo (Fernández, 2005).

En la misma gráfica, se aprecia que existe un considerable exceso de aire para cuando el generador de vapor opera a regímenes de carga pequeños llegando a superar el coeficiente de 1.4, para cuando opera al 25% de carga, lo que coincide con los valores más bajos de la eficiencia térmica del generador de vapor.

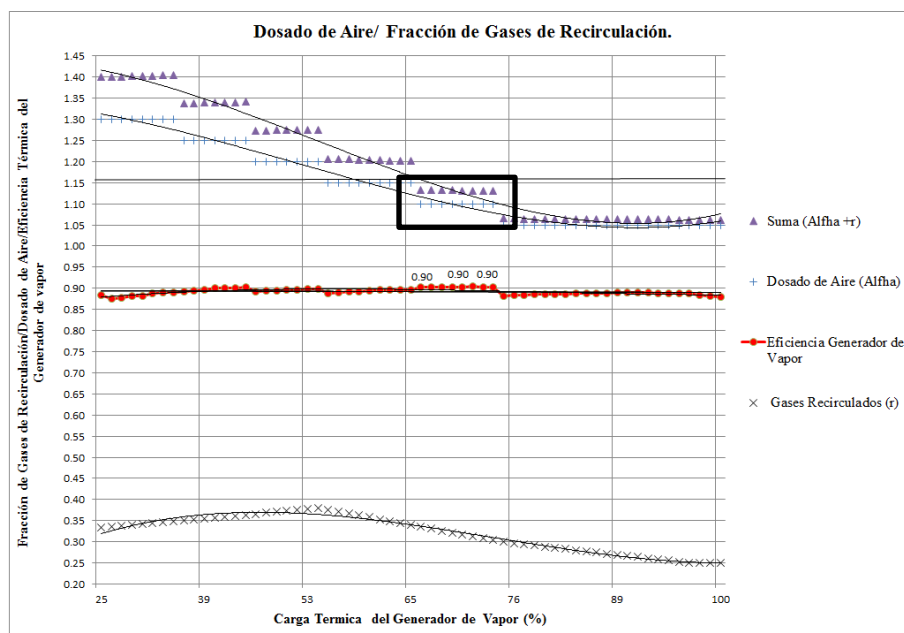


Figura 5.33. Efecto del exceso de aire en la mezcla de combustión y fracción de recirculación de gases al hogar del generador de vapor sobre la eficiencia térmica del generador de vapor

De acuerdo con la literatura, para incrementar la eficiencia térmica del generador de vapor se tienen dos alternativas, la primera, es aprovechar los gases de escape, para precalentar el aire de alimentación; la segunda es, encontrar la relación óptima de aire –combustible, para garantizar la combustión completa (Fernández, 2005). En este caso, la figura 5.34, muestra la eficiencia térmica del generador de vapor, analizada a carga variable; se aprecia que la eficiencia alcanza valores máximos entre 66.6% hasta 75.6% de carga, justo cuando el exceso de aire en el hogar del generador de vapor, es superior al valor de 1.05 e inferior al 1.15, que son los rangos de exceso de aire recomendada para la quema del combustible para garantizar la combustión completa.

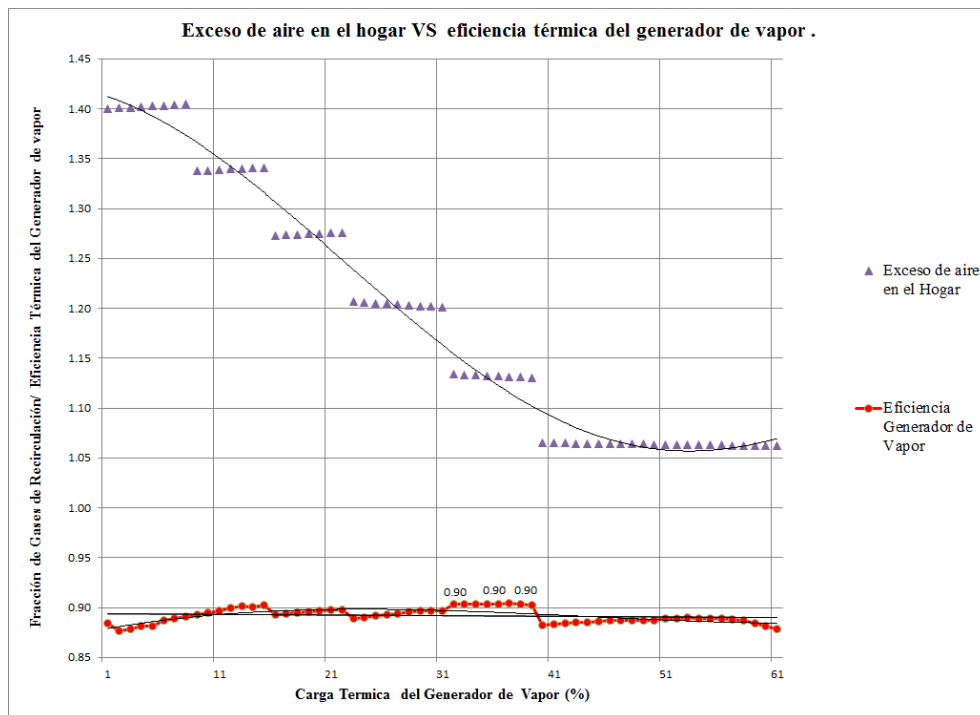


Figura 5.34 Eficiencia térmica del generador de vapor VS Exceso de aire en el hogar.

Por otra parte, las figuras 5.35 y 5.36, muestran la presión del domo de vapor y la presión del vapor al recalentamiento a régimen de carga variable, respectivamente. La importancia de la presión de operación del generador de vapor radica en que, al aumentar la presión de operación, se incrementa la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al vapor, Esta es una de las formas de incrementar la eficiencia térmica del ciclo, siempre y cuando las diferencias de presiones sea considerablemente grande (Cengel, 2012). El efecto de las modificaciones de las presiones de vapor principal y recalentado, se estudiarán en el apartado 5.5, en este momento, se presentan para validar la semejanza del modelo con los datos conocidos y establecidos en el MOGV.

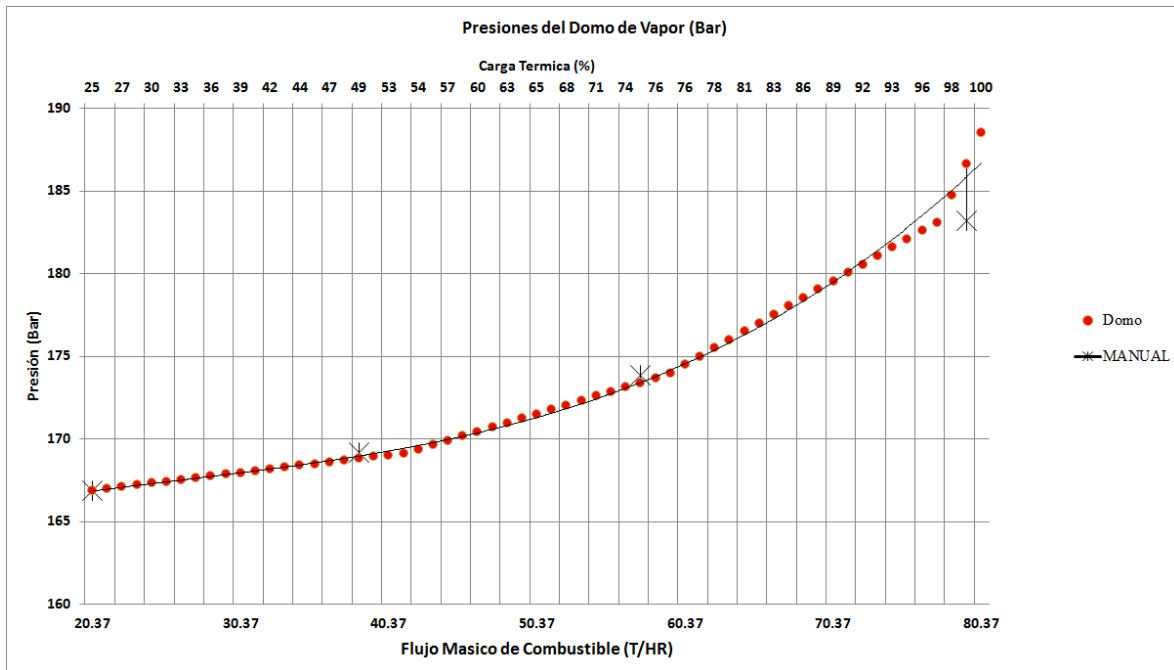


Figura 5.35. Presión de operación del generador de vapor.

El vapor de agua que regresa al generador de vapor para su recalentamiento, proviene de la etapa de alta presión de la turbina de vapor, la figura 5.36 muestra que el valor de la presión de recalentamiento, va desde 10 Bar para una carga térmica de 25% hasta 44 Bar para un régimen de operación del 100%, dicha presión está basada en los datos de operación de la central termoeléctrica. En la simulación a cargas parciales, se incorpora una función de interpolación, que define la presión en cada uno de los estados en función de los cuatro regímenes de carga conocidos (100%, 75%, 50% y 25%).

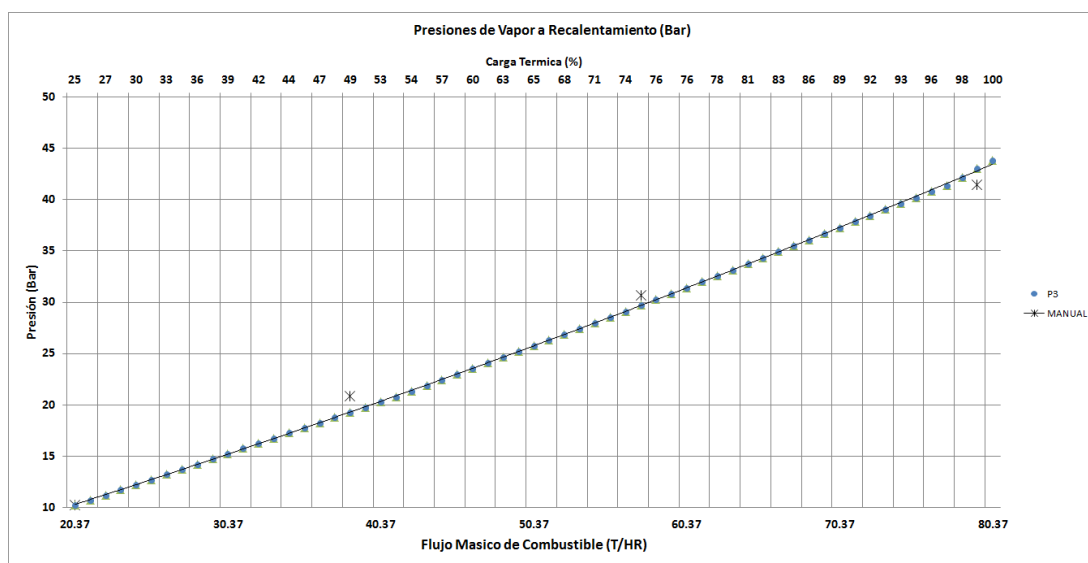


Figura 5.36. Presión de vapor a recalentamiento.

La figura 5.37, muestra la potencia de generación del ciclo térmico de vapor, como es de esperarse, la potencia aumenta conforme se incrementa el flujo de combustible al generador de vapor, desde una potencia de generación calculada de 65.38 MW para una carga térmica del 25% hasta 280.50 MW, para una carga térmica del 100 %.

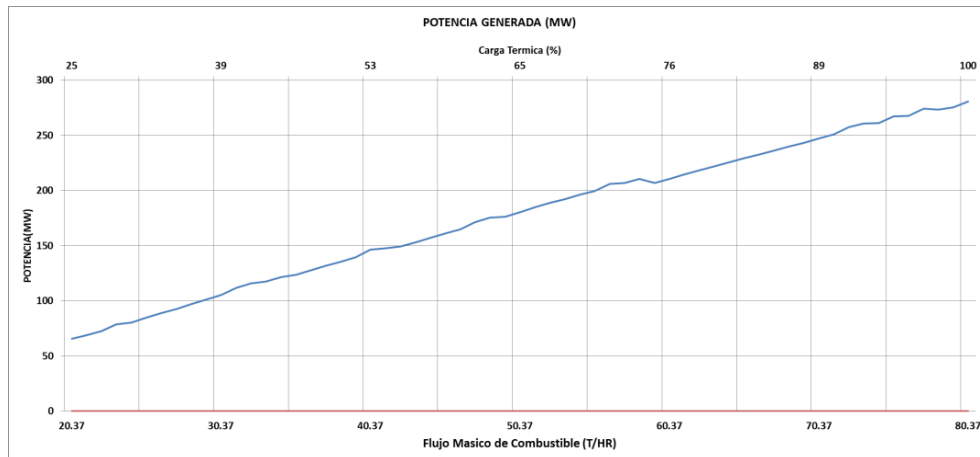


Figura 5.37. Potencia Generada por el ciclo térmico de vapor.

La figura 5.38 muestra la eficiencia térmica del ciclo a régimen de carga variable, bajo las condiciones establecidas de operación. Se puede apreciar que existen valores dispersos, que se ajustan a una línea de tendencia de un polinomio de segundo grado.

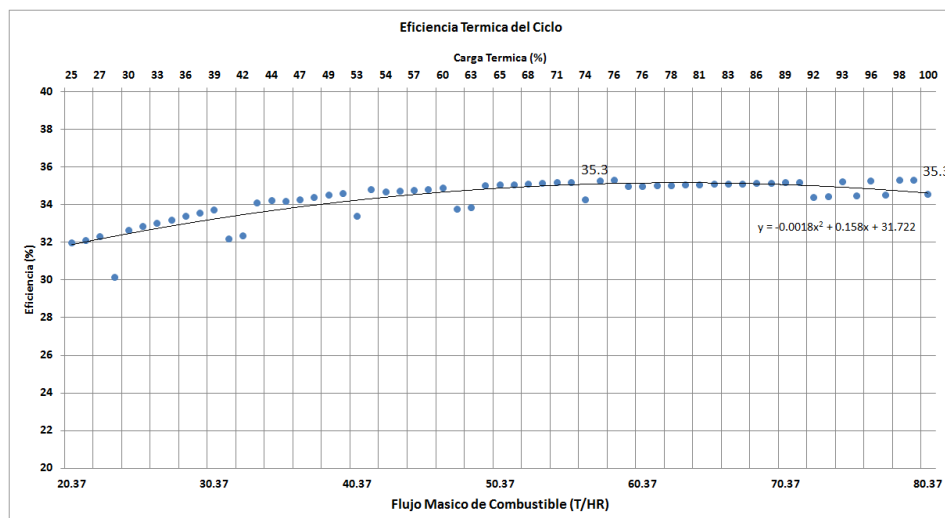


Figura 5.38. Eficiencia térmica del ciclo a régimen de carga variable.

En la figura 5.38, se aprecia que la eficiencia térmica del ciclo se encuentra en el rango del 30% al 35.3 %, para los diferentes regímenes de carga desde el 25% hasta el 100%. Se puede observar que existen dos máximos de eficiencia del 35.3%, uno de ellos, en el régimen de carga del 75.6% y el otro a plena carga del 98.4%. La eficiencia térmica máxima del generador de vapor (90.4%), concuerda con uno de los máximos de la

eficiencia térmica del ciclo al 75.6%, lo que no pasa en el máximo régimen de operación de 98.4%, donde la eficiencia térmica del ciclo vuelve a alcanzar un máximo, aun cuando la eficiencia del generador de vapor para este régimen es de 88.2%.

Tanto los resultados de la potencia generada como la de eficiencia térmica del ciclo, serán empleadas en el apartado 5.5, con el objetivo de realizar un análisis de sensibilidad e identificar la influencia de las variables independientes sobre el ciclo térmico de vapor, su efecto sobre la eficiencia y potencia generada, así como la influencia de dichos parámetros sobre el ajuste del modelo a las condiciones reales de operación.

El análisis energético de la central térmica de vapor, su validación y la verificación del modelo, ayuda a identificar la cantidad de energía transferida y obtenida como trabajo, sin embargo; este análisis no proporciona suficiente información sobre el potencial de trabajo que la energía química del combustible puede producir o a cuantificar las pérdidas de energía en los procesos de transformación de la energía que se llevan a cabo en la central termoeléctrica, conocidas como irreversibilidades.

Para lograr determinar la naturaleza de las pérdidas de cada elemento del sistema, en la siguiente sección se realiza un análisis exergético de la central térmica de vapor a los siguientes regímenes de carga y bajo las condiciones actuales de operación: 100%, 75%, 50%, 25%, también al 66.6%, que es donde se encuentran los máximos valores de las eficiencias del generador de vapor. Se incluye el régimen de carga del 98.4%, que es donde se encontró uno de los máximos de la eficiencia del ciclo, se incluyen otros dos regímenes en el estudio al 30% y 80% de carga, para tener ocho diferentes regímenes para el estudio del apartado 5.4. Cabe mencionar que el régimen de carga del 75.6%, donde se encontraron máximos en la eficiencia del generador de vapor y en el ciclo térmico, no se incluye en el estudio, ya que se considera relativamente próximo al régimen del 75%, y cuyos cálculos, no arrojan resultados significativamente diferentes al régimen de 75% que ya está incluido.

El análisis del apartado 5.4, permitirá identificar cuál de todos los regímenes de operación propuestos es el más eficiente, en términos energéticos y exergéticos para reducir las irreversibilidades y pérdidas del sistema.

5.4. ANÁLISIS EXERGÉTICO Y TERMOECONÓMICO DEL CICLO TÉRMICO DE VAPOR A CARGA VARIABLE

En este apartado, se presentan los resultados del análisis exergético y termoeconómico de la central térmica de vapor a ocho diferentes regímenes de operación, escogidos considerando los valores de eficiencia térmica del ciclo o del generador de vapor, así como convenientemente a los regímenes de carga conocidos, por motivos de comparación.

5.4.1. Análisis exergético de la central térmica de vapor

Como se explicó en el capítulo cuatro, el análisis exergético, permite dar seguimiento más detallado a las irreversibilidades y al flujo de la exergía en los sistemas.

En esta sección se presenta el análisis exergético del ciclo térmico de vapor que permite determinar el potencial de trabajo que se puede obtener de una fuente de energía, tomando en consideración el estado muerto o estado de referencia.

En la figura 5.39, se aprecia el aporte neto de exergía al sistema, el trabajo útil generada por el ciclo y la destrucción total de exergía de la central termoeléctrica Villa de Reyes. Se observa que el aporte neto de exergía es muy superior al trabajo útil obtenido por el ciclo, debido a que una gran cantidad de exergía se pierde por las irreversibilidades presentes en cada uno de los elementos de la central termoeléctrica. El máximo aporte neto de exergía es de 1,025.5 MW para la carga térmica del 100% y el mínimo es de 259.9 MW para la carga térmica del 25%, estos producen 280.5 MW y 66.5 MW de trabajo útil, respectivamente. La diferencia entre el aporte neto y el trabajo útil es la exergía destruida, producto de las irreversibilidades de los procesos y elementos de la central termoeléctrica.

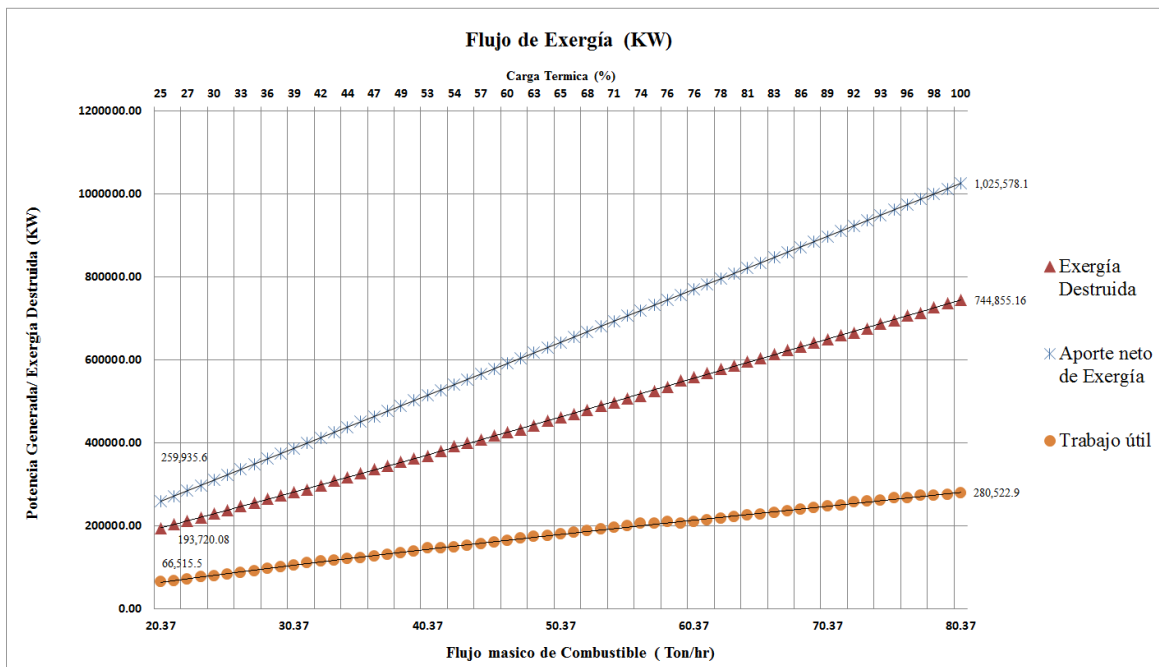
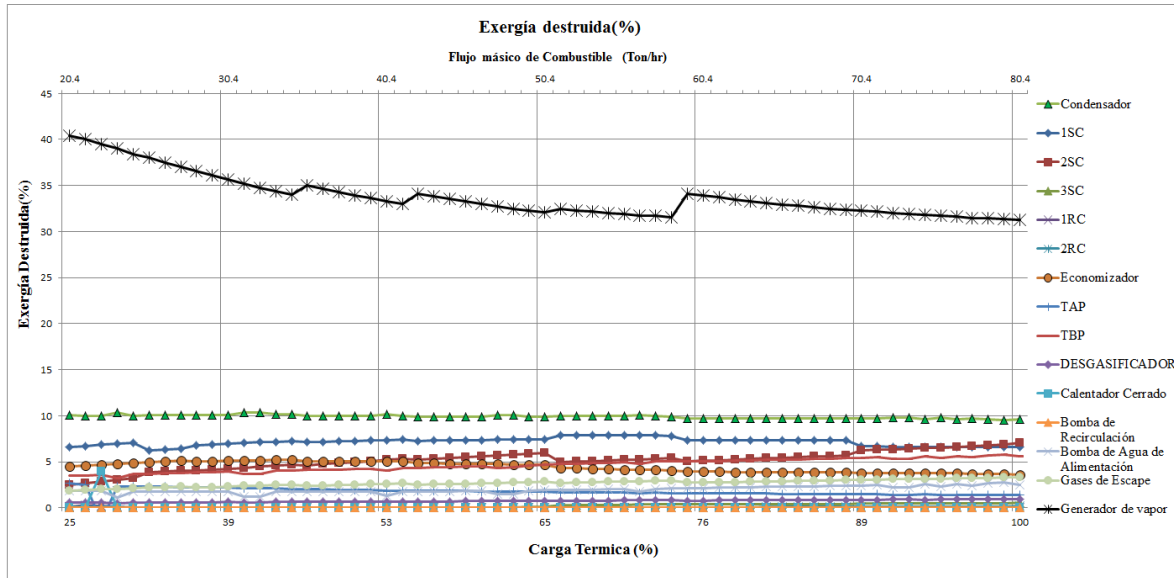


Figura 5.39. Exergía total destruida vs potencia neta generada.

La importancia del análisis exergético, radica es cuantificar la exergía destruida en cada componente del sistema, con el objetivo de identificar los elemento con la mayor generación de irreversibilidades y enfocar los esfuerzos en la optimización de la operación y diseño de éstos, por lo anterior, en la figura 5.40, se muestra el porcentaje de exergía

destruida en cada uno de los componentes de la central térmica de vapor, para valores del régimen de carga 25% hasta el 100% de carga.



**Porcentaje de Exergía destruida en, 1SC: primer sobrecalentador, 2SC: segundo sobrecalentador, 3SC: tercer sobrecalentador, 1RC: primer recalentador, 2RC: Segundo Recalentador, TAP: turbina de alta presión, TBP: turbina de baja presión.*

Figura 5.40. Porcentaje de Exergía Destruída en el ciclo térmico de vapor

En la figura 5.40, se aprecia que, entre los elementos responsable de generar las mayores irreversibilidades se encuentran el hogar del generador de vapor; responsable de la destrucción exergía en el rango del 30% al 40% en el ciclo, seguido por la destrucción de exergía en el condensador en el rango del 10% y de las asociadas al propio procesos de intercambio de calor en las superficies de intercambio de calor.

Esta destrucción de exergía se puede apreciar de mejor manera, en la figura 5.41, donde se agrupan las destrucciones de exergía por tipo de componente, para los diferentes regímenes de carga analizados, que son: 100%, 98.4%, 80%, 75%, 66.6%, 50%, 30% y 25%.

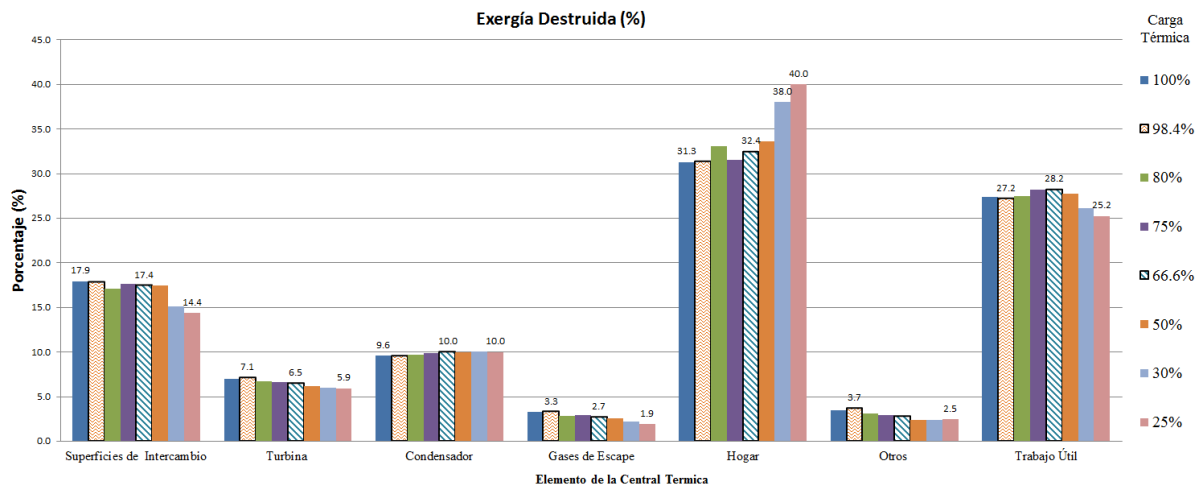


Figura 5.41. Porcentaje de Exergía Destruída en el ciclo térmico de vapor a diferentes regímenes de carga.

La máxima destrucción de exergía, ocurren en el hogar del generador de vapor, esto debido a que el propio proceso de combustión es irreversible, la exergía destruida, se encuentra en un rango del 31.3 al 40%. La máxima destrucción de exergía, ocurre al régimen de carga del 25% y la mínima al 100% de carga, se aprecia que la destrucción de exergía en el hogar del generador de vapor son menores en los regímenes de carga mayores esto, por una parte, debido a que a regímenes de carga mayores, el generador de vapor se opera cerca del valor de aire teórico recomendado para la combustión de combustóleo ($\alpha=1.05$ al 1.15), y la mezcla de combustible se encuentra en condiciones óptimas de temperatura para lograr la ignición del combustóleo, turbulencia adecuado para lograr el contacto íntimo combustible-oxígeno y tiempo suficiente para llevar a cabo el proceso de combustión, lo que no pasa a regímenes de carga pequeños, debido a las complicaciones para controlar la operación de los quemadores y el comportamiento de la combustión.

Por otra parte, a regímenes de carga mayores, la temperatura de la flama adiabática y por consiguiente la temperatura promedio a la cual se transfiere calor al fluido de trabajo es mayor, incrementando la eficiencia térmica del ciclo. Los procesos de combustión son difíciles de controlar, para reducir las irreversibilidades en el hogar del generador de vapor, se necesita lograr una combustión completa y estable, por ello se debe emplear un exceso de aire que garantice una buena combustión.

Dentro de las pérdidas de calor o irreversibilidades asociadas al generador de vapor se consideran los efectos de la combustión incompleta química, pérdidas de calor al medio ambiente por enfriamiento externo del generador de vapor, y perdidas de calor con gases de desecho; no obstante la principal fuente de irreversibilidades es la propia reacción química, donde las moléculas del combustóleo se rompen y los átomos y electrones se reagrupan con las moléculas de aire para formar los gases de combustión. Por ello, el control del exceso de aire y de los gases de recirculación resulta relevante para reducir las irreversibilidades, así

como controlar la temperatura del hogar e incluso controlar las emisiones de gases contaminantes como son el NO_x y CO_2 (Fernández, 2005).

Por otra parte, se aprecia que la exergía empleada para generar trabajo útil en la turbina de vapor se encuentra en el orden de 28.2% y 25.2%, siendo este porcentaje máximo en el régimen de carga del 66.6% y el mínimo de 25.2% que ocurre en el régimen de carga del 25%.

Las irreversibilidades producto del propio proceso de intercambio de calor en las superficies intercambiadoras de calor en el generador de vapor, se encuentran en un rango mínimo del 14.4% y máximo del 17.9% que ocurren en los regímenes de carga analizados del 25% y 100% de carga respectivamente, esta destrucción de exergía está asociada al enfriamiento y fricción de los productos de la combustión a su paso por los intercambiadores de calor. La destrucción de exergía en los elementos de intercambio de calor, disminuye ligeramente a regímenes de carga bajos, esto debido a que de manera relativa la disminución en la temperatura de los productos de la combustión es menor, a regímenes de carga pequeños y por ende la destrucción de exergía debido al intercambio de calor es menor, esto claro, considerado solo el efecto que tiene la transferencia de calor sobre las irreversibilidades.

Respecto a las irreversibilidades en la turbina de vapor, sumando las irreversibilidades de las etapas de alta y baja presión, la destrucción de exergía máxima presentada es del 7.1% y la mínima del 5.9%, que se presentan en los regímenes de carga analizados del 98.4% y 25% respectivamente. La generación de irreversibilidades en la turbina de vapor, están asociadas a la expansión del vapor en las etapas de la turbina, que va acompañada de un incremento de entropía del fluido de trabajo.

Para el caso del condensador, se aprecia que aproximadamente el 10% de la exergía se destruye en este elemento, esto debido a su propio proceso de disipación de calor con el entorno o sumidero.

En el rango otros, de la figura 5.41, se engloban las irreversibilidades producidas por las bombas de agua de alimentación y de recirculación, así como los calentadores de agua de alimentación conocidos como regeneradores en el ciclo térmico de vapor que se encuentran en el rango máximo del 3.7% y un mínimo del 2.5% para el régimen de carga del 98.4% y 25%, respectivamente. Los regeneradores de vapor, pueden contribuir al incremento del rendimiento térmico del ciclo, incrementando el número de ellos, lo que permite reducir las pérdidas por irreversibilidades, sin embargo, su instalación es usualmente determinada por consideraciones económicas, su instalación es justificable si el ahorro de combustible es significativo respecto al costo de inversión del regenerador de vapor (Dincer, 2007).

Finalmente se aprecia que la exergía destruida con los gases de escape es relativamente pequeña siendo la máxima del 3.3% y la mínima de 1.9%, para los regímenes de carga

analizados del 98.4% y 25% respectivamente. en este sentido, la implementación de recuperadores de calor o la renovación de alguno de los elementos del ciclo, puede representar mejoras a la eficiencia, en este caso, se podría renovar por ejemplo, el calentador de aire regenerativo, ya que otros estudios (Kaya y Eyidogan, 2009) han demostrado que la renovación del calentador de aire regenerativo, incrementa la eficiencia térmica del generador de vapor entre el 4% al 6% y que el periodo de retorno de la inversión es de aproximadamente quince meses.

En la figura 5.42, se muestra el porcentaje de exergía total destruida para cada uno de los regímenes de carga analizados, comparado con la exergía total empleada para generar trabajo útil, se puede apreciar que el porcentaje de exergía máximo empleado para generar trabajo útil es del 28.2%, que ocurre en los regímenes del 75% y 66.6% de carga, no obstante, los regímenes de carga del 80%, 98.4% y 100% de carga, presentan porcentajes de exergía altos para generar trabajo útil, que son del 27.4% y 27.2% y 27.4% respectivamente. Lo que nos permite afirmar que la central térmica de vapor, opera en mejores condiciones a regímenes de carga mayores al 66.6% manteniéndose constante hasta prácticamente el 100% de carga bajo las condiciones actuales de operación, esto desde el punto de vista exergético.

El potencial para aprovechar la exergía destruida es amplio, y es posible incorporar modificaciones de operación o equipamiento en la central termoeléctrica, a fin de aprovechar más eficientemente la energía suministrada.

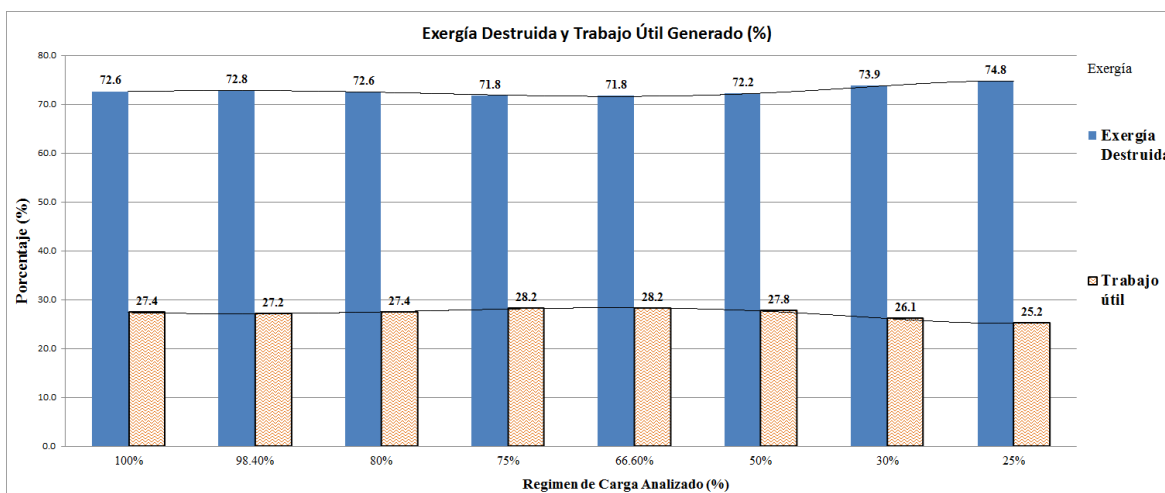


Figura 5.42. Porcentaje de Exergía y Trabajo útil generado.

La figura 5.43, muestra las irreversibilidades en los elementos de la central térmica, agrupados por el tipo de procesos que se realiza en el ciclo térmico de vapor bajo las condiciones de operación actuales. Los resultados se presentan desde el régimen de carga del 25% hasta el 100%, donde se aprecia que las irreversibilidades máximas se encuentran en el hogar del generador de vapor, seguidas por las irreversibilidades asociadas al intercambio de calor en las superficies, la disipación de calor en el condensador, las

irreversibilidades de la turbina, otros elementos y finalmente la exergía disipada en el medio ambiente con gases de combustión de desecho.

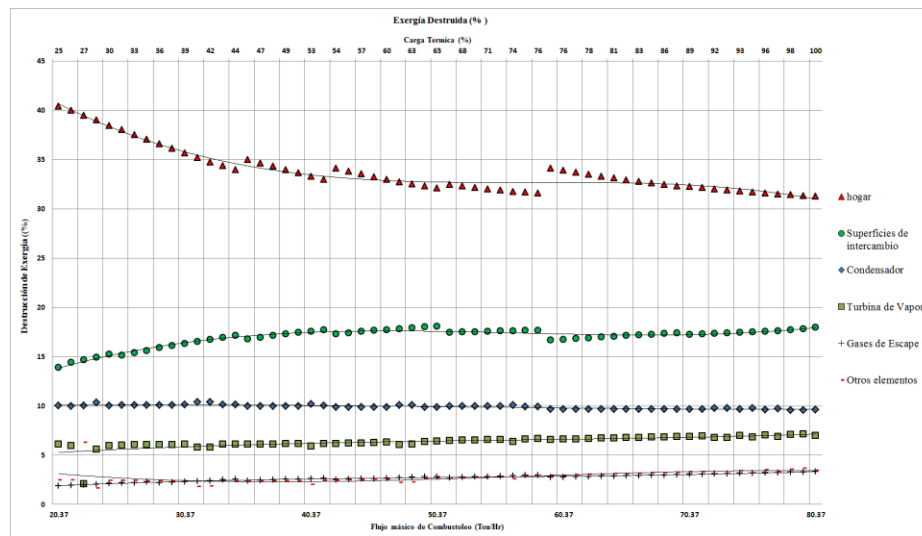


Figura 5.43. Irreversibilidades en los elementos de la central térmica a regímenes de cargas variable.

En la figura 5.43, se observa que la destrucción de exergía en cada uno de los elementos de la central termoeléctrica a cargas parciales, no se comporta de manera lineal, aun cuando la simulación del aporte de combustible se realiza con incrementos e intervalos constantes, se puede apreciar que cada elemento de la central termoeléctrica tiene su propia generación de irreversibilidades y su propio comportamiento a régimen de carga parcial.

En la figura 5.44, se muestra el comportamiento de la eficiencia del ciclo térmico de vapor contra la eficiencia exergética, desde la carga del 25% hasta el 100%. Se puede apreciar que la eficiencia energética del ciclo para los regímenes de carga estudiados se encuentra entre el rango del 30% al 35.3%, encontrando puntos máximos de eficiencia energética cerca del rango del 75% y 100% de carga.

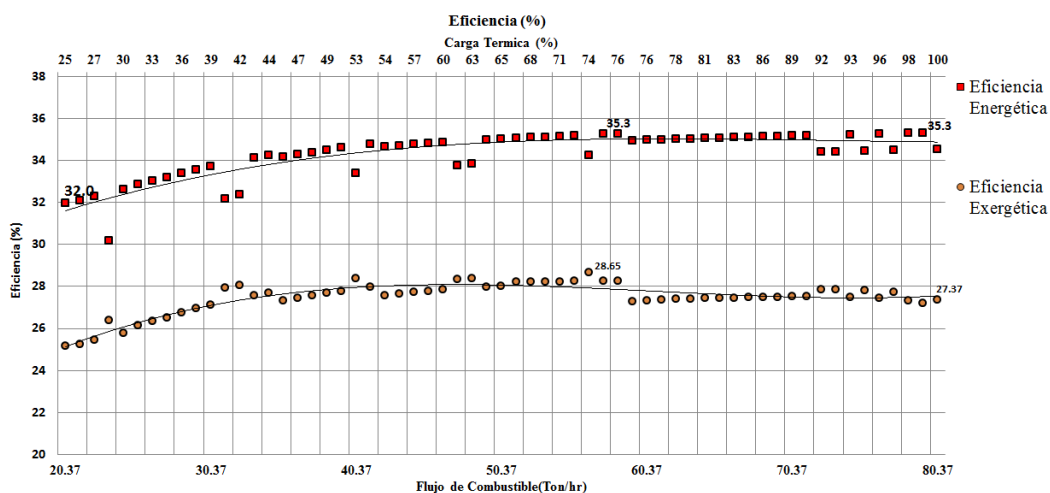


Figura 5.44. Eficiencia energética y exergética del ciclo térmico de vapor.

Los puntos máximos de eficiencia energética del 35.3%, se encuentran en los regímenes de carga de 75.6% y 100%, lo que nos permite establecer que son los regímenes de cargas más eficientes para operar la central termoeléctrica desde el punto de vista termodinámico, en la misma figura, se aprecia que la eficiencia exergética, guarda un comportamiento similar con respecto a la eficiencia energética, como ya lo han reportado otros autores (Habib, Said, y Al Zaharna, 1999), la eficiencia energética es mayor que la eficiencia exergética, debido a que la eficiencia exergética mide el potencial máximo de trabajo útil que se puede obtener de una fuente específica y la eficiencia energética la cantidad de energía respecto a la que entra al sistema. La figura 5.44 muestra que la eficiencia exergética alcanza un punto máximo del 28.65%, y dos puntos máximos de 28.40%, en los regímenes de carga del 74.1%, 63.3% y 51.14% respectivamente.

La destrucción de exergía en cada uno de los componentes de la central térmica de vapor, representan pérdidas de energía asociadas a cada proceso, lo que repercute en mayores costo de generación de energía, varias implementaciones se pueden llevar a cabo, todas ellas con el objetivo de optimizar los procesos o la eficiencia de los equipos, para esto es necesario cuantificar los ahorros económicos derivados de nuevas implementaciones, o las pérdidas económicas debidas a la mala operación de los equipos,

En el siguiente apartado se presentan los resultados del análisis termoeconómico, que es una metodología que combina los análisis exergéticos y económicos para la toma de decisiones en el diseño y la operación de la central térmica de vapor.

Cabe señalar que en la presente investigación se realiza el análisis exergético y termoeconómico con la finalidad de determinar los costos de las irreversibilidades en cada uno de los elementos, debido a la antigüedad de la planta de 29 años y a que el programa de obras e inversiones del sector eléctrico 2012- 2016, plantea su retiro en el año 2024 (CFE, 2012a), en la presente investigación se determinan los regímenes de carga más eficientes, a fin de que los resultados presentados, permitan tomar decisiones, ya sea mejorando los parámetros de operación o mostrando las pérdidas asociadas al funcionamiento de la central térmica, con lo cual, en un futuro se pueden plantear nuevas investigaciones, proponiendo la modificación o actualización de algunos de los equipos más ineficientes y cuantificar el costo- beneficio de nuevas implementaciones.

5.4.2. Análisis termoeconómico de la central térmica de vapor

Los principios del análisis termoeconómico se establecieron en el capítulo cuatro, en esta sección, se presentan los resultados del análisis termoeconómico, que toma como base el análisis exergético para asignar costos de producción a cada uno de los flujos de exergéticos en el ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica. Esto supone asignar a cada producto el costo total para producirlo.

Para el caso de la central térmica de vapor Villa de Reyes, se consideran los costos para la producción de la electricidad, que involucra la cuantificación del costo de instalación de la central termoeléctrica, los costos de producción de la energía eléctrica que comprende los costos de combustibles, en este caso el combustóleo y los costos de operación y mantenimiento de la central termoeléctrica.

Para el presente estudio, se considera que el costo total de generación de la central termoeléctrica Villa de Reyes, es de \$121.44 USD/MWh neto, valor calculado por la coordinación de evaluación de la subdirección de programación de la comisión federal de Electricidad (2012b), que toma en consideración los costos de inversión actualizado al inicio de operación, los costos nivelado del combustible; evaluados de manera histórica, los costos de operación y mantenimiento (O&M) y consumo de agua, así también la energía generada por la central de acuerdo a su vida útil y factor de planta. Conocer el costos de la generación de electricidad en centrales térmicas convencionales, es un elemento muy importante en la presente investigación, ya que, una vez conocido este costo, se puede cuantificar los ahorros, considerando las pérdidas exergéticas que existen en cada elemento de la central térmica de vapor.

Las irreversibilidades en los elementos de la central termoeléctrica, se pueden considerar como pérdidas económicas, bajo la premisa de que el flujo de exergía destruida, podría ser empleado para producir trabajo útil, este costo de destrucción de energía solo podría ser cero, si el elemento en cuestión se optimizara de tal modo que no existieran irreversibilidades, en otras palabras, que se convirtieran en un elementos internamente reversible; lo anterior no es posible bajo los enunciados de la segunda ley de la termodinámica, pero se pueden realizar mejoras a fin de optimizar los procesos térmicos y reducir las pérdidas exergéticas. En este sentido, para incentivar a los tomadores de decisiones, para realizar mejoras en un proceso es necesario cuantificar los ahorros que se pueden lograr al incorporar elementos recuperadores de calor al realizar mejoras en los sistemas, lo que económicamente debe de ser rentable.

En las gráficas de la figura 5.45, se aprecia que el costo producto de las irreversibilidades en todos los elementos de la central térmica, para los diferentes regímenes de carga analizados son de \$409.6 MUSD/Año, \$405.5 MUSD/Año, \$327.8 MUSD/Año, \$293.9 MUSD/Año, \$258.8 MUSD/Año, \$199.5 MUSD/Año, \$131.5 MUSD/Año y \$112.3 MUSD/Año para los regímenes de operación del 100%, 98.4%, 80%, 75%, 66.6%, 50%, 30% y 25%, respectivamente, el resultado, considera un año de operación continua y un factor de planta del 51.7% (CFE, 2012a). Es decir, que los costos asociados a las irreversibilidades consideran operación continua al régimen de carga establecido durante un año para calcular los costos de las irreversibilidades durante dicho periodo.

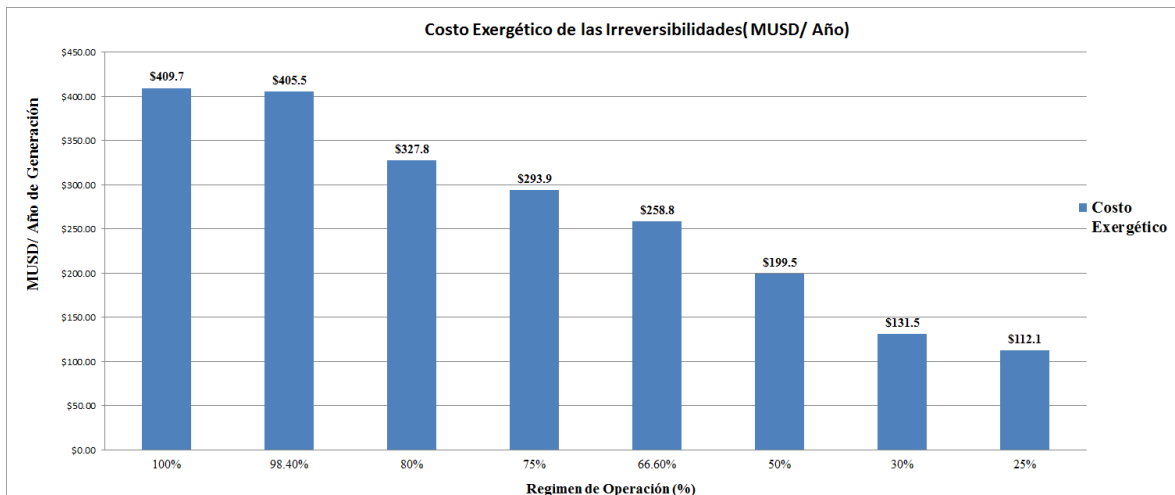


Figura 5.45. Costo Anual de las irreversibilidades a diferentes regímenes de carga

Es evidente, que el costo de las irreversibilidades aumenta al incrementarse la carga térmica de la central termoeléctrica, ya que a mayor régimen, se incrementa el flujo de exergía y por lo tanto, aumenta la cantidad de exergía destruida en cada uno de los procesos.

La figura 5.46, muestra el costo exergético de cada uno de los elementos, a los ocho regímenes de carga analizados. Suponiendo un año de operación continua al régimen de carga especificado, por lo que los flujos exergéticos y por ende los costos termoeconómicos son diferentes para cada régimen de carga. Se aprecia que los costos exergéticos máximos más, se presentan en el hogar del generador de vapor, llegando a \$174.6 MUSD/Año para la carga térmica del 100% y a \$60.0 MUSD/Año, para la carga térmica del 25%.

Por otra parte, las superficies de intercambio de calor representan un costo exergético de \$101.2 MUSD/Año de generación para el régimen de carga del 100%, y de \$21.59 MUSD/Año para el régimen de carga del 25%.

Los costos asociados a la disipación de calor en el condensador van de \$54.2 MUSD/año de generación para la carga térmica del 100% y de \$15.00 MUSD/año para la carga térmica del 25%. Por otra parte, las irreversibilidades producidas en la turbina de vapor llegan a ser \$39.5 MUSD/Año, cuando se opera al 100% de carga y de \$8.91 MUSD/Año para cuando lo hace al 25% de carga. Finalmente los otros elementos como lo son las bombas de agua de alimentación y recirculación y los regeneradores de calor, representan un costo exergético debido a las irreversibilidades en estos equipos de \$19.66 MUSD/Año cuando se opera al 100% de carga y de \$ 3.71 MUSD/Año, cuando se opera al régimen de carga del 25%.

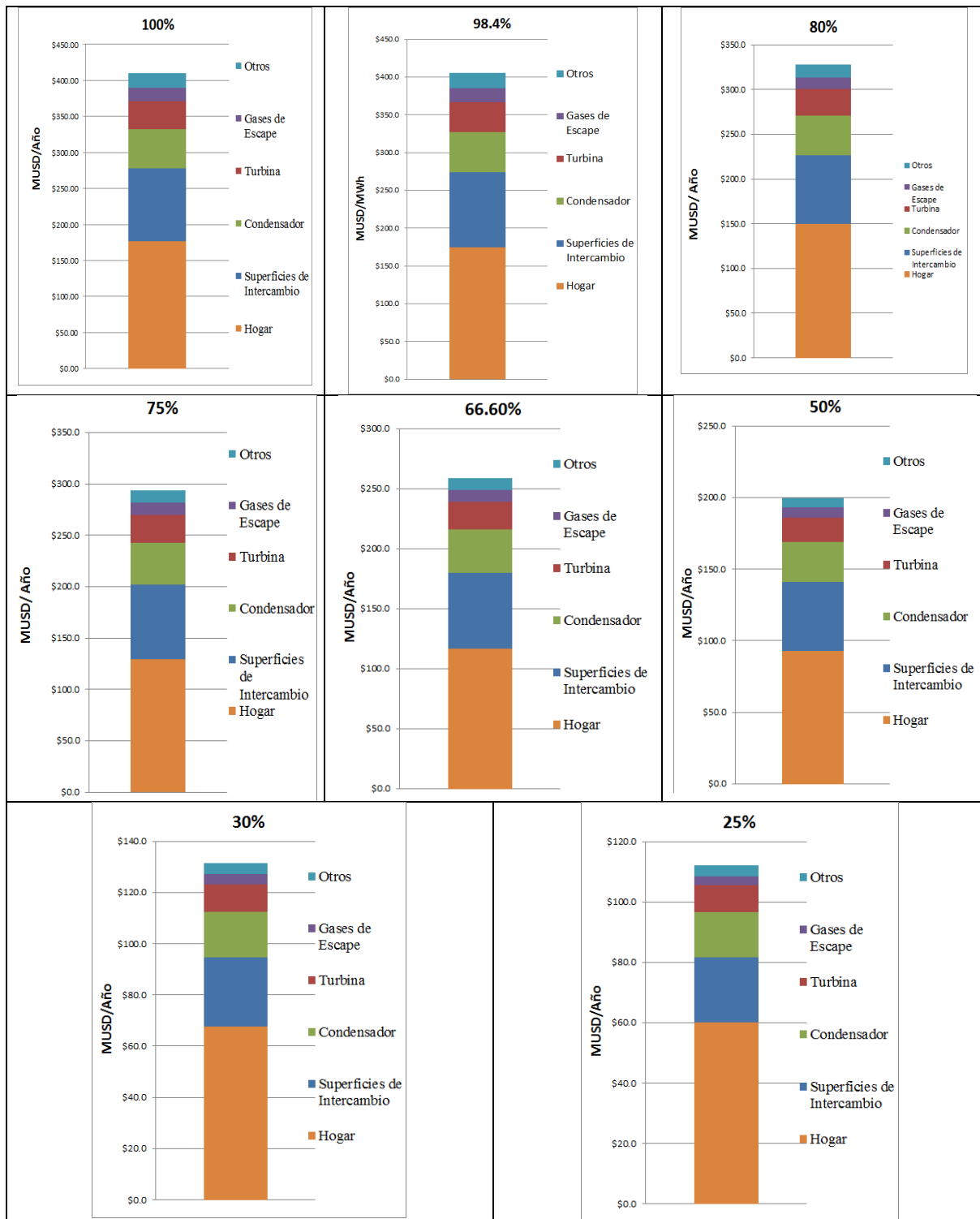


Figura 5.46. Costo exerético de las irreversibilidades en los elementos de la central térmica de vapor a los regímenes de carga analizados.

El análisis de los costos de las irreversibilidades, el análisis exerético y la simulación de la central térmica de vapor a carga variable, permite identificar los elementos con mayor generación de irreversibilidades, que son los elementos o procesos propensos a ser

optimizados, por ejemplo, el procesos de combustión en el hogar del generador de vapor, la optimización de la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor, e incluso la instalación de nuevos elementos de recuperación de calor o la modernización de algún elemento de la central térmica, como lo es, el precalentador de aire, la turbina de vapor, las bombas de agua de alimentación o incrementar el número de regeneraciones, lo que permitiría alcanzar eficiencias energéticas y exergéticas óptimas.

Por otra parte, la validación y ajuste de la simulación del ciclo térmico de vapor, establece la posibilidad de realizar otro tipo de estudios, considerando la modificación de los parámetros de operación, como son las características del proceso de la combustión, modificaciones a la presión del condensador, modificaciones a la presión de vapor principal, y la presión de recalentamiento, lo anterior, para determinar la influencia de estos parámetros sobre los resultados del modelo. En el apartado siguiente, se realiza un análisis de la influencia de las variables independientes del modelo sobre los resultados obtenidos, lo que permitirá valorar las posibles modificaciones al ciclo térmico de vapor.

5.5 ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE LAS PRINCIPALES VARIABLES, QUE INFLUYEN EN EL CICLO TÉRMICO DE VAPOR.

En este apartado, se estudia la influencia de las modificaciones a las variables independientes del modelo de simulación de la central térmica de vapor Villa de Reyes, con objetivo de observar la sensibilidad es evaluar las posibles oportunidades de mejora de la central termoeléctrica.

Entre los análisis que se presentan se encuentran: el análisis de diferentes dosado de aire en la mezcla de combustión, análisis del efecto de la variación de la presión del condensador (P6), efecto de la variación de la presión principal del Domo de vapor (P15) y efecto de la variación de la presión de vapor recalentado (P3), que se desarrollan en los apartados siguientes.

5.5.1. Efecto del Dosado de aire

Como se observó, en los apartados anteriores, el hogar del generador de vapor es responsable de las mayores destrucciones de exergía en el ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica, por ello, en este apartado se analiza el efecto del dosado del aire sobre el proceso de la combustión en el hogar del generador de vapor. Para realizar el presente análisis, se consideran ocho diferentes valores de dosado de aire, desde el 10% de exceso de aire hasta el 40% de exceso de aire, así como el dosado establecido para la operación del generador de vapor a diferentes regímenes de operación. Se busca el dosado

de aire óptimo, que permita liberar toda la energía del combustible, a la vez de minimizan las pérdidas derivadas de las imperfecciones de la combustión y del exceso de aire.

En la figura 5.47, se aprecia que el aumentar el dosado de aire en el proceso de la combustión, ocasiona que la temperatura de los productos de la combustión a la salida del hogar del generador de vapor (estado T_a), disminuya. Esto debido al incremento en el flujo másico de gases de combustión, ya que existe mayor cantidad de aire.

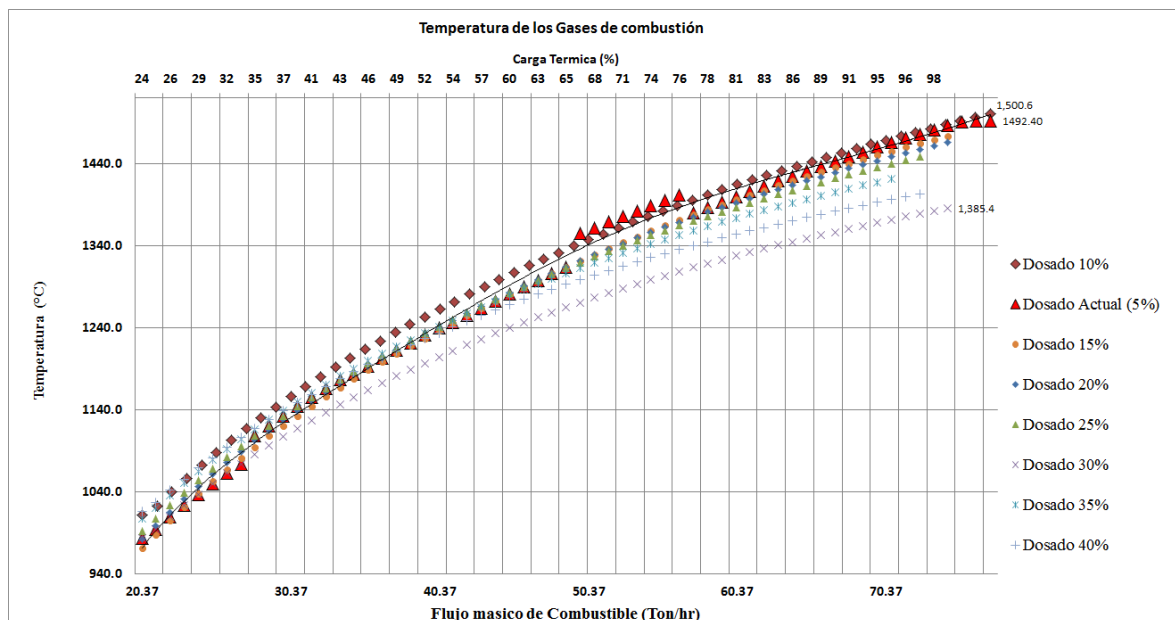


Figura 5.47. Temperatura de los gases de combustión a diferentes dosados de aire.

Se encontró que la temperatura máxima calculada de los gases de combustión, es de 1500.6°C , con un dosado de aire del 1.1, que es 8.2°C superior a la temperatura de los gases de combustión calculada para el régimen actual de operación de la central termoeléctrica, que emplea para este régimen de carga, un dosado de 1.05.

Al incrementar el exceso de aire al hogar del generador de vapor, la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor decrece, hasta llegar a 1385.4°C , cuando el dosado suministrado alcanza el 1.4 de exceso de aire y el generador de vapor opera al 100% de carga térmica.

Sin embargo, no siempre obtener la mayor temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor proporciona los mejores valores de eficiencia, ya que ésta es una combinación de las características del flujo de gases y vapor, así como de las temperaturas, ya que ambos participan en el proceso de intercambio de calor. Por lo que la eficiencia del generador de vapor muestra un incremento con el incremento del exceso de aire, ya que se mejora la turbulencia y la mezcla de los productos de la combustión en la zona de quemadores, lo que compensan la menor temperatura de los gases de combustión en el hogar del generador a carga parcial y permite mantener el rendimiento global del

generador de vapor e incluso mejorarlo (Fernández, 2005). En otras palabras, el incremento en el exceso de aire al hogar del generador de vapor, aun con la disminución en la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor, es benéfico para el rendimiento térmico del generador de vapor, porque mejorar el proceso de transferencia de calor lo que se muestra en la figura 5.48.

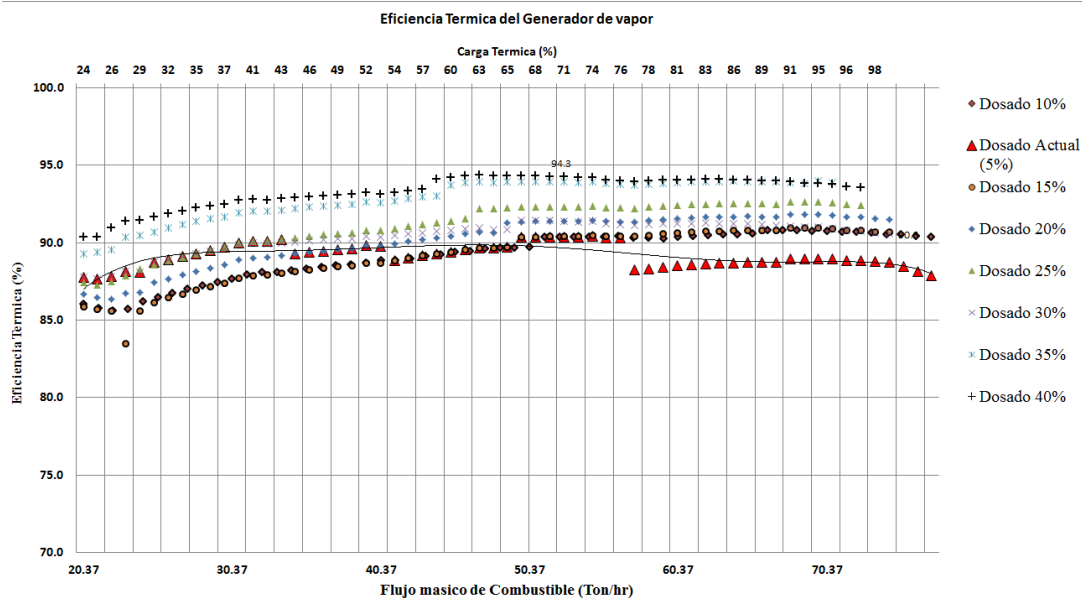


Figura 5.48. Eficiencia térmica del generador de vapor a diferentes dosados de aire.

La eficiencia máxima del generador de vapor calculada para el dosado de aire del 40% es de 94.3% y se encuentra en el régimen de carga del 67%, lo que se puede apreciar en la figura 5.48.

Este incremento, en la eficiencia del generador de vapor, se justifica como ya se dijo, debido a que el exceso de aire mejora la turbulencia y compensa el efecto de la reducción en la temperatura de los gases de combustión, aunando a que el exceso de aire, incrementa el flujo de gases de combustión, lo que mejora la transferencia de calor en los equipos de intercambiadores de calor.

El aumento en el flujo másico de gases de combustión, debido al incremento del dosado de aire, se aprecia en la figura 5.49. Al incrementar el dosado de aire, el flujo de gases de combustión también lo hace, lo que mejora la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor, ya que los gases de combustión presentan una mayor disminución de temperatura a su paso a través de los intercambiadores de calor del generador de vapor.

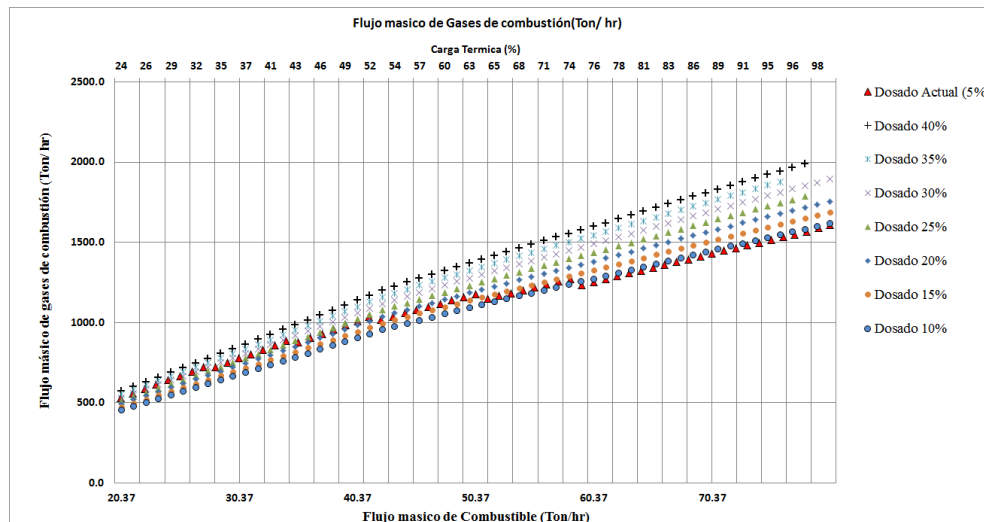


Figura 5.49. Incremento del flujo másico de gases de combustión con el incremento del dosado de aire.

En la figura 5.50, se muestra la diferencia de temperatura, de los gases de combustión entre la entrada del hogar del generador de vapor (estado *a*) y la salida del precalentador de aire (estado *g*), se puede apreciar que el Δt de los gases de combustión a su paso por las superficies intercambiadoras es mínimo de 1025.1°C para un dosado de aire del 30% y máximo de 1155.9°C, para el dosado de 5%, lo que comprueba que a mayores dosados de aire la diferencia de temperatura entre la entrada de las superficies de intercambio y su salida es menor, lo que significa que la transferencia de calor se mejora, ya que los gases de combustión ceden una mayor cantidad de calor al vapor de agua a su paso por los intercambiadores.

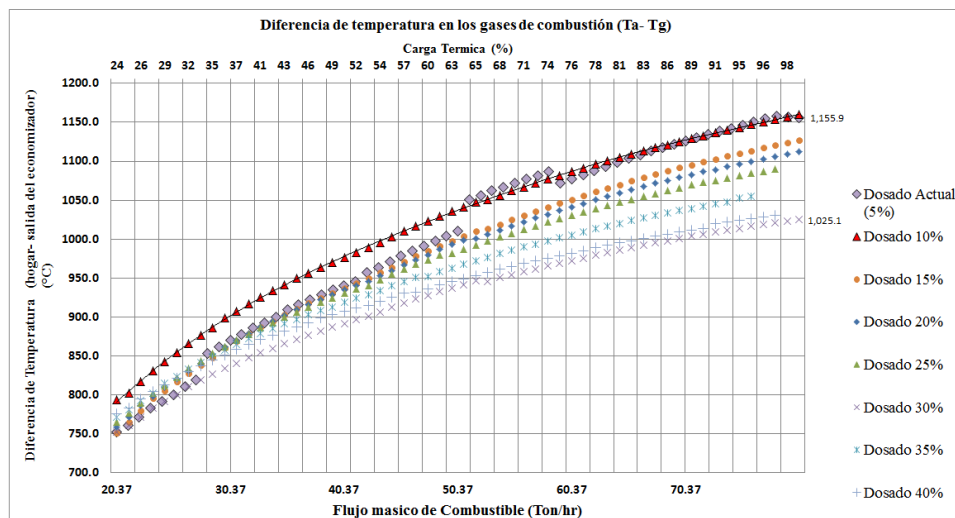


Figura 5.50. Diferencia de Temperatura de los gases de combustión a su paso por las superficies de intercambio de calor.

Por su parte, en la figura 5.51, se muestra que el incremento en el dosado de aire, repercute en un ligero incremento de la eficiencia térmica del ciclo. La eficiencia térmica máximas encontrada para el ciclo es del 35.8% y ocurre en el régimen de carga del 80%, con un

dosado de aire de 1.4, por otra parte la eficiencia térmica mínima es del 31.7% y ocurre en la carga térmica del 25% con un dosado de aire del 1.15. Adicionalmente, se puede apreciar que existe una tendencia positiva en el incremento de la eficiencia térmica del ciclo, cuando se aumenta el dosado del aire y también cuando se incrementa régimen de carga de la central termoeléctrica.

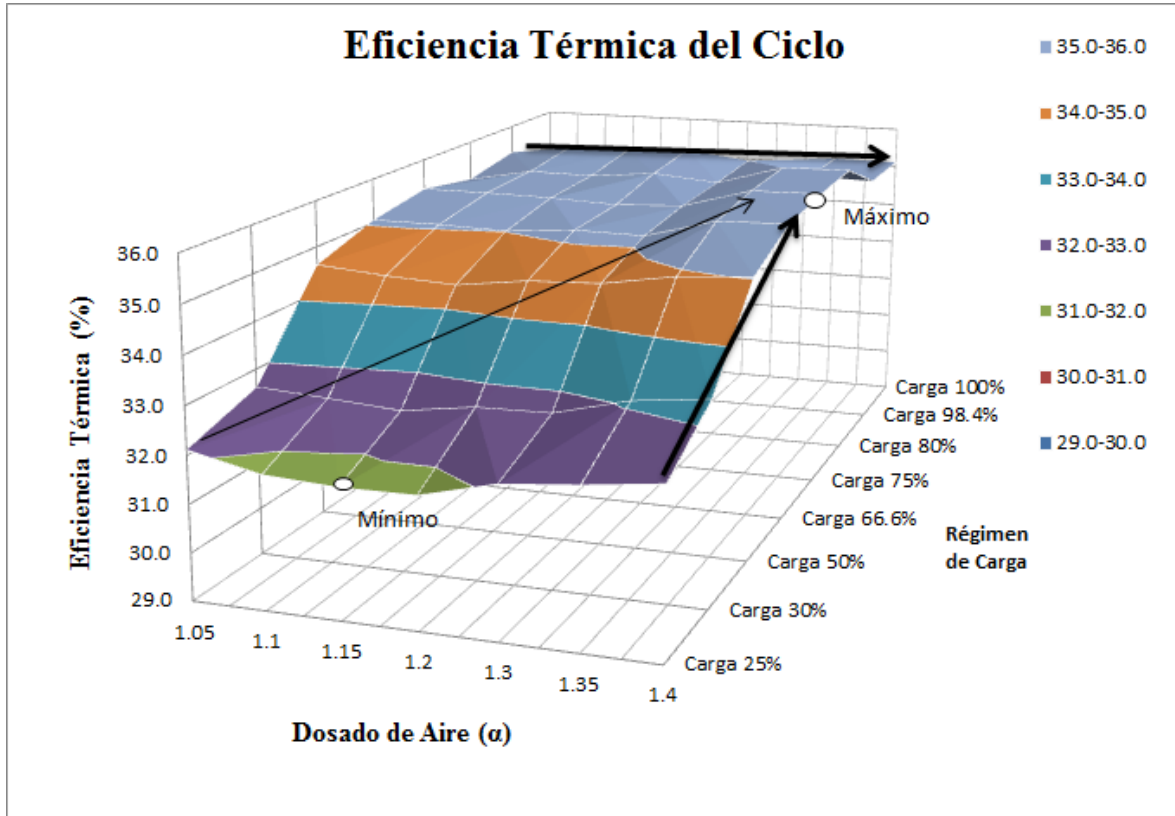


Figura 5.51. Eficiencia térmica del ciclo a diferentes dosados de aire

Se observa que, el aumento promedio en la eficiencia térmica debido al incremento del dosado de aire desde el 1.05 hasta el 1.4, es del 0.4%, lo que es poco significativo, siendo el máximo incremento en la eficiencia térmica del 0.8%, que ocurre en el régimen de carga del 80%. Sin embargo, se aprecia que, el incremento en la eficiencia térmica del ciclo es más significativo debido al incremento del régimen de carga de la central termoeléctrica, desde el régimen del 25% hasta el 100%, el incremento en la eficiencia térmica promedio del ciclo es del 2.8%, siendo el máximo incremento del 3.2% que se presenta cuando se tiene un valor de un dosado de aire del 1.20. Sin embargo, cuando la simulación se realiza con un dosado de aire del 1.05 el incremento en la eficiencia térmica del ciclo es mínimo de 2.4%, que aun así, es mayor que el incremento en la eficiencia térmica del ciclo logrado con el aumento del dosado del aire.

Por otra parte, la figura 5.52, muestra la eficiencia exergética del ciclo, a diferentes regímenes de cargar y dosados de aire, donde se puede apreciar que la eficiencia exergética máxima del ciclo es de 30.4% que se encuentra en el régimen de carga del 66.6% y un

dosado de aire del 1.4, en contraste con la eficiencia exergética mínima del 24.4% que se encuentra en una carga térmica del 25% y un dosado de aire del 1.15. En este apartado, se aprecia que tanto la eficiencia energética y exergética del ciclo, se incrementan ligeramente con el incremento en el dosado de aire.

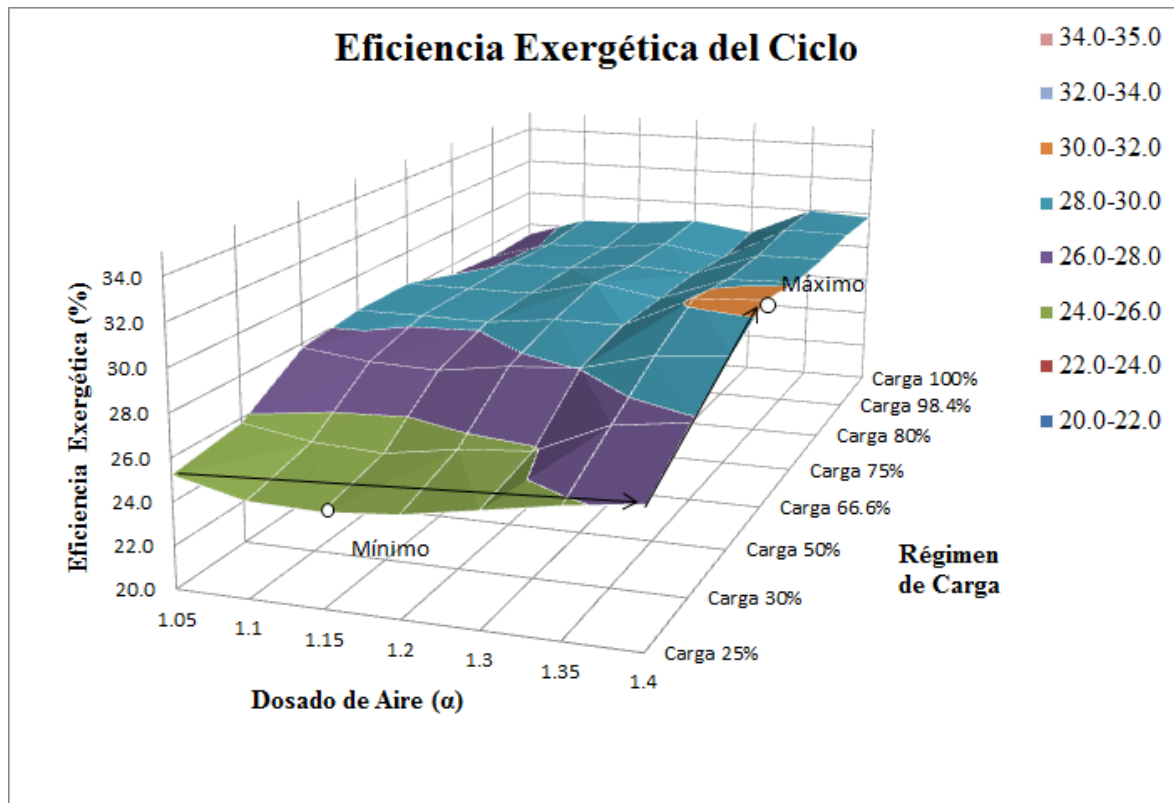


Figura 5.52. Eficiencia exergética del ciclo a diferentes dosados de aire

El aumento en la eficiencia exergética promedio debido al incremento en el dosado de aire desde el 1.05 hasta el 1.4, es de 2%; siendo el máximo incremento en la eficiencia exergética del 2.7% cuando se realiza la simulación al régimen de carga del 98.4%. El mínimo incremento en la eficiencia exergética en la simulación del ciclo es del 1.1%, que se presenta en la simulación al régimen de carga del 25%. No obstante, que el aumento en la eficiencia exergética del ciclo debido al incremento del dosado de aire es significativo, se muestra nuevamente que es más significativo el incremento en el régimen de operación de la central termoeléctrica sobre el incremento en la eficiencia exergética, siendo el incremento en la eficiencia exergética promedio del 3.6% cuando se incrementa el régimen de operación del 25% al 100% de carga. El máximo incremento en la eficiencia exergética es del 4.3%, que se presenta en la simulación del ciclo con un exceso de aire del 1.20 y el mínimo incremento es del 2.1%, en la simulación con un dosado de aire del 1.05.

Respecto, a la potencia generada por el ciclo, en la figura 5.53 se observa que esta tiene un incremento con el aumento del dosado de aire al hogar del generador de vapor, siendo ésta

de 286.3 MW, empleando un dosado de aire de 1.4, que es 5.8 MW superior a la potencia calculada por el ciclo operando con un dosado de aire del 1.05.

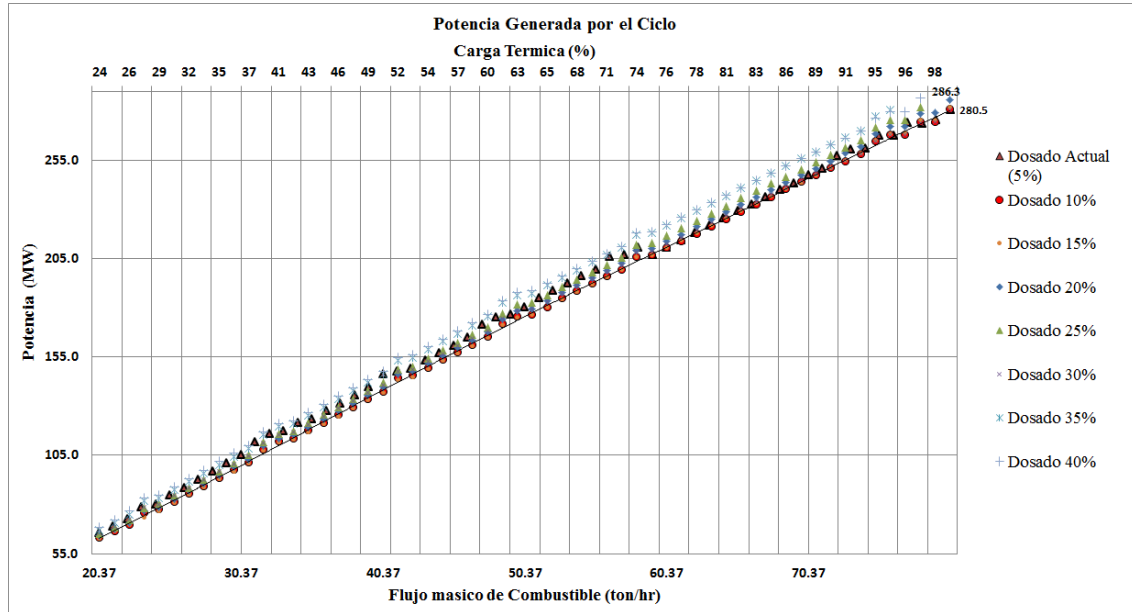


Figura 5.53. Potencia generada por el ciclo a diferentes Dosados de aire

Las modificaciones presentadas en esta sección, dan cuenta de los beneficios que se pueden conseguir modificando el dosado de aire, con el que opera el generador de vapor, que se refleja en un incremento en el trabajo útil generado de 5.8 MW, o bien, se aprecia un incremento en la eficiencia térmica y exergética del ciclo operando a regímenes de carga altos y dosados de aire superiores al 1.2.

No obstante el estudio del efecto del dosado de aire, debe de hacerse de manera integral, ya que los beneficios encontrados en pro de aprovechar eficientemente los recursos energéticos, pueden tener efectos negativos, como por ejemplo, incrementar las emisiones contaminantes, ya que uno de los principales motivos para reducir el exceso de aire en el hogar del generador de vapor, son las consideraciones medioambientales, es bien conocido que con dosados cercanos del 15% durante el proceso de la combustión se forman óxidos de nitrógeno, NO y NO₂ (designados como NO_x), mediante tres mecanismos de formación, NO_x de combustible, a los que provienen de la disociación del Nitrógeno contenido en el combustible, los NO_x térmicos, formados por la disociación del nitrógeno del aire a altas temperaturas y NO_x rápidos, los formados en el frente de la flama (Jarquín et al., 2011).

En la combustión de combustóleo, la formación de NO_x térmicos, se consideran como los más importantes, ya que depende de la disponibilidad de O₂ durante el proceso de combustión, su formación ocurre con gran rapidez, a temperaturas de combustión que exceden los 1538°C (Fernández, 2005), y aumentan exponencialmente a partir de este punto (Jarquín et al., 2011).

El método más eficaz para controlar la formación del NO_x, consiste en restringir la disponibilidad de O₂ en las primeras etapas de la combustión durante el desprendimiento de volátiles del combustible. Por lo que, los excesos de aire bajos (1.05 -1.15), reduce de forma efectiva las emisiones de NO_x con una pequeña inversión; es un procedimiento adecuado que afecta el rendimiento térmico, pero que restringe la formación de los NO_x térmicos. Si la estabilidad de los quemadores y la eficiencia de la combustión se mantienen en niveles aceptables, la reducción del exceso de aire puede reducir las emisiones de NO_x en un 10 - 20% (Fernández, 2005).

Por lo anterior, es importante evaluar los beneficios en el trabajo útil, eficiencia energética y exergética alcanzados con los excesos de aire o dosados altos, respecto a las repercusiones ambientales que esto implica. Debido a esto, en la actualidad se recomienda, emplear dosados entre el 1.05 al 1.15 para la combustión de combustóleo (Fernández, 2005), para controlar las emisiones contaminantes excesivas, aun cuando esto, signifique reducir el trabajo útil obtenida por el ciclo.

5.5.2. Efecto de la presión del condensador

En este apartado se estudia la influencia que tiene la presión de extracción del condensador de vapor (P6) de la central termoeléctrica, sobre los resultados del modelo de simulación de la central termoeléctrica, se describe su importancia sobre la eficiencia tanto exergética como energética y el trabajo útil generado por el ciclo. Para ello, se realizaron varias simulaciones con presiones de extracción del condensador (P6), en los rangos del +5%, +10% y +15% y -5%, -10% y -15%, respecto a la presión de operación actual del condensador de la central termoeléctrica que es de 0.68 Bar. Por lo que, las simulaciones se realizaron suponiendo diferentes presiones de extracción del condensador, que son en orden descendente: 0.78 Bar, 0.75 Bar, 0.71 Bar, 0.68 Bar, 0.65 Bar, 0.61 Bar y 0.58 Bar.

En la figura 5.54, se puede apreciar que al reducir la presión de extracción del condensador se incrementa ligeramente la eficiencia térmica del ciclo. Siendo la eficiencia térmica máxima alcanzada por el ciclo de 35.8%, que ocurre al realizar la simulación al 80% de carga y con una reducción en la presión de extracción del condensador de -15%, es decir a 0.58 Bar. Por otra parte, la eficiencia térmica mínima es de 31.6%, y ocurre al 25% de carga térmica y una presión de extracción del condensador del +15% respecto a la presión actual de operación, es decir a 0.75 Bar.

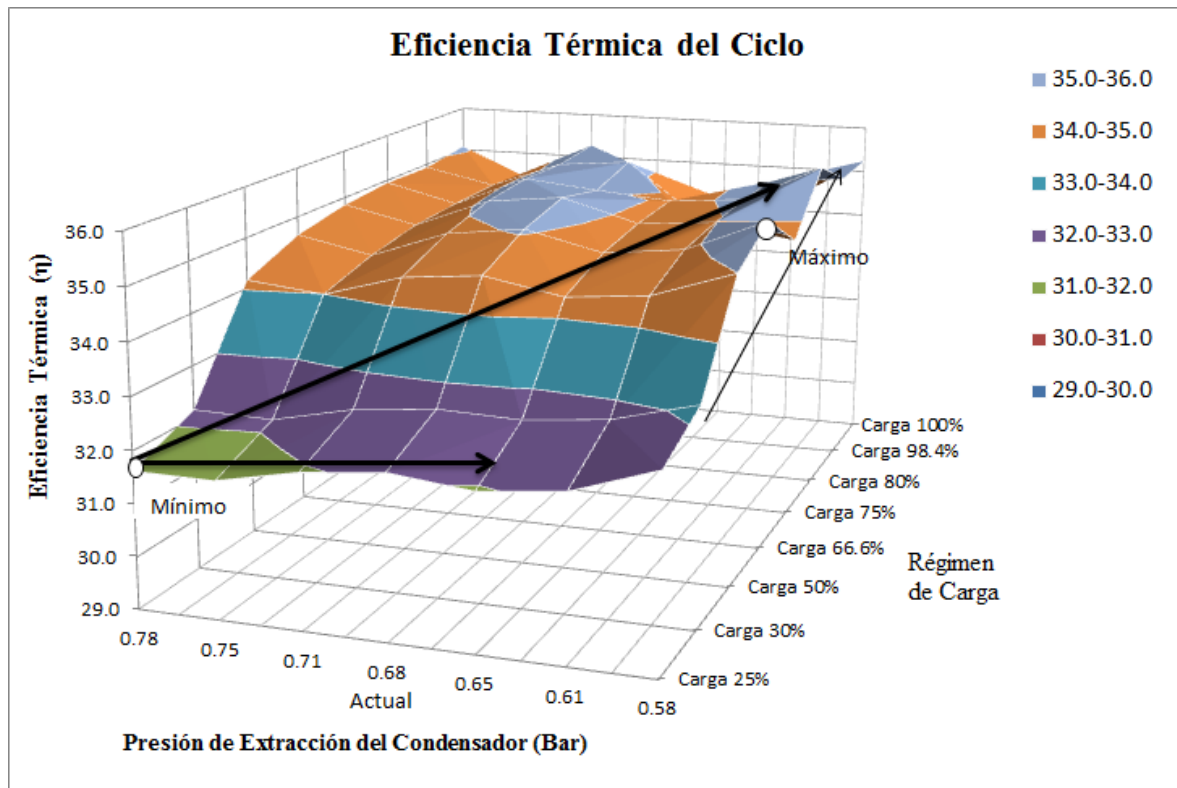


Figura 5.54. Eficiencia térmica del ciclo a diferentes presiones de extracción del condensador

En la figura 5.54, se aprecia que existe un ligero incremento en la eficiencia térmica del ciclo al reducir la presión de extracción del condensador de la central termoeléctrica, siendo este incremento promedio de 0.6%, donde el máximo incremento en la eficiencia térmica del ciclo es de 1%, que se logra al realizar la simulación al 25% de carga y reducir la presión de extracción del condensador de 0.78 Bar hasta 0.58%.

Sin embargo, se aprecia que es más significativo el aumento en la eficiencia térmica del ciclo debido al incremento en el régimen de carga, siendo el incremento promedio de 2.7% al incrementar el régimen de carga del 25% hasta el 100%, por lo que nuevamente se aprecia que es conveniente operar la central termoeléctrica en sus regímenes de carga altos.

Por otra parte, la eficiencia exergética máxima alcanzada, al realizar las simulaciones a diferentes presiones de extracción del condensador de la central termoeléctrica es de 29% y se presenta al 75% de carga y una presión de extracción del condensador de -15%, es decir a 0.58 Bar. En contraste, la eficiencia exergética mínima obtenida para el ciclo es de 24.9% que ocurre al 25% de carga y una presión de extracción de 0.78 Bar, que es la presión de operación actual, lo que se puede apreciar en la figura 5.55.

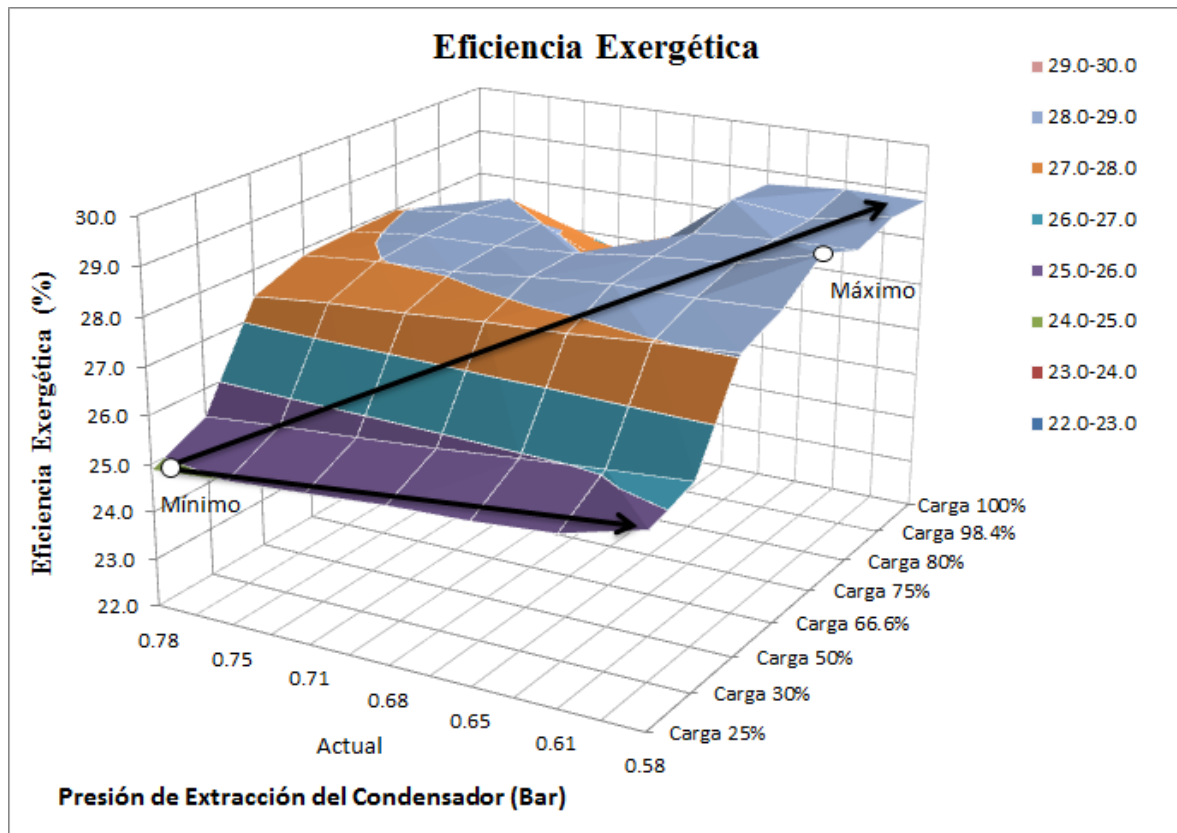


Figura 5.55. Eficiencia Exergética del ciclo a diferentes presiones de extracción del condensador

El incremento promedio en la eficiencia exergética al reducir la presión de extracción del condensador desde 0.78 Bar hasta 0.58 Bar, de los regímenes de carga analizados es de 2%, donde el máximo incremento es de 2.4% que ocurre al realizar las simulaciones al régimen de carga del 100%, en contraste con el incremento mínimo en la eficiencia exergética de 0.5% que ocurre en el régimen de carga del 66.6 %.

En la figura 5.55, se aprecia que existe una tendencia a incrementar la eficiencia exergética al reducir la presión de extracción del condensador, sin embargo, también la eficiencia exergética del ciclo mejora al incrementar el régimen de carga, ya que en promedio, la eficiencia exergética aumenta 1.4% al incrementar el régimen de carga desde el 25% al 100% de carga, siendo el incremento máximo alcanzado de 2.4% cuando se simula la central termoeléctrica al 100% de carga y 0.58 Bar de presión de extracción del condensador. En contraste con el incremento mínimo en la eficiencia exergética del 1.5% que ocurre al régimen de carga del 25%, y una presión de extracción del condensador de 0.78 Bar.

Finalmente, en la figura 5.56, se aprecia que la reducción de la presión de extracción del condensador, permite incrementar el trabajo útil obtenido por el ciclo, puesto que al reducir la presión de extracción del condensador, el vapor de agua se expanda hasta presiones más

bajas en la turbina de baja presión, produciendo mayor trabajo útil. Siendo el máximo calculado al régimen de carga del 100%, de 284.5 MW.

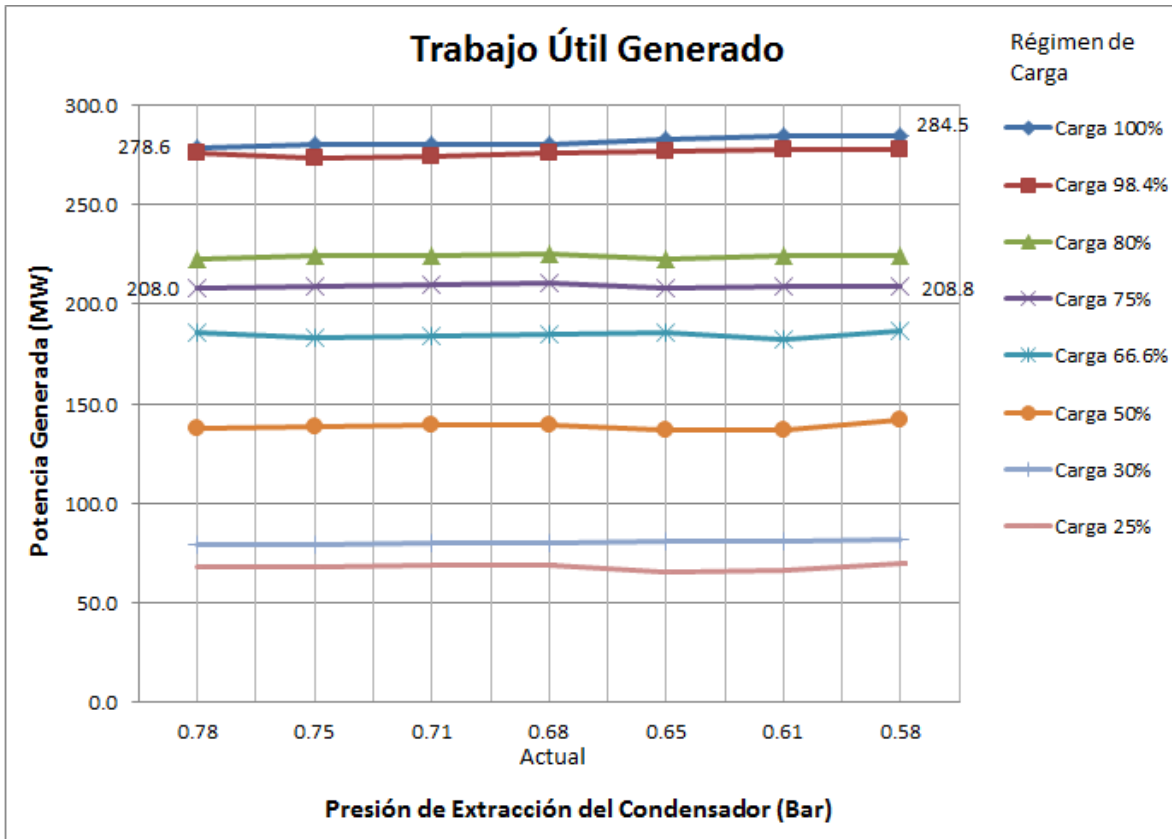


Figura 5.56 Trabajo útil generado por el ciclo a diferentes presiones de extracción y cargas térmicas

El trabajo útil adicional, en promedio, obtenido al reducir la presión de extracción del condensador de 0.78 Bar hasta 0.58 Bar, para los ocho regímenes de carga analizados es de 2.4 MW, sin embargo el incremento máximo en el trabajo útil generado es de 5.9 MW que ocurre en régimen de carga del 100%, el incremento mínimo alcanzado es de 0.8 MW y ocurre al 75% de carga, lo que se aprecia en la figura 5.56.

Con los análisis anteriores, se valida que la reducir de la presión de extracción del condensador, incrementa la eficiencia energética, exergética del ciclo, así como el trabajo útil generado. Sin embargo, es necesario tener en consideración que existen otros factores, que son de especial cuidado, ya que la reducción de la presión de extracción del condensador implica ciertos riesgos, entre ellos, que el aire puede entrar por el condensador y provocar que disminuya la eficiencia de la turbina, también la reducción de la presión del condensador implica el riesgo de que se formen condensados del vapor en las últimas etapas de la turbina, debido a la baja presión, lo que ocasionaría la erosión de los alavés de la turbina, y que paulatinamente repercutiría en una falla.

Para poder analizar estos efectos secundarios, es necesario realizar otro tipo de análisis específicos de la turbina de vapor, que involucra conocer características constructivas, de operación y diseño de la misma, lo que queda fuera de los alcances de la presente investigación, pero que sin duda permitiría analizar esta alternativa para mejorar la eficiencia energética y exergética del ciclo.

5.5.3. Efecto de la presión del Domo de Vapor

En este apartado, se estudia la influencia de la presión del domo de vapor (P15), sobre los resultados del modelo de simulación del ciclo térmico de la termoeléctrica Villa de Reyes.

Para ello, se modificó la presión del domo de vapor respecto a la presión establecida en el manual de operación a régimen de carga variable; se realizaron siete simulaciones considerando disminuir en 10 Bar la presión del domo de vapor y considerando aumentar en 5 Bar, 10 Bar, 15 Bar, 20 Bar y 30 Bar la presión del mismo, suponiendo incrementar la temperatura del vapor sobrecalentado en 50°C, para apreciar más fácilmente el efecto de la presión sobre la eficiencia energética, exergética y el trabajo útil.

Respecto a la eficiencia térmica del ciclo, en la figura 5.57, se observa que existe un aumento al incrementar la presión del domo, no obstante, la eficiencia térmica máxima calculada es de 36.04% y ocurre al régimen de carga del 98.4% y con una presión del domo de vapor de +10 Bar respecto a la presión establecida en el MOGV. Por otra parte, la eficiencia térmica mínima calculada es de 31.8% que se presenta en el régimen de carga del 25% y una presión del domo de vapor de -10 Bar, respecto a la presión establecida en el MOGV.

La eficiencia térmica del ciclo decrece cuando se reduce la presión del domo de vapor, sin embargo, se aprecia que al incrementar entre 5 Bar y 10 Bar la presión del domo, respecto a la establecida en el MOGV, se incrementa la eficiencia térmica del ciclo en promedio un 0.7%, siendo el máximo incremento calculado de 1.2% al incrementar la presión del domo en 10 Bar, y realizar la simulación del ciclo al 25% de carga térmica. El mínimo incremento logrado en la eficiencia térmica es del 0.4% al incrementar la presión en 10 Bar y realizar la simulación al 75% de carga térmica.

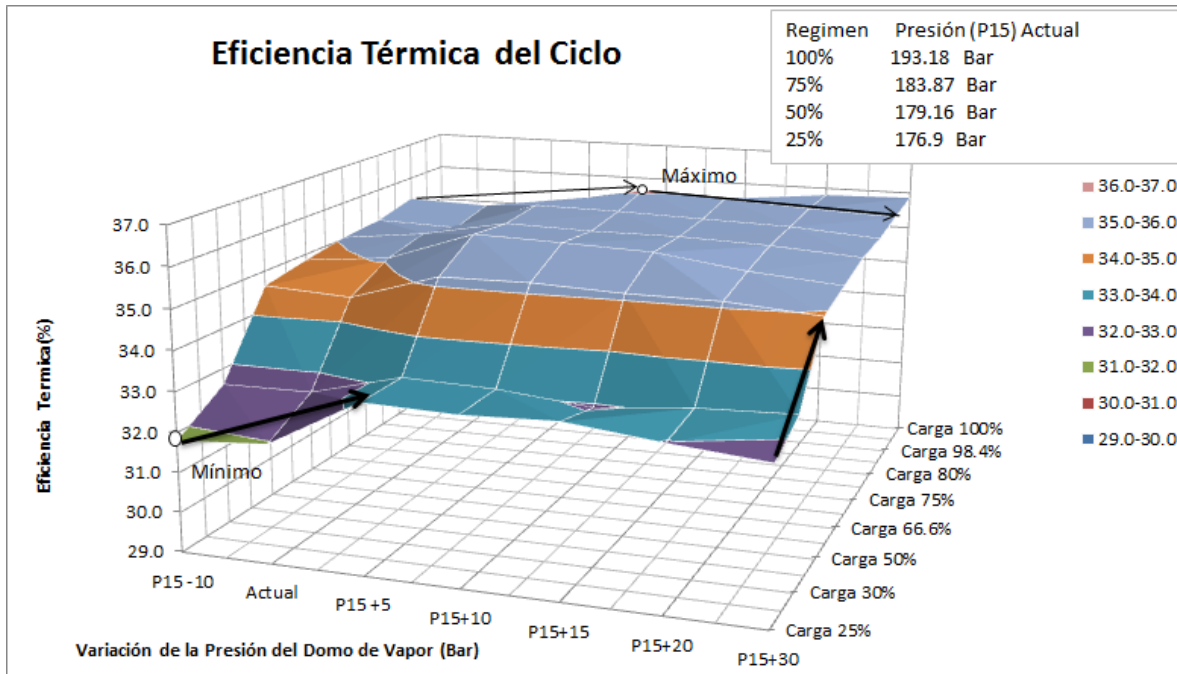


Figura 5.57. Eficiencia Térmica del ciclo a diferentes presiones del Domo de vapor

El efecto de incrementar la presión del domo de vapor por arriba de los 10 Bar respecto a la presión establecida en el MOGV resulta contraproducente, ya que la eficiencia térmica del ciclo decrece en promedio para todos los regímenes de operación simulados en -0.17% al incrementar hasta 30 Bar la presión del domo, respecto a la establecida en el MOGV.

Por otra parte, en la figura 5.58, se aprecia que la eficiencia exergética del ciclo, donde la eficiencia exergética máxima calculada es de 29.5%, al realizar la simulación al 100% de carga y con un incremento en la presión del domo de vapor de 5 Bar respecto a la presión establecida en el MOGV. La eficiencia exergética mínima es del 25.1% a un régimen de carga del 25% y bajo la presión del domo de vapor establecida en el MOGV.

En la figura 5.58, se aprecia que al incrementar la presión del domo de vapor en 5 Bar respecto a la presión actual de operación, incrementa la eficiencia exergética en promedio para todos los regímenes de carga simulados en 1.52%. Los máximos incrementos en la eficiencia exergética de 2.2% y 2.1%, se encontraron en los regímenes de carga del 25% y 100% respectivamente, simulados con un incremento en la presión del domo de +5 Bar. No obstante, si se incrementa la presión del domo de vapor, respecto a la establecida en el MOGV, por encima de los 5 Bar, es decir en +30 Bar, la eficiencia exergética decrece en promedio para todos los regímenes de operación simulados en -0.93%.

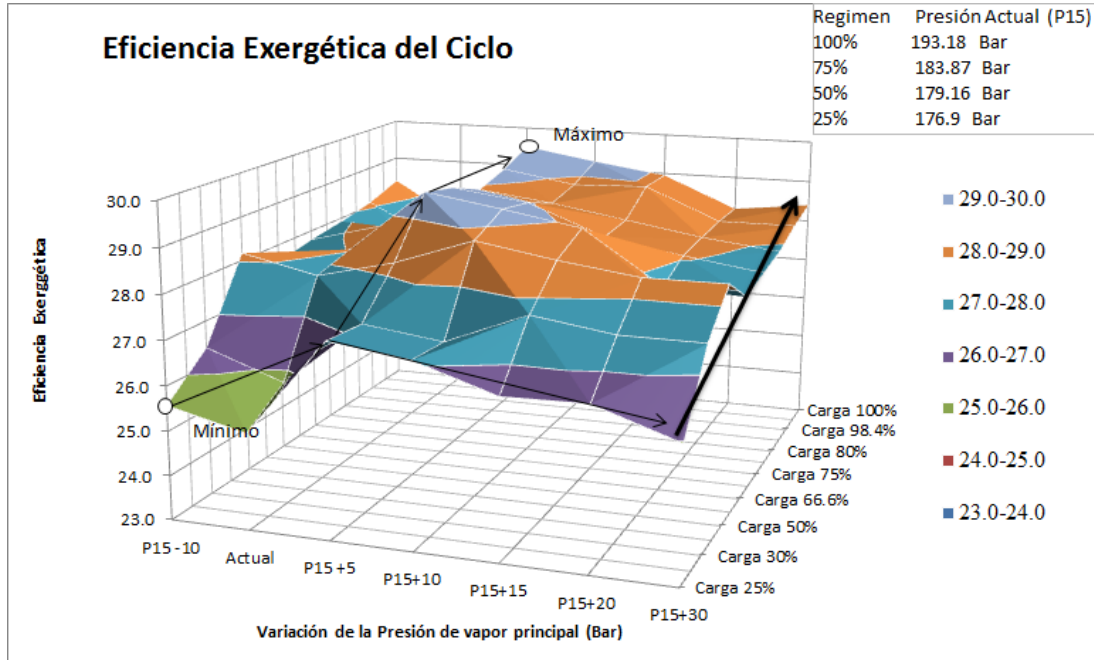


Figura 5.58. Eficiencia Exergética del ciclo a diferentes presiones del Domo de vapor

Por lo anterior, se aprecia que el óptimo en el promedio de la eficiencia exergética para todos los regímenes de operación analizados, se alcanza al incrementado la presión del domo de vapor en 5 Bar, respecto a la establecida en el MOGV, ya que incrementos mayores en la presión del domo de vapor, no representan incrementos significativos en la eficiencia exergética promedio del ciclo e incluso se muestra que dicho incremento provoca que la eficiencia exergética promedio decrezca.

No obstante, en la figura 5.58, también se puede apreciar que la eficiencia exergética aumenta al incrementar el régimen de carga, por lo que es recomendable operar la central termoeléctrica a regímenes de carga mayores y con un incremento en la presión del domo de 5 Bar, ya que, con este incremento en la presión del domo, se alcanzan eficiencias máximas locales de 29.4%, 29.3%, 28.9% y 29.2% para los regímenes de carga simulados del 66.6%, 75%, 80% y 98.4%, respectivamente.

Finalmente, en este apartado en la figura 5.59, se muestra el trabajo útil generado por el ciclo, a diferentes presiones del domo de vapor y regímenes de operación. El trabajo útil máximo calculado es de 283.7 MW a 100% de carga y con un incremento en la presión del domo de vapor de 5Bar, respecto a la presión establecida en el MOGV, lo que representa un incremento en el trabajo útil del ciclo de 3.2 MW, respecto a la operación actual.

El incremento en el trabajo útil promedio del ciclo, al incrementar en 5 Bar la presión del domo de vapor es de 1.35 MW, para los ocho regímenes de operación simulados, sin embargo, un incremento mayor a los 5 Bar, por ejemplo, +30 Bar en la presión del domo de vapor respecto a la establecida en el MOGV, provoca que el trabajo útil decrezca en algunos regímenes de carga, como se puede apreciar en la figura 5.59.

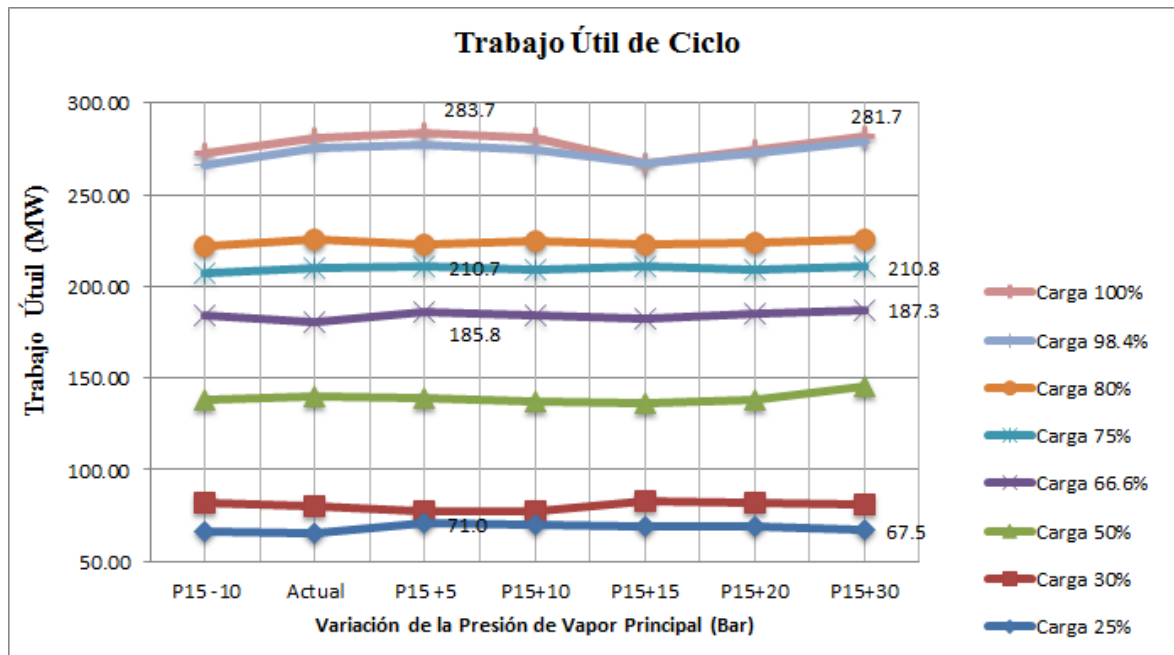


Figura 5.59. Trabajo útil generado por el ciclo a diferentes presiones del domo de vapor y cargas térmicas

Por lo anterior, teniendo en consideración los resultados de la eficiencia térmica y exergética del ciclo, se aprecia que es conveniente, incrementar la presión del domo de vapor en + 5 Bar, respecto a la presión establecida en el MOGV, ya que al realizar esta modificación se logra un trabajo útil generado máximo de 283.7 MW a carga 100%. Sin embargo se comprobó que incrementos mayores en la presión del domo de vapor como +30 Bar, respecto a la presión establecida en el MOGV, solo incrementan en promedio el trabajo útil del ciclo en 1.3 MW, para todos los regímenes de operación analizados, e incluso en algunos regímenes de carga el trabajo útil tiende a decrecer, lo cual no es conveniente para la operación del ciclo, aunado a que elevar la presión del domo a valores mayores, representa una alternativa costosa y técnicamente delicada.

5.5.4. Efecto de la presión de recalentamiento

En este apartado, se estudia el efecto que tiene la presión de recalentamiento sobre la eficiencia térmica y exergética del ciclo, así también sobre el trabajo útil. Para ello, se realizaron siete simulaciones, que consideran la variación de la presión de vapor de recalentamiento, respecto a la establecida en el MOGV, se estable que el vapor a recalentamiento lo hace a las fracciones del 10%, 15%, 19%, 20%, 25%, 30% y 40%, respecto a la presión de vapor principal (P1), esto para observar la influencia de la presión del vapor recalentado, sobre los resultados del modelo de simulación.

En la figura 5.59, se observa que la eficiencia térmica del ciclo, esta influenciada por la presión a la que se recalienta el recalentamiento del vapor en el ciclo térmico.

La eficiencia térmica máxima es de 35.72% y ocurre en el régimen de carga del 100%, para fracciones de presiones de recalentamiento del 10%, 15%, 19% y 20% respecto a la presión del vapor principal (P1), no obstante la mínima eficiencia térmica del ciclo de 31.86% se presenta al 25% de carga y con una fracción de presión de recalentamiento del 40%, respecto a la presión de vapor principal (P1).

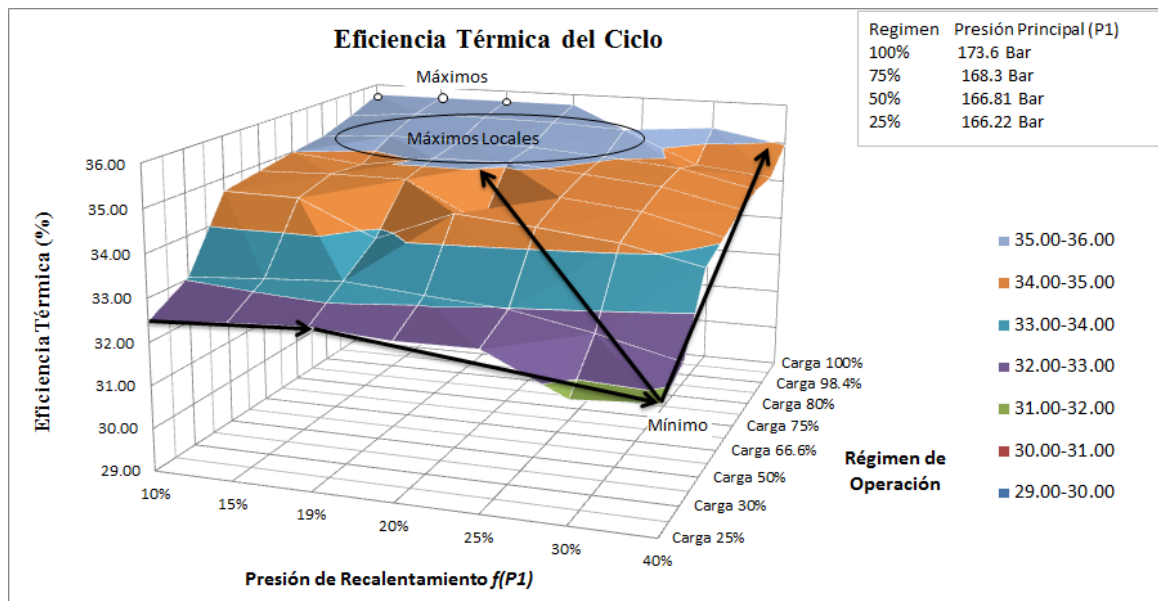


Figura 5.60. Eficiencia térmica del ciclo a Diferentes presiones de recalentamiento de vapor.

En la figura 5.60, se aprecia que existe una región de máximas eficiencias térmicas locales que van desde 35.29% hasta los máximo del 35.72%, para los regímenes de carga del 98.4% y 100% y fracciones de presión de recalentado del 10%, 15%, 19%, 20%, 25% y 30%. Así, se observa un ligero incremento en la eficiencia térmica al incrementar la presión de vapor recalentado desde el 10% hasta el 20% de la presión de vapor principal, punto en el que la eficiencia térmica empieza a disminuir hasta llegar a la presión de vapor recalentado de 40% de la presión del vapor principal.

Por lo anterior, se puede establecer que es óptimo realizar el recalentamiento a presiones menores al 20% con respecto a la presión del vapor principal y operar la central térmica a regímenes de carga del 98.4% y 100%, para garantizar los valores de eficiencia térmica máximos del ciclo.

Por otra parte, la figura 5.60, muestra que la eficiencia exergética del ciclo a diferentes presiones de vapor recalentado, se observa que la eficiencia exergética máxima es del 28.34%, al 50% del régimen de carga y una presión de vapor recalentado del 19%, en contraste con la eficiencia exergética mínima de 25.61%, que se encontró al régimen de 25% de carga y una presión de vapor recalentado del 10%.

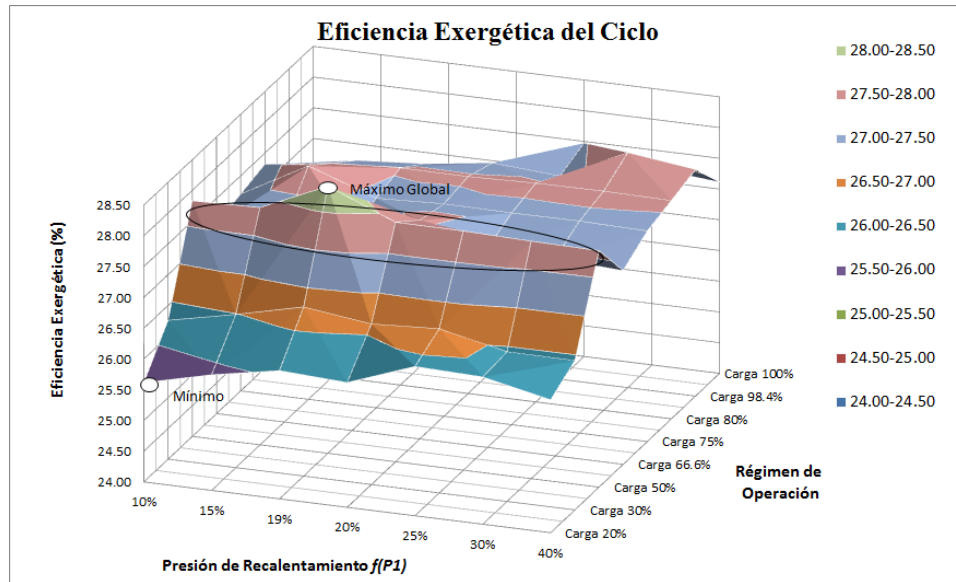


Figura 5.61. Eficiencia Exergética del ciclo a Diferentes presiones de recalentamiento de vapor.

Por otra parte, la eficiencia exergética aumenta al incrementar la presión del vapor recalentado desde el 10% hasta el 19%, en promedio 0.33% para todos los regímenes de carga simulados. Sin embargo, al incrementar la presión de recalentado del 19% hasta el 40%, la eficiencia exergética se incrementa en promedio solo un 0.06%, lo anterior permite establecer, que al realizar el recalentamiento de vapor a una presión mayor al 19%, respecto a la presión de vapor principal, esta variable no incrementa significativamente la eficiencia exergética del ciclo, por lo que no es recomendable, realizar el recalentamiento de vapor a una presión superior al 19% respecto a la presión de vapor principal, puesto que la eficiencia exergética tiende a reducirse. En la figura 5.62, se muestra el incremento en la eficiencia exergética del ciclo, al incrementar la presión del vapor recalentado desde el 10% de la presión del vapor principal hasta el 19% la cual muestra una pendiente positiva, sin embargo esto no pasa al incrementar la presión del vapor recalentado hasta el 40% de la presión de vapor principal.

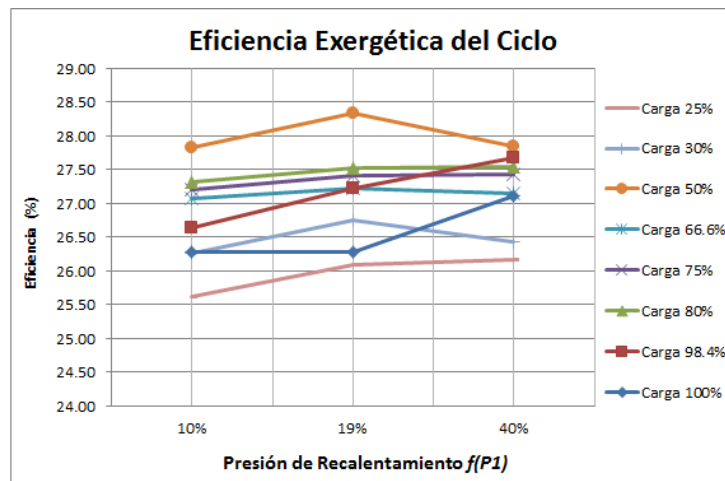


Fig. 5.62. Incremento en la eficiencia exergética, con el incremento en la presión de recalentado.

En la figura 5.64, se observa que el trabajo útil máximo generado por el ciclo es de 282.87 MW, alcanzado en el régimen de carga del 100% y para cada una de las presiones de vapor recalentado del 10%, 15%, 19% y 20%, éste valor, es 2.37 MW superior al trabajo útil generado en el régimen de operación actual que emplea la presión de vapor recalentado establecida en el MOGV.

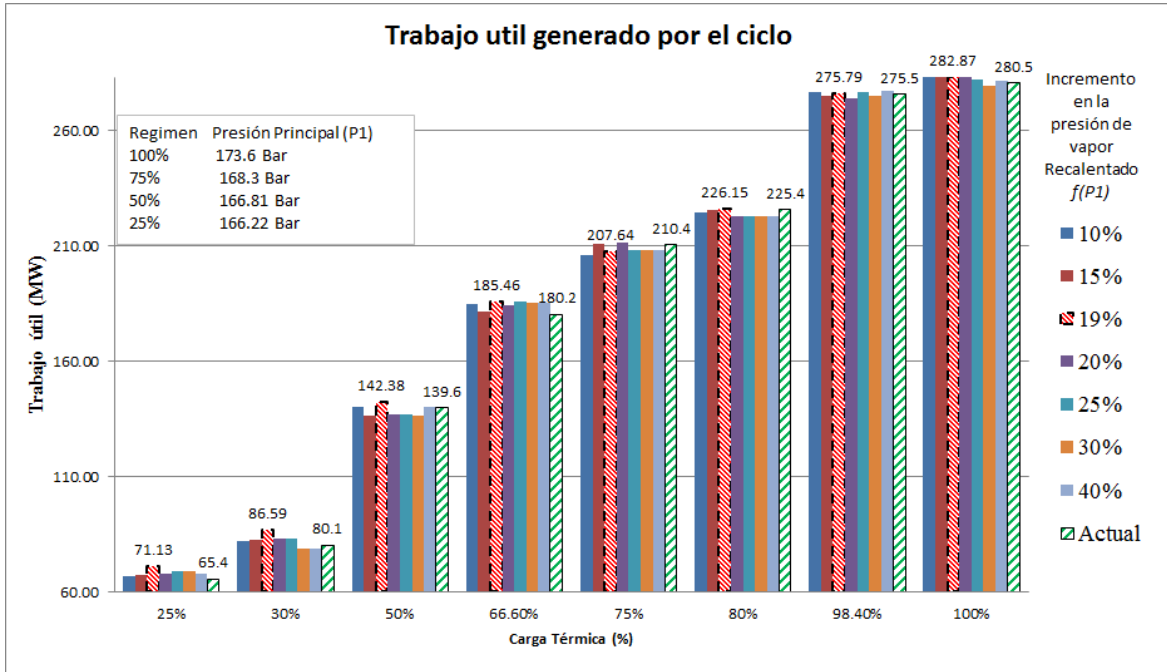


Fig. 5.63. Trabajo útil generado por el ciclo a diferentes presiones de vapor recalentado y cargas térmicas.

En la figura 5.65, se observa que el incremento en el trabajo útil generado, no muestra un incremento significativo a partir de la fracción de presión de vapor recalentado superior al 20%. Se observa que al incrementar la presión del vapor recalentado de 10% hasta 19%, respecto a la presión del vapor principal, un incremento promedio del trabajo útil generado de 2 MW, para todos los regímenes de operación simulados a distintas presiones de vapor recalentado. Sin embargo, al incrementar la presión de vapor recalentado del 19% al 40%, respecto a la presión de vapor principal, se observa un decremento promedio en el trabajo útil generado de -2.2 MW. Lo que nuevamente, corrobora que no es conveniente realizar el recalentamiento de vapor, a una presión superior al 20% de la presión de vapor principal.

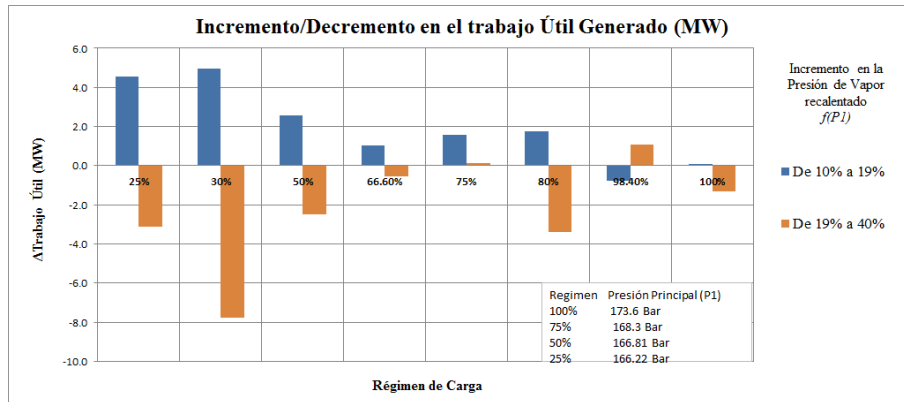


Fig. 5.64 Incremento/ Decremento en el trabajo útil generado, modificando la presión de recalentamiento, respecto a la presión de vapor principal.

Después de analizar los resultados de este apartado, se puede afirmar que, en términos de potencia generada, se observa que la presión del vapor a recalentamiento que presentan mejores resultados, son aquellas presiones, que no rebasan el límite del 20% de la presión de vapor principal, y se considera optima la presión de vapor recalentado equivalente al 19% de la presión de vapor principal, lo cual concuerda con otros estudios que han concluido que dicha presión es la óptima para realizar el recalentamiento (Dincer y Rosen, 2007). Por lo que se recomienda realizar el recalentamiento del vapor al 19% respecto a la presión del vapor principal, ya que dicha fracción de vapor muestra la eficiencia térmica y exergética máxima, así como el trabajo útil máximo generado por el ciclo de 282.87 MW.

CAPÍTULO 6 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1 INTRODUCCIÓN A LAS CONCLUSIONES

La presente investigación se dedicó al estudio de la central termoeléctrica Villa de Reyes, centrandolo la investigación en el generador de vapor de la central termoeléctrica, para desarrollar el estudio, se integraron metodologías del cálculo térmico del hogar, transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor del generador de vapor, análisis del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración, se validó y ajustó el modelo contra los datos conocidos de operación de la central térmica.

Una vez validado el modelo, se realizó el análisis a regímenes de carga variable con la finalidad de identificar los regímenes de operación óptimos y aplicar un análisis exergético y termoeconómico.

En el desarrollo del trabajo de investigación, se han alcanzado los siguientes objetivos inicialmente planteados:

1. Se desarrolló y validó el modelo de simulación del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica Villa de Reyes, bajo los regímenes de operación del 100%, 75%, 50%, y 25%.
2. Se realizó la simulación del ciclo térmico de vapor a regímenes de carga variable.
3. Se empleó la metodología del análisis exergético para analizar el ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica a régimen de carga variable, con énfasis en la transferencia de calor en el generador de vapor de 350 MW.
4. Se aplicó la metodología del análisis termoeconómico para evaluar las pérdidas económicas asociadas a las irreversibilidades de los elementos del ciclo térmico de vapor.
5. Se identificaron los elementos con la mayor generación de irreversibilidades y se plantearon las alternativas de modernización o rediseño.

Todos los resultados alcanzados en la presente investigación van encaminados a mejorar la eficiencia total de la planta e identificar los regímenes de operación óptimos de la central termoeléctrica, que en un futuro permitan evaluar las oportunidades de mejora.

La presente investigación contribuye al estado del arte, en la modelación de centrales termoeléctricas, al conjuntar diversas metodologías de análisis de manera integral, ya que permite modelar la operación de la central termoeléctrica Villa de Reyes, considerando las modificaciones en los parámetros de operación, en distintos elementos de la central termoeléctrica, por ejemplo, permite analizar el efecto del dosado de aire sobre el proceso de la combustión, su efecto sobre la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor en el generador de vapor, así como sus repercusiones sobre la eficiencia

energética y exergética del ciclo y el trabajo útil generado. En otras palabras la modelación presentada en la investigación engloba varias áreas de especialidad en el análisis de centrales termoeléctricas y permite evaluar su operación con un alto grado de exactitud y apego a la realidad.

Lo anterior, tiene un alto grado de complejidad, ya que se deben de integrar funciones que determinen las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo en cada estado termodinámico, en los que se dividió la central termoeléctrica para su estudio, aunado a que se incorporaron ecuaciones del cálculo térmico del hogar, transferencia de calor, balances de masa y energía y el análisis del ciclo Rankine con recalentamiento y regeneración.

Por otra parte, se realiza el análisis del ciclo de potencia de la central termoeléctrica que comprende un recalentamiento y dos regeneraciones, encontrando diversas variables que influyen ya sea en la eficiencia total del ciclo o en la potencia generada.

Finalmente, se realiza un análisis de sensibilidad del modelo, para observar la influencia de algunos parámetros de operación importantes sobre los resultados de la eficiencia energética, exergética y potencia generada.

En los apartados siguientes, se describen las conclusiones particulares obtenidos en cada uno de los apartados, en los que se divide el desarrollo de la presente investigación.

6.2. CONCLUSIONES DEL CÁLCULO TÉRMICO DEL HOGAR

Después de desarrollar el modelo del cálculo térmico del hogar, donde se realizó un análisis, modificando algunos parámetros de la combustión se concluye que la metodología de cálculo térmico del hogar presentada en la presente investigación, predice adecuadamente la temperatura de los productos de la combustión a la salida del hogar del generador de vapor, empleando el métodos de sustituciones sucesivas con un criterio de paro del error relativo aproximado de $\varepsilon_{ra} < 1 \times 10^{-8}$.

Con la metodología del cálculo térmico del hogar, se determinó que las temperaturas de los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor para los regímenes del 100%, 75%, 50% y 25% son: 1492.4°C, 1379.3°C, 1238.0°C y 980.0 °C, respectivamente.

En la misma etapa, derivado del análisis del efecto del dosado de aire sobre la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar, se determinó que el dosado de aire que contribuye a producir la temperatura de los gases de combustión más alta es el de $\alpha = 1.10$. Siendo la máxima temperatura calculada de 1503.2°C, para el régimen de carga del 100% y un dosado de $\alpha = 1.10$.

Finalmente, en la etapa del análisis de sensibilidad se pudo concluir que el efecto del dosado de aire sobre el modelo del cálculo térmico del hogar y el ciclo de la central térmica que:

- a) El incremento en el dosado de aire al hogar del generador de vapor ocasiona que la temperatura de los gases de combustión disminuya, y que el flujo de gases de combustión aumente. No obstante, el dosado de aire que produce la temperatura máxima de los gases de combustión es $\alpha = 1.10$, siendo ésta de 1500.6°C, a régimen de operación del 100% y con una eficiencia térmica de ciclo de 34.77%. Sin embargo, con un dosado de aire de $\alpha = 1.40$, se alcanza una eficiencia térmica máxima del ciclo de 35.55% a régimen de operación del 100%, aun cuando la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar sea de 1385.4°C. Con lo que se concluye, que el dosado de aire, afecta a la temperatura que alcanzan los gases de combustión, la cantidad de flujo másico de éstos y modifica las características físicas como turbulencia y velocidad, que afectan directamente a la transferencia de calor en los elementos subsecuentes.
- b) Incrementar el dosado de aire hasta $\alpha = 1.40$, incrementa la eficiencia térmica del generador de vapor. Siendo la eficiencia térmica máxima del 94.3%, para un régimen de carga del 67%.
- c) Respecto al efecto del dosado de aire sobre la eficiencia térmica del ciclo, se observa que ésta se incrementa ligeramente con el incremento del dosado. Siendo la eficiencia térmica máxima del ciclo del 35.8% al régimen de carga del 80%. Sin embargo, se observa que el incremento en la eficiencia térmica del ciclo es más

significativa debido al régimen de operación de la central, siendo los regímenes mayores al 75%, lo que presentan mayores eficiencias térmicas.

- d) Para el caso de la eficiencia exergética del ciclo, ésta se incrementa conforme se hace el dosado de aire desde $\alpha=1.10$ hasta $\alpha=1.40$, para un mismo régimen de carga. La eficiencia exergética máxima calculada fue de 30.4% y se encontró en un régimen de operación del 66.6% con un dosado de aire de $\alpha=1.40$. La eficiencia exergética a partir del régimen de carga del 66.6%, se comporta de una manera muy uniforme.
- e) Con lo anterior, se concluye que, el incremento en el dosado de aire en la mezcla de aire combustible en el generador de vapor, contribuye a incrementar la eficiencia térmica del generador de vapor y las eficiencias térmica y exergética del ciclo. Sin embargo, como ya se dijo con anterioridad por cuestiones medioambientales el dosado de aire debe permanecer por debajo de $\alpha=1.20$. Por lo tanto, con base en los resultados obtenidos en la presente investigación se recomienda ampliamente emplear dosados de aire en el rango del $\alpha=1.05$ al 1.15, que cumplen con la limitante medioambiental y permiten una buena combustión, así como, que con esta medida, se producen los gases de combustión a la salida del hogar del generador de vapor a mayor temperatura.

6.3. CONCLUSIONES DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Después de analizar los resultados de la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor del generador de vapor, se concluye que la metodología de la transferencia de calor en las superficies de intercambio de calor, permite determinar las temperaturas de los fluidos de trabajo a la salida de cada elemento con buena exactitud.

En el apartado de la validación del modelo de transferencia de calor, se observó que existe convergencia y similitud de las temperaturas de vapor y de los gases de combustión calculadas a través de la simulación, contra las conocidas y establecidas en el MOGV bajo los regímenes de carga 100%, 75%, 50% y 25%. Se empleó el método de aproximaciones sucesivas, con un criterio de paro de un error relativo Aproximado $\varepsilon_{ra} < 1 \times 10^{-8}$ que garantiza en las iteraciones de la simulación de cada uno de los intercambiadores de calor, que el resultado tiene un error menor a 0.000000001%. Lo anterior permite validar que la metodología de la transferencia de calor en conjunción con el método $NTU-\varepsilon$, presenta resultados adecuados para determinar las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo, lo que permite emplear dichas metodologías en simulaciones a régimen de carga variables, que es uno de los objetivos principales de la presente investigación.

La validación de la transferencia de calor se realizó para cada elemento de intercambio de calor a cada uno de los regímenes de carga establecido en el MOGV (100%, 75%, 50% y 25%), se compararon los resultados de las temperaturas de los fluidos de trabajo a la salida de cada elemento de intercambio de calor, calculadas con el modelo de simulación contra las temperaturas conocidas de operación.

Se obtuvo que, para el primer sobrecalentador de vapor, la máxima diferencia absoluta de temperatura del vapor de agua calculada por el modelo, respecto a la establecida en el MOGV fue de 6.6°C , que ocurrió al realizar el cálculo de la transferencia de calor al régimen de carga del 50%. Lo que representa una diferencia porcentual respecto a la temperatura establecida en el MOGV del 1.38%. Por otra parte, al analizar las diferencias máximas de temperatura calculadas por el modelo respecto a las temperaturas establecidas para los cuatro regímenes de operación con los que se valida el modelo, se encontró, que el promedio de las máximas diferencias absolutas de temperaturas del vapor de agua calculadas por el modelo, respecto a las establecidas en el MOGV fue de 5.72°C , lo que de manera porcentual representa una variación de solo 1.45% respecto a los valores conocidos en el MOGV. Por otra parte, respecto a la temperatura de los gases de combustión a la salida del primer sobrecalentador, se encontró que el promedio de las máximas diferencias absolutas de temperaturas de los gases de combustión calculadas por el modelo, respecto a las establecidas en el MOGV fue de 32.32°C , lo que de manera porcentual representa una variación de solo 3.04% respecto a los valores conocidos en el MOGV.

Respecto al segundo y tercer sobrecalentador de vapor, se observó que el promedio de las máximas diferencias absolutas de temperaturas del vapor de agua calculadas por el modelo, respecto a las establecidas en el MOGV fueron de 100.97°C y 55.47°C , lo que de manera porcentual representan una variación del 12.87% y 8.21% respecto a los valores conocidos en el MOGV, respectivamente. Si bien, en este apartado las diferencias son significativas, se debe de tener en cuenta que los sobrecalentadores de vapor, trabajan de manera conjunta y que la variable de real importancia es la temperatura a la cual los sobrecalentadores de vapor, envían el vapor de agua a la turbina de vapor.

En este apartado, se concluye que los tres sobrecalentadores de vapor, trabajan de manera conjunta para elevar la calidad del vapor sobrecalentado, ya que si bien la exactitud del modelo presenta variaciones al analizar de manera independiente cada sobrecalentador, al observar el resultado final del vapor sobrecalentado que se dirige a la turbina de vapor, podemos apreciar que la diferencia promedio de la temperatura del vapor sobrecalentado calculado por el modelo, respecto a la establecida en el MOGV, es de 12.23°C , lo que de manera porcentual representa una variación de solo 2.18%, respecto a los valores conocidos en el MOGV. Con lo cual se puede garantizar que en conjunto, la metodología de la transferencia de calor en los sobrecalentadores de vapor, describe adecuadamente el comportamiento termodinámico de dichos elementos.

Por otra parte, respecto a la temperatura de los gases de combustión a la salida de los sobrecalentadores de vapor (estado *d*), se encontró que el promedio de las máximas diferencias absolutas de temperaturas de los gases de combustión calculadas por el modelo, respecto a las establecidas en el MOGV, para los regímenes de operación de 100%, 75%, 50% y 25%, fueron de 45.2°C, 49.1°C, 48°C y 79.6°C, lo que de manera porcentual representan una variación del 6.83%, 6.97%, 7.85% y 10.53%. La variación promedio entre las temperaturas calculadas por el modelo y las establecidas en el MOGV es de 55.47°C, lo que representa una variación porcentual del 8.04%, respecto a los valores establecidos en el MOGV.

Respecto a los resultados de la transferencia de calor en los recalentadores de vapor, se observó que el promedio de las máximas diferencias absolutas de temperaturas del vapor de agua recalentado, calculadas por el modelo, respecto a las establecidas en el MOGV fueron de 8.6°C, 15.8°C, 43.8°C y 16°C, lo que de manera porcentual representan una variación del 1.6%, 3%, 8.8% y 3.6%, respecto a los valores conocidos en el MOGV, respectivamente. La variación promedio entre las temperaturas calculadas por el modelo y las establecidas en el MOGV, para los cuatro regímenes de carga analizados es de 21.0°C, lo que representa una variación porcentual promedio del 4.25%, respecto a los valores establecidos en el MOGV. Con lo cual se concluye, con base en los resultados obtenidos de la validación que la metodología de transferencia de calor en los recalentadores de vapor predice adecuadamente y con un alto grado de exactitud las temperaturas de los fluidos de trabajo a la salida de los recalentadores de vapor.

Para el caso de los gases de combustión que abandonan la zona de recalentadores de vapor, se observó que el promedio de las máximas diferencias absolutas de temperaturas de los gases de combustión, calculadas por el modelo, respecto a las establecidas en el MOGV fueron de 52.8°C, 54.7°C, 39.1°C y 2.9°C, lo que de manera porcentual representan una variación del 9.85%, 10.94%, 8.25% y 0.75%, respecto a los valores conocidos en el MOGV, respectivamente. La variación promedio entre las temperaturas calculadas por el modelo y las establecidas en el MOGV, para los cuatro regímenes de carga analizados es de 37.37°C, lo que representa una variación porcentual promedio del 7.44%, respecto a los valores establecidos en el MOGV. Lo que no es una variación significativa en el análisis de procesos térmicos, debido a la alta complejidad de éstos. Con lo que nuevamente el modelo de simulación de la transferencia de calor presente convergencia y similitud en el cálculo de la temperatura de los gases de combustión a la salida de los recalentadores.

La simulación y validación de la transferencia de calor es de suma importancia, para poder predecir las propiedades termodinámicas de los fluidos de trabajo en cada uno de los estados en los que fue dividida la central termoeléctrica para su estudio, por lo tanto, a la vez que el cálculo térmico del hogar del generador de vapor, proporciona las propiedades termodinámicas de los gases de combustión, también los módulos de la transferencia de calor, proporcionan las características termodinámicas de los fluidos de trabajo en sus

respectivos estados, lo que permite realizar el análisis del ciclo térmico de vapor de la central termoeléctrica a régimen de carga variable y a su vez, realizar el análisis exergetico y termoeconómico, cuyos resultados se presentan en la secciones 6.5.1. Y 6.5.2, respectivamente.

6.4. CONCLUSIONES DEL CICLO TÉRMICO DE VAPOR

Respecto al análisis realizado sobre las extracciones de vapor de la turbina, se observó que la potencia máxima obtenida del ciclo térmico de vapor fue de 280.5 MW al régimen de carga 100% y con las combinaciones de presiones de extracción de la turbina de vapor de alta presión $P_2= 17.80$ Bar (10% de la presión de vapor principal) y la presión de baja presión $P_5= 11.883$ Bar (30% de la presión de vapor recalentado). Se determinó que la eficiencia térmica máxima del ciclo fue de 37.20% para el régimen de carga del 100%, con la combinación de presiones de extracción de alta presión $P_2= 17.80$ Bar (10% de la presión de vapor principal) y $P_5= 3.96$ Bar (10% de la presión de recalentado).

Con los resultados obtenidos en este apartado, se concluye que es conveniente realizar la extracción de alta presión P_2 , en su valor mínimo (10% de la presión de vapor principal) y la extracción de la turbina de baja presión P_5 al valor máximo (30% de la presión de vapor recalentado), a fin de producir el máximo trabajo útil generado por el ciclo, ya que la eficiencia térmica del ciclo no sufre grandes repercusiones.

Con los resultados anteriores, se estableció emplear la combinación de presiones de extracción de la turbina de vapor al 10% de la presión de vapor principal para la extracción de alta presión de la turbina y al 30% de la presión de vapor recalentado, para realizar la simulación de la central termoeléctrica Villa de Reyes a régimen de carga variable.

Una vez determinadas las presiones de extracción de la turbina de vapor, es posible realizar el análisis del ciclo térmico de la central a régimen de carga variable, integrando todas las metodologías de cálculo anteriores, en este apartado, se observa que las características de operación a régimen de carga variable, coinciden con los resultados esperados a regímenes de carga del 100%, 75%, 50% y 25%, establecidos en el MOGV.

La eficiencia térmica máxima calculada del generador de vapor fue de 90.4%, para los regímenes de carga del 66.6% hasta el 75.6%, se concluye que esta eficiencia térmica máxima se alcanza en estos regímenes de carga, debido a que el generador de vapor, opera bajo las condiciones óptimas de dosado de aire de $\alpha=1.05$ al 1.15.

Para el caso de la eficiencia térmica del ciclo, se concluye que ésta se encuentra en el rango del 30% al 35.3%. Siendo que los máximos de la eficiencia del ciclo 35.3%, encontrados en

los regímenes de carga del 100%, 98.4%, 93.32% y 75.6%, Así como otros valores de eficiencia térmica del ciclo del 35.27% y 35.25% para los regímenes de carga del 95.64% y 74.3%, respectivamente con lo que se concluye con base a los resultados de la eficiencia térmica del ciclo que la operación de la central termoeléctrica es óptima a regímenes de carga altos ($> 75\%$). En específico a régimen de carga del 100%, sin embargo los regímenes de carga del 98.4%, 95.64%, 93.32% y 75.6%, representan una alternativa de operación óptima en áreas de salvaguarda la eficiencia térmica del ciclo.

En contra parte, se observa que la eficiencias mínimas del ciclo térmico del 30.16%, 31.96% y 32.11% ocurren en los regímenes de carga del 29.45%, 24.78% y 25.85%, con lo que se concluye que la eficiencia térmica del ciclo es altamente ineficiente a los regímenes de carga bajos en especial, en aquellos regímenes de operación menores al 30% de carga térmica.

Finalmente los resultados de este apartado, permiten concluir en base la eficiencia térmica del ciclo, la eficiencia térmica del generador de vapor y la potencia generada, que existen ocho regímenes de carga de especial interés para la presente investigación y que necesitan un tratamiento más profundo, aplicando un análisis exergético y termoeconómico, los regímenes seleccionados fueron 100%, 75%, 50%, 25%, también al 66.6%, que es donde se encuentra una máximos de la eficiencias del generador de vapor. Se incluye el régimen de carga del 98.4%, que es donde se encontró uno de los máximos de la eficiencia del ciclo, y se incluyen otros dos regímenes en el estudio al 30% y 80% de carga, para tener ocho diferentes regímenes de estudio.

6.5. CONCLUSIONES DEL CÁLCULO EXERGÉTICO Y TERMOECONÓMICO

El análisis exergético está basado en un análisis minucioso de las propiedades termodinámicas de los sistemas térmicos. La validación de las propiedades y características de los estados termodinámicos en los que se divide la central termoeléctrica Villa de Reyes, tienen amplia trascendencia para obtener resultados apropiados en el análisis exergético, ya que este tipo de análisis cuantifica la disponibilidad de la energía y su grado de degradación o destrucción a través de los múltiples procesos, cuyas conclusiones se presentan en el apartado 6.5.2.

Por otra parte, en un análisis adicional, se cuantifican las pérdidas exergéticas de los elementos de la central termoeléctrica, bajo los regímenes de operación seleccionadas y empleado un costo nivelado de generación de \$121.44 USD/MWh neto, que cuantifica el costo del combustible, los costos de inversión, operación y mantenimiento y de esta manera, se puede cuantificar en términos económicos las pérdidas asociadas a los sistemas

y a las irreversibilidades de la central termoeléctrica, cuyas conclusiones se presentan en el apartado 6.5.2.

6.5. 1. Conclusiones del análisis exergético de la central térmica de vapor

El análisis exergético, permite cuantificar la cantidad de exergía suministrada a la central termoeléctrica villa de Reyes desde un estado termodinámico de referencia, los resultados obtenidos, muestran que el hogar del generador de vapor es el elemento con mayor generación de irreversibilidades, seguidos por las superficies de transferencia de calor, condensador, turbina de vapor y la exergía de desecho con gases de escape.

El máximo aporte de exergía al sistema analizado, es de 1,025.5 MW para la carga térmica del 100% y el mínimo es de 259.9 MW para la carga térmica del 25%, que producen 280.5 MW y 66.5 MW de trabajo útil, respectivamente.

La máxima destrucción de exergía es de 744.8 MW, a la carga térmica del 100% y la mínima destrucción de exergía del sistema es de 193.7 MW para el régimen de carga del 25%.

Se puede apreciar que la generación de trabajo útil no tiene un comportamiento lineal con respecto al régimen de carga, a distintos regímenes de carga, la exergía empleada en la generación de trabajo útil varía desde el 25% hasta el 28%.

Se observa que el hogar del generador de vapor, es responsable de la destrucción de exergía del sistema en el rango del 30% al 40%. Cuando se opera a regímenes de carga menores por ejemplo al 25% de carga, llega a destruir hasta el 40% de exergía suministrada, en cambio para el régimen de carga del 100%, la exergía destruida es del 31.3%.

La destrucción de la exergía asociada a la transferencia de calor en las superficies intercambiadoras de calor (sobrecalentadores, recalentadores y economizador) representan entre el 14.4% y el 17.9% de la exergía destruida en el ciclo, dicha exergía destruida se puede disminuir mejorando la efectividad de las superficies de intercambio de calor ya sea incorporando sopladores de hollín o realizando innovaciones metalúrgicas en la construcción de los intercambiadores de calor, lo que representan una oportunidad de investigación fuera de los alcances del presente trabajo.

Respecto a las irreversibilidades en la turbina de vapor, se encuentran en el rango del 5.9% hasta el 7.1% en los regímenes de carga analizados del 98.4% y 25% respectivamente.

Por otra parte, el condensador opera a una presión constante de 0.68 Bar, y mantiene una destrucción de exergía prácticamente constante de alrededor del 9.6% al 10%, para

disminuir la destrucción de exergía en este dispositivo, sería necesario reducir la presión de extracción, las conclusiones de dicho análisis se presentan en la sección 6.5, o aprovechar la energía del condensador en calentamiento para otro proceso.

Los gases de escape de la central termoeléctrica constituyen entre el 2% al 3% de la destrucción de exergía del ciclo, en este sentido, la implementación de recuperadores de calor o la renovación de alguno de los elementos del ciclo, puede representar mejoras a la eficiencia, en este caso, se podría renovar por ejemplo, el calentador de aire regenerativo, lo cual, según la literatura podría incrementar la eficiencia del ciclo hasta en un 4%-6%. Los equipos auxiliares como son las bombas de agua de alimentación, bombas de recirculación forzada y precalentadores de agua repercuten entre el 4% y el 2% de la destrucción de la exergía del ciclo.

Las irreversibilidades producidas por las bombas de agua de alimentación y recirculación, así como los calentadores de agua de alimentación conocidos como regeneradores en el ciclo térmico de vapor, se encuentran en el rango del 3.7% al 2.5%.

Al realizar la simulación de la operación de la central termoeléctrica a régimen de carga variable, se observó que la eficiencia térmica del ciclo se encuentra en el rango del 32% al 35%. Sin embargo, la eficiencia térmica, se mantiene en el orden del $35\% \pm 1\%$, desde el régimen de carga 75% hasta el régimen de carga del 100%. Siendo la eficiencia térmica máxima de 35.55% al 100% de carga.

Por otra parte, se observa que la eficiencia exergética máxima del ciclo es de 29%, que se presentan a los regímenes de carga del 95.7% y 75.04% y posee otros puntos locales máximos de eficiencia exergética de 28.65% al régimen de carga del 74.1% y dos puntos máximos locales de 28.40%, para los regímenes de carga del 63.3% y 51.14% respectivamente. Por lo que se concluye, desde el punto de vista exergético que los regímenes de operación óptimos son: al 95.7%, 75.04%, 74.1%, 63.3% y 51.14%.

En cambio, las eficiencias exergéticas mínimas del ciclo son de 25.15%, 25.23% y 25.43% y ocurren en los regímenes de carga del 24.7%, 25.9% y 27.3%, respectivamente. Por lo que se concluye, desde el punto de vista exergético, que los regímenes de carga menores al 30% son altamente ineficientes.

Con lo anterior se concluye, que tomando en consideración la eficiencia térmica del ciclo es adecuado operar la central termoeléctrica a regímenes de carga mayores al 75%, ya que la variación en la eficiencia térmica del ciclo no es significativa y es menor al 1%, sin embargo, desde un punto de vista exergético, es más eficiente operara la central termoeléctricas a los regímenes de carga: 95.7%, 75.04%, 74.1 o al 63.3% y 51.14%. Por lo que se concluye recomendar la operación de la central termoeléctrica a los regímenes de carga del 95.7% y no al 100%, entre el rango del 74.1% - 75.04% (incluye el regímenes 75%) y establecer dos regímenes de carga alternativos del 63.3% y 51.14%, evitando operar

la central termoeléctrica a regímenes de carga menores al 50% como lo es al 25%, ya que se comprobó que es un régimen de carga altamente ineficiente.

6.5. 2. Conclusiones del análisis termoeconómico de la central térmica de vapor

Se realizó en análisis termoeconómico, determinándose los costos asociados a la destrucción de exergía debido a las irreversibilidades presentes en la central termoeléctrica Villa de Reyes, se empleó un costo nivelado de generación de \$121.44 USD/MWh neto generado, para determinar las pérdidas económicas asociadas a la destrucción de exergía en los procesos, los resultados del análisis termoeconómico, permiten evaluar las alternativas de repotencialización o modernización de la central termoeléctrica, es decir, una vez conocidas la perdidas económicas asociadas a los elementos de la central térmica, se puede evaluar la pertinencia de su modernización, con equipos con mayor eficiencia y que presenten costos nivelados de generación menores a los que maneja la central termoeléctrica villa de Reyes. Para lo anterior, a partir del análisis termoeconómico, en futuras investigaciones se deberá evaluar la modernización en términos económicos y calcular el periodo de retorno de la inversión, lo cual involucra una evaluación financiera de las posibles alternativas.

Las pérdidas económicas asociadas a las irreversibilidades de los procesos son de \$409.6 MUSD/Año, \$405.5 MUSD/Año, \$327.8 MUSD/Año, \$293.9 MUSD/Año, \$258.8 MUSD/Año, \$199.5 MUSD/Año, \$131.5 MUSD/Año y \$112.3 MUSD/Año para los regímenes de operación analizados del 100%, 98.4%, 80%, 75%, 66.6%, 50%, 30% y 25%, respectivamente. Con lo anterior, se concluye que el incremento en el régimen de carga térmica, ocasiona que los costos de las irreversibilidades aumenten, ya que a mayor régimen, se incrementa el flujo de exergía al sistema y por lo tanto, aumenta la cantidad de exergía destruida en cada uno de los elementos de la central termoeléctrica.

Desde el punto de vista termoeconómico, se concluye que las modificaciones en la operación o modernización de la central termoeléctrica, deben de estar enfocadas en aquellos elementos que presentan las pérdidas económicas máximas, debido a las irreversibilidades, entre ellos:

- El hogar del generador de vapor, cuyas irreversibilidades máximas, llegan a tener un costo de \$174.6 MUSD/Año de operación.
- Las superficies de intercambio de calor que llegan a representar un costo exergético de \$101.2 MUSD/Año de operación,
- Después se encuentran los costos debido a la exergía perdida en la disipación de calor en el condensador que llega a ser de \$54.2 MUSD/año de operación.

- Las irreversibilidades producidas en la turbina de vapor llegan a ser de \$39.5 MUSD/Año y
- Los otros elementos como lo son, las bombas de agua de alimentación y recirculación y los regeneradores de calor, llegan a tener un costo de \$19.66 MUSD/Año debido a las irreversibilidades en estos equipos.

Con base a los resultados anteriores se concluye, que las posibles modificaciones o mejoras en los elementos de la central termoeléctrica deben de enfocar sus esfuerzos en mejorar u optimizar los siguientes elementos en orden de importancia: hogar del generador de vapor, superficies de intercambio de calor, condensador, turbina de vapor y otros elementos como bombas de agua y regeneradores de vapor, seleccionando elementos con mejores eficiencias, para disminuir el costo termoeconómico asociado a los procesos que tienen lugar en los mismos.

Por lo anterior, las alternativas viables para modernizar la central termoeléctrica Villa de Reyes, son las modificaciones que mejoren el proceso de combustión, mejoren el proceso de transferencia de calor, aquellas que mejoren el funcionamiento del condensador de la central termoeléctrica y analizar el comportamiento de algunas variables del régimen de operación como son la presión del domo de vapor y la presión de vapor recalentado, que son variables que influyen sobre las eficiencias térmicas y exergéticas del ciclo y por ende sobre la generación de irreversibilidades en el sistema. Dicho análisis se concluye en el siguiente apartado.

6.6 CONCLUSIONES DEL ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD

El análisis de sensibilidad se realizó para observar la influencia que tienen las principales variables independientes sobre los resultados del modelo de simulación de la central termoeléctrica Villa de Reyes, esto como una manera de interpretar las posibles modificaciones a la central termoeléctrica a fin de evaluar los beneficios que se podría alcanzar al innovar o modificar la operación de algunos elementos de la central termoeléctrica.

Se estudió la influencia que tienen cuatro variables sobre el modelo de simulación entre ellas y en orden de importancia: el dosado de aire, la presión del condensador, la presión del domo de vapor y la presión de recalentado.

La figura 6.1, muestra la influencia de las principales variables independiente del modelo de la central termoeléctrica Villa de Reyes, sobre las eficiencias térmicas y exergéticas del ciclo, lo que comprueba que pequeñas modificaciones a los parámetros de operación representan oportunidades de mejoras en el ciclo. Se observan las variables modificadas en el modelo de izquierda a derecha en orden de importancia, y se presentan el valor de la variable independiente para la cual se presentan las eficiencias exergéticas y térmicas máximas, así como el régimen de carga al cual ocurren.

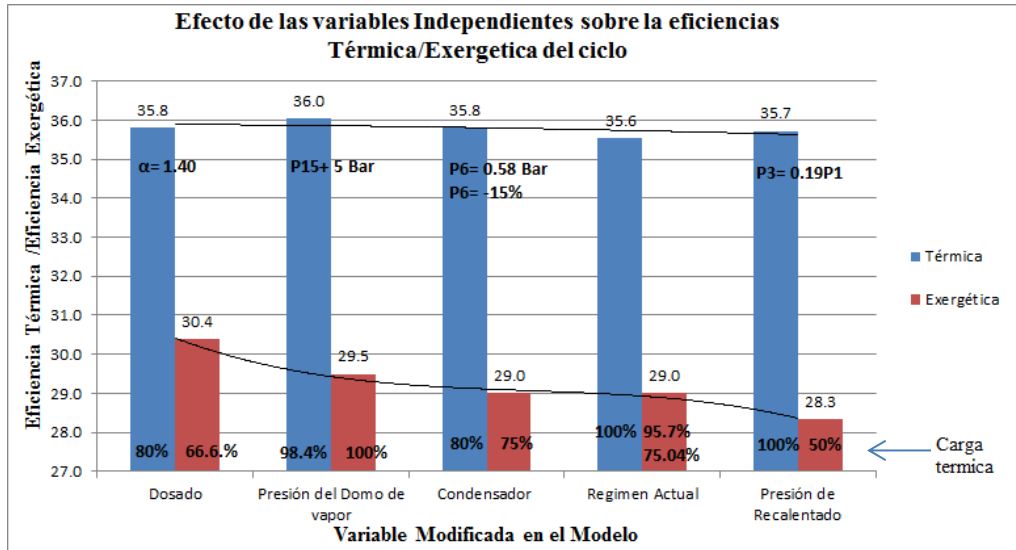


Figura 6.1. Eficiencias térmicas y exergeticas máximas modificando diferentes variables independientes

Derivado del análisis de sensibilidad, se concluyendo lo siguiente, respecto a las eficiencias:

- Modificar el dosado de aire, al incrementar el suministro de aire al hogar del generador de vapor, respecto al dosado de aire establecido en el MOGV, contribuye a elevar la eficiencia térmica y exergetica del ciclo, siendo las eficiencias térmica y exergeticas máximas calculadas de 35.8 y 30.4%, a los regímenes de carga del 80% y 66.6%, con un exceso de aire de $\alpha=1.4$, respectivamente. Sin embargo, a como ya se dijo en el apartado de resultados, el dosado de aire debe de limitarse a valores menores al 1.20, por cuestiones ambientales.

Respecto a la presión de operación del domo de vapor, se observó que al incrementarla en +5 Bar, respecto a la presión actual de operación establecida en el MOGV, se incrementan las eficiencia térmica y exergetica del ciclo hasta 36% y 29.5%, respectivamente, a los regímenes de carga del 98.4% y 100%. Se concluye que incrementar la presión del domo de vapor en +5 Bar, beneficia a las eficiencias del ciclo, sin embargo, el efecto de incrementos mayores en la presión del domo, no es significativo sobre las eficiencias del térmicas y exergeticas del ciclo, e incluso en algunos regímenes de carga llega a ser contraproducente.

- Se observó que reducir la presión del condensador en -15%, respecto a la presión establecida actualmente, para establecerla en 0.58 Bar, contribuye a elevar la eficiencia térmica y exergetica del ciclo, sin embargo, dicho incremento es poco significativo, respecto a las condiciones actuales de operación de la central termoeléctrica. Ya que las eficiencias térmicas y exergeticas máximas logradas son del 35.8% y 29% a los regímenes de carga del 80% y 75%, respectivamente, donde la eficiencia exergetica muestra un incremento de sólo un 0.2%, respecto a las condiciones actuales de operación. Con lo que se concluye, acorde a lo que se

mencionó en el capítulo de resultados que la opción de reducir la presión del condensador es poco significativa, aunado a que esto implica el riesgo de producir condensados en las últimas etapas de la turbina.

- Con el análisis que se realizó de la presión de vapor recalentado, que consistió en realizar el recalentamiento de vapor a fracciones del 10%, 15%, 19%, 20%, 25%, 30% y 40% de la presión de vapor principal, se concluye que la presión a la que se recalienta el vapor, afecta a la eficiencia térmica y exergética del ciclo, siendo los máximos encontrados de 35.7% y 28.3%, en los regímenes de carga del 100% y 50%, respectivamente, empleando una fracción de presión de recalentamiento del 19%, que es la fracción de recalentamiento de vapor que produjo los mejores resultados en las eficiencias. Sin embargo, dichas eficiencias son ligeramente mayores, a las calculadas bajo las condiciones actuales de operación. En el caso de la eficiencia térmica solo se incrementa en 0.1% y en el caso de la eficiencia exergética esta disminuye en 0.7%. Con lo que se demuestra, que en los regímenes actuales de operación, la presión de vapor recalentado está particularizada para cada régimen, por lo que, no se puede estandarizar una fracción de presión de recalentamiento para todos los regímenes de carga, sino que se debe de realizar a una presión específica que contribuya a mejorar las eficiencias para cada régimen en particular, esto claro si solo se observan las eficiencias del ciclo, sin embargo, realizar el recalentamiento de vapor al 19% de la presión de vapor principal, contribuye a incrementar el trabajo útil generado por el ciclo, tal como se explicará más adelante. Cabe señalar que, respecto a las diferentes presiones de vapor recalentado simuladas, se encontró que la fracción de presión de recalentamiento que presentó máximos en las eficiencias térmica y exergética fue la del 19%, con lo que se puede concluir que, para los casos en los que se desconoce la presión a la cual se debe de realizar el recalentamiento del vapor, está se debe de realizarse al 19% de la presión del vapor principal, dado que esta fracción de presión presentó los mejores resultados en las simulaciones realizadas.

Respecto a la repotencialización de la central termoeléctrica Villa de Reyes, que se puede lograr con las técnicas que se analizaron, en la figura 6.2, se observa que existe un incremento del trabajo útil generado por el ciclo, producto de diversas modificaciones de las variables independientes del modelo, con lo que se comprueba que es posible realizar modificaciones de operación que impacten positivamente en un mejor aprovechamiento de la energía. Se muestran las técnicas empleadas en orden de importancia de izquierda a derecha.

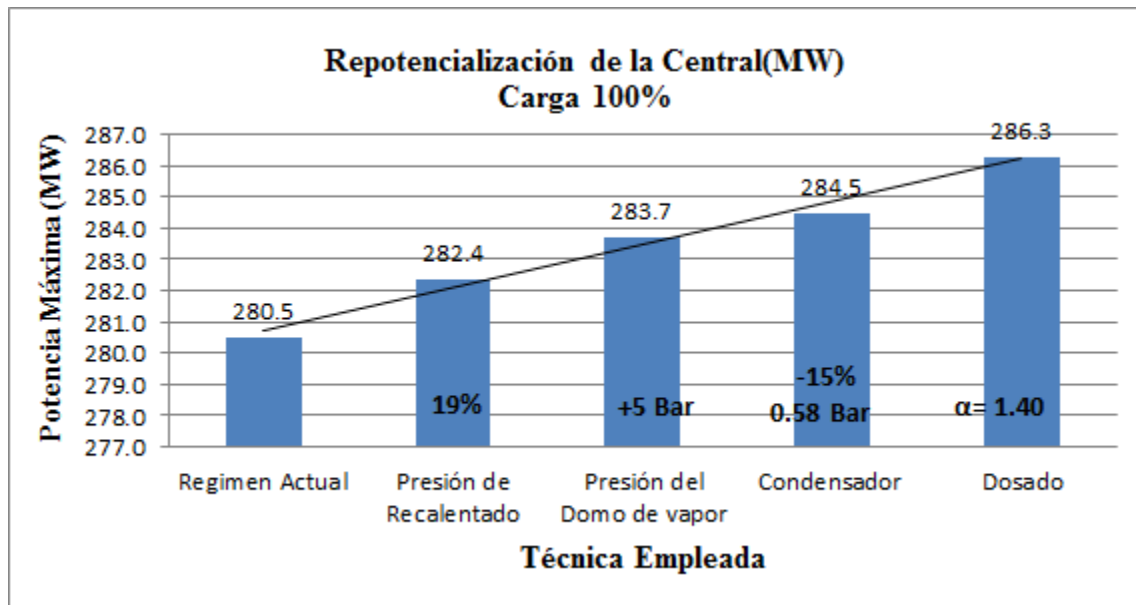


Figura 6.2. Repotencialización de la central Térmica Villa de Reyes

Con la información de la figura 6.2, y de los resultados obtenidos en la presente investigación con el análisis de sensibilidad realizado, se puede concluir que:

- Modificar la presión a la que se realiza el recalentamiento de vapor de la central termoeléctrica, para realizarlo al 19% de la presión de vapor principal, ofrece una ganancia extra de potencia de 1.9 MW. Es decir, actualmente la central termoeléctrica trabaja a una presión de vapor principal de 173.6 Bar y una presión de vapor recalentado de 41.48 Bar, para un régimen de carga del 100%. Con base en los estudios realizados, se concluye que es conveniente, para la mayoría de los casos, realizar el recalentamiento del vapor a una presión igual al 19% de la presión de vapor principal, esto es a 32.98 Bar, para la carga térmica del 100% ya que esta configuración ofrece mejores resultados en el trabajo útil generado por el ciclo, aunque este beneficio no se observe de manera clara en las eficiencias energética y exergéticas, ya dichas eficiencias son muy similares a las calculadas bajo las condiciones de operación actual, considerando el trabajo útil generado, esta técnica presenta una buena alternativa.
- Se demostró, que incrementar la presión del domo de vapor del generador de vapor en +5 Bar, respecto a la presión de operación establecida actualmente en el MOGV, contribuye a un incremento de 3.2 MW, en el trabajo útil generado por el ciclo. Sin embargo, superar el incremento de 5 Bar a la presión del domo de vapor, no se muestra significativamente importante en el incremento del trabajo útil generado, de hecho se muestra ligeramente contraproducente.
- La reducción de la presión del condensador de la central térmica en -15% respecto a la presión de operación actual, es decir, establecerla de 0.68 Bar a 0.57 Bar. En teoría, ofrece un incremento en el trabajo útil generado por el ciclo de 4 MW, sin embargo, a como ya se dijo, la reducción de la presión del condensador implica el

riego de producir condensados en la turbina de vapor y provocar su deterioro. Por lo que esta técnica, requiere de estudios más profundo, enfocados específicamente en la turbina de vapor.

- Finalmente, la técnica más prometedora para incrementar el trabajo útil generado por el ciclo, así como las eficiencias, son aquellas aplicaciones que mejoren el proceso de la combustión, entre ellas, la regulación del dosado de aire ya que, se comprobó que incrementar el dosado de aire al hogar del generador de vapor, a un valor máximo de $\alpha = 1.4$, contribuye a aumentar el trabajo útil generado por el ciclo, respecto a las condiciones actuales de operación en 5.8 MW. Sin embargo, de advierte, que por condiciones medioambientales, el valor del dosado de aire debe de permanecer por debajo del 1.2, bajo esta condición, según los resultados de las simulaciones, los gases de combustión alcanzarían una temperatura de 1465.7°C, muy próxima a la temperatura de 1492.4°C, calculada bajo las condiciones actuales de operación y carga térmica del 100%. Así como una eficiencia térmica del ciclo del 35.64% y una eficiencia exergética del 28.91%, para la carga térmica del 100%, lo cual son eficiencia aceptables y un trabajo útil generado de 285.4 MW, lo que representa 4.9 MW, de trabajo útil adicional respecto a las condiciones actuales de operación.

Se concluye que es posible incrementar la potencia generada, modificando algunos parámetros de operación, respecto a los establecidos actualmente para la central termoeléctrica Villa de Reyes. Así como realizando su operación a regímenes de carga superiores al 50%, de preferencia al 75%, 95.7% y 100 % de carga, y evitar los regímenes de operación pequeños como son: 25%, 24.7%, 25.9% y 27.3%.

Se establece también, que existen elementos y procesos que son susceptibles de ser innovados o sustituidos, para lograr mejor uso eficiente de la energía, los resultados de la presente investigación permiten jerarquizar las irreversibilidades de los elementos de la central termoeléctrica Villa de Reyes y estimar las pérdidas económicas, asociadas a las irreversibilidades, definiendo una jerarquía en base a las pérdidas económicas que ocasionan cada uno de los elementos.

6.7 TRABAJOS FUTUROS

En las centrales termoeléctricas convencionales, existen diferentes líneas de investigación, las cuales pueden estar encaminadas en repotencializar la central termoeléctrica en diferentes aspectos como:

- Estudiar el comportamiento termodinámico, exergético y termoeconómico, de central termoeléctrica villa de Reyes, empleando otro tipo de combustible como gas natural o biodiesel.
- Desarrollar modelos para el cálculo térmico del hogar del generador de vapor, empleando quemadores móviles, los cuales modifican las características termofísicos de la zona de quemado y por consiguiente las características termodinámicas de los productos de la combustión, con el objetivo de modificar la

zona de combustión y reducir las pérdidas exergéticas, lo que incrementaría de manera indirecta la potencia generada y la eficiencia total del ciclo.

- Continuar con el estudio de la central termoeléctrica villa de Reyes, estudiando el efecto de incorporar un número mayor de regeneraciones de vapor, con el objetivo de incrementar la eficiencia total de ciclo y disminuir las perdidas exergéticas y termoeconómicas asociadas a los procesos.
- Realizar análisis exergéticos y termoeconómicos en centrales térmicas convencionales de menor capacidad como lo son de 160 MW y 80 MW, empleando la metodología y en el programa desarrollado en la presente investigación para adecuarlo a nuevas necesidades.
- Incluir análisis de las emisiones contaminantes de la central termoeléctrica Villa de Reyes, en dependencia directa con régimen de operación y del proceso de combustión, con el fin de definir el dosado óptimo.
- Incorporar el desarrollo de cálculo hidráulico de los elementos de la central termoeléctrica, para no dependen de un modelo basado en las presiones y estudiar ahora el comportamiento de la presión en los estados termodinámicos de la central termoeléctrica.
- Incorporar al estudio análisis aerodinámico y mecánico de las superficies externas de intercambio de calor.
- Incorporar una optimización termoeconómica para definir las variables y parámetros de diseño para que si bien se tenga un incremento en las eficiencias exergéticas y energéticas también se tenga un costo menor.

Contenido del Anexo I

- I.a) Introducción a *Visual Basic Applications (VBA)*
- I.b) Tabla de funciones (*functions*), rutinas (*sub procedures*); y formularios de usuarios (*UserForms*), creados para desarrollar la presente investigación en VBA.
- I.c) Código de programación de la transferencia de calor del primer sobrecalentador (*heatTransfer1SC*)
- I.d) Código de programación de la transferencia de calor del segundo sobrecalentador (*heatTransfer2SC*)
- I.e) Código de programación de la transferencia de calor del tercer sobrecalentador (*heatTransfer3SC*)
- I.f) Código de programación de la transferencia de calor del primer recalentador (*heatTransfer1RC*)
- I.g) Código de programación de la transferencia de calor del segundo recalentador (*heatTransfer2RC*)
- I.h) Código de programación de la transferencia de calor del economizador (*Heat_transfer_economizador*)

I.a) Introducción a Visual Basic Applications (VBA)

Visual Basic for Applications (VBA), es una combinación de un entorno de programación integrado denominado Editor de Visual Basic (Mediactive, 2013), para programar aplicaciones Windows. VBA viene integrado en aplicaciones de Microsoft Office Excel, Su utilidad principal es automatizar tareas, así como crear aplicaciones y servicios de bases de datos (Walkenbach, 2010). El Editor de Visual Basic contiene todas las herramientas de programación necesarias para crear Macros (Amelot, 2002), rutinas (*sub procedures*); y formularios de usuarios (*UserForms*) (Ramos, 2013).

Las acciones de VBA se realizan mediante la ejecución del código VBA. El código VBA se escribe (o se graba) y se guarda en un módulo VBA. Los módulos se guardan en un libro de trabajo de Excel (*spreadsheet*) pero se editan o visualizan en el editor de Visual Basic. Un módulo VBA se compone de procedimientos, un procedimiento es básicamente un código de ordenador que realiza alguna acción sobre los objetos o con ellos.

Los objetos se pueden manipular, ejemplos de objetos son un libro de trabajo, una hoja de cálculo, un rango de una hoja de cálculo, un gráfico y un rectángulo dibujado. Existen muchos objetos y se pueden manipular mediante el uso de código VBA. Los objetos disponen de métodos. Un método es una acción que se realiza con el objeto. VBA, incluye todas las estructuras de lenguajes de programación modernos, como matrices, bucles y ciclo. Permite la interacción entre los objetos y entre las hojas de cálculo de las que puede tomar valores o depositar valores, para el manejo de bases de datos.

1.b) Tabla de funciones (*functions*), rutinas (*sub procedures*); y formularios de usuarios (*UserForms*), creados para desarrollar la presente investigación en VBA

Funciones de propiedades de los gases de combustión		
Propiedad que calcula	unidad	Función
Viscosidad de los gases	m^2 / s	<i>ViscosityGas</i> ($T[^\circ C], \alpha[1.0:05:1.55]$)
Conductividad térmica de los gases	$W / m \cdot K$	<i>ConductivityGas</i> ($T[^\circ C], \alpha[1.0:05:1.55]$)
Numero de Prandtl	-	<i>Prand</i> ($T[^\circ C], \alpha[1.0:05:1.55]$)
Entalpia de gases de combustión	KJ / Kg	<i>EntalpyGas</i> ($T[^\circ C], \alpha[1.0:05:1.55]$)
Entalpia de aire a diferentes Temperaturas	KJ / Kg	<i>EntalpyAIR</i> ($T[^\circ C], \alpha[1.0:05:1.55]$)
Temperatura a de flama adiabática	$^\circ C$	<i>Tadiabatica</i> ($Q[KJ/Kg], \alpha[1.0:05:1.55]$)
Capacidad calorífica de los gases de combustión	$KJ / Kg \cdot K$	<i>Cp.Gas</i> ($T[^\circ C]$)
Entalpia de gas ideal	$KJ / Kg \cdot K$	<i>EntalpyGI</i> ($T[^\circ C]$)
Funciones de propiedades del vapor de Agua (Duran, 2004)		
Propiedad que calcula	unidad	Función
Temperatura de vapor de agua	$^\circ C$	<i>taguadehyp</i> ($H[KJ/Kg], P[Bar]$)
Entalpia de Vapor de agua	KJ / Kg	<i>enthalpyPS</i> ($P[Bar], S[KJ/Kg \cdot K]$)
Entalpia de líquido saturado	KJ / Kg	<i>enthalpySatLiqPW</i> ($P[Bar]$)
Entalpia de vapor saturado	KJ / Kg	<i>enthalpySatVapPW</i> ($P[Bar]$)
Entalpia de vapor	KJ / Kg	<i>enthalpyW</i> ($T[K], P[Bar]$)
Entalpia de vapor saturado	KJ / Kg	<i>enthalpySatVapTW</i> ($T[K]$)
Entalpia de líquido saturado	KJ / Kg	<i>enthalpySatLiqTW</i> ($T[K]$)
Entropía de vapor	$KJ / Kg \cdot K$	<i>entropyW</i> ($T[K], P[Bar]$)
Entropía de líquido saturado	$KJ / Kg \cdot K$	<i>entropySatLiqPW</i> ($P[Bar]$)
Entropía de vapor saturado	$KJ / Kg \cdot K$	<i>entropySatVapPW</i> ($P[Bar]$)
Temperatura de vapor de agua	$^\circ C$	<i>tvapdeSyP</i> ($S[KJ/Kg^\circ C], P[Bar]$)
Temperatura de vapor saturado	K	<i>tsatW</i> ($P[Bar]$)
Volumen especifico de agua	m^3 / Kg	<i>Vaguadehyp</i> ($H[KJ/Kg], S[KJ/KgK]$)
Volumen especifico de vapor de agua	m^3 / Kg	<i>VdevapdeTyP</i> ($T[^\circ C], P[Bar]$)
Volumen especifico de agua	m^3 / Kg	<i>VdeaguadetyP</i> ($T[^\circ C], P[Bar]$)
Densidad de líquido saturado	Kg / m^3	<i>densSatLiqPW</i> ($P[Bar]$)
Densidad de vapor saturado	Kg / m^3	<i>densSatVapPW</i> ($P[Bar]$)
Densidad de vapor saturado	Kg / m^3	<i>densSatVapTW</i> ($T[^\circ C]$)
Presión de Saturación	$^\circ C$	<i>PsatT</i> ($T[^\circ C]$)

Conductividad térmica del vapor	$W / m \cdot K$	$Kvapdepyt(P, T)$
Capacidad calorífica del vapor a presión constante	$KJ / Kg \cdot K$	$Cpvap(T, P)$
Volumen específico de vapor de agua	m^3 / Kg	$Vdevapdeety(T, P)$
Densidad de vapor de agua	Kg / m^3	$1/vdevapdetyp(T, P)$
Viscosidad dinámica del vapor de agua	$[Pa \cdot s]$	$muaguadet(T, P)$
Viscosidad cinemática del vapor de agua	m^2 / s	$Muaguadet(T, P)/(1/vdevapdetyp(T, P))$

Rutinas (sub procedures)	
Nombre de la Rutina	Procedimiento que realiza
<i>Sub heatTransfer1SC ()</i>	Transferencia de calor del primer sobrecalentador
<i>Sub heatTransfer2SC ()</i>	Transferencia de calor del segundo sobrecalentador
<i>Sub heatTransfer3SC ()</i>	Transferencia de calor del tercer sobrecalentador
<i>Sub heatTransfer1RC ()</i>	Transferencia de calor del primer recalentador
<i>Sub heatTransfer2RC ()</i>	Transferencia de calor del segundo recalentador
<i>Sub heatTransferRC()</i>	Integra la transferencia de calor del primer y segundo recalentador.
<i>Sub Heat_transfer_economizador()</i>	Transferencia de calor del economizador
<i>Sub Metodo_NTU(Thot[°C], Tcold[°C], Pcold[Bar], Mhot[Kg/s], Mcold[Kg/s]], U[W/m²K], Area[M²])</i>	Cálculo de las temperaturas a la salida de los intercambiadores de calor, por el método de efectividad NTU
<i>Sub Presiones()</i>	Realiza la interpolación lineal de las presiones de operación de la central termoeléctrica.
<i>Sub Exergia()</i>	Cálculo Exergético
<i>Sub Thermoeconomic()</i>	Cálculo Termoeconómico
Formularios de usuarios (UserForms)	
<i>UserForm10 (Cálculo térmico del hogar del generador de vapor de 350 MW)</i>	Realiza el cálculo térmico del hogar del generador de vapor.
<i>UserForm11 (Balance Energético)</i>	Realiza el análisis del ciclo Rankine con Recalentamiento y regeneración
<i>UserForm 12 (Análisis de los Resultados)</i>	Automatiza la tarea del análisis de los resultados del análisis térmico, análisis de cargas parciales y análisis de extracciones con sus respectivas gráficas
<i>UserForm 13 (Análisis de cargas parciales)</i>	Realiza la simulación de la operación a cargas parciales.

L.c) Código de programación de la transferencia de calor del primer sobrecalentador (*heatTransfer1SC*)

```
Sub heatTransfer1SC()
```

```
Dim fila As Integer
```

```
Dim Parar As Boolean
```

```
'Dim Ta As String
```

```
fila = 0
```

```
Parar = False
```

```
Do
```

```
fila = fila + 1
```

```
Ta = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + fila, 1).Value
```

```
If Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + fila, 1).Value = "" Then
```

```
Parar = True
```

```
Else
```

```
End If
```

```
If fila = 100 Then
```

```
Parar = True
```

```
MsgBox "La temperatura Ta es mayor a 100 iteraciones"
```

```
Else
```

```
End If
```

```
Loop While (Parar = False)
```

```
Ta = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 1).Value
```

```
ma = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 3).Value 'Flujo másico de gases (T/h)
```

```
P15 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 24).Value
```

```
m11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(3, 2).Value
```

```
'-----PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN QUE DEPENDEN DEL CALCULO TÉRMICO----  
-----
```

```
Bcomb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(4, 2).Value
```

```
alfa = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(5, 2).Value
```

```
r = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(6,  
2).Value
```


Bcomb2 = Bcomb * (1000 / 3600) '(kg/S) Flujo másico de combustible
 Vgas = 11.35527 'Volumen de gases de combustión de 1 kg de combustóleo en condiciones estequiométrica
 Qgas1SC = (Bcomb2 * Vgas) + (Bcomb2 * alpha) + r * ((Bcomb2 * Vgas) + (Vgas * alpha))
 '(m3/kg) Gasto Volumétrico de Gases de combustión
 Ma2 = ma * (1000 / 3600) '(Kg/s) Flujo másico de gases de combustión
 mb = ma

'-----CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL PRIMER SOBRECALENTADOR-----

L11SC = 4.661 '(m) Largo del panel del 1SC
 L21SC = 1.392 '(m) Separación entre paneles
 L31SC = 12 '(m) Altura de los paneles
 Nfilas1SC = 40 '(m) Numero de tubos transversales (FILAS)
 Nhileras1sc = 8 'Numero de tubos longitudinales (HILERAS)
 Dext1SC = 0.045 '(m) Diámetro Exterior de los tubos
 Dint1sc = Dext1SC - (2 * 0.00553)
 S11SC = L11SC / (Nfilas1SC - 1) '(m) Paso Transversal
 S21SC = 1.392 '(m) Paso Longitudinal, Dato del generador de vapor
 PrelatN1sc = S11SC / Dext1SC 'Paso Relativo Normal (1)
 PrelatL1SC = S21SC / Dext1SC
 FacForm1SC = 1 'Factor de Forma Banco 1sc Según Norma Rusa: PASRELLONG>=2,
 FACFORM1SC=1
 Area1SC = L11SC * L31SC
 AreaTubos1SC = L31SC * Dext1SC * Nfilas1SC
 AreaPasGas1SC = Area1SC - AreaTubos1SC
 AreaTotal1SC = 3.1416 * Dext1SC * 24.72 * Nfilas1SC * Nhileras1sc
 FacCS = 1 ' Cuando S11S<=2 Cs=1
 FacCZ = 0.91 + 0.0125 * (Nhileras1sc - 2) 'Cz (Como la Nhileras <10)
 '-----Terminan las características geométricas-----

'-----Coeficiente de convección exterior 1SC-----

ViscosityGas1sc = ViscosityGas(Ta, alpha) '(m2/s)Función para el cálculo de la viscosidad cinemática
 Kgas1SC = ConductivityGas(Ta, alpha) 'Conductividad térmica de los gases de combustión W/mK)
 Prand1SC = Prand(Ta, alpha) ' Numero de Prandtl
 velocity1SC = Qgas1SC / AreaPasGas1SC 'Velocidad de los gases de combustión en el banco de tubos
 Hconv1SC = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas1SC / Dext1SC) * ((velocity1SC * Dext1SC / ViscosityGas1sc) ^ 0.65) * (Prand1SC ^ 0.33) '(W/m2 K)

'-----Propiedades del vapor en el 1er Sobrecalentado, que dependen de la presión del Domo y flujo másico-----

h15 = enthalpySatLiqPW(P15) '(KJ/Kg) Entalpia del Domo de Vapor
 t15 = taguadehyp(h15, P15) '(°C) Temperatura del Domo de Vapor
 'MsgBox t15 & " T15 °C"

```

t16 = t15 + 1                                '(°C) Como la temperatura del 1SC es mayor a la de vapor
saturado se agrega 1°C para asegurar vapor saturado
h16 = h15                                    '(KJ/Kg) Entalpy del 1SC
P16 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 27).Value '(Bar) Presión en el 1SC
m16 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 26).Value '(Kg/s) Flujo másico de vapor de agua Se
considera flujo continuo para el análisis "Flujo continuo"

'-----Coeficiente de Radiación Exterior 1SC-----
ParametroS1SC = 0.9 * Dext1SC * (((4 / 3.1416) * PrelatN1sc * PrelatL1SC) - 1) '
Pcamara = 0.1 '0.1 Mpa
Rgas = 0.1395                                ' Volumen parcial de gases de combustión
RH2O = 0.1258                                'Fracción de humedad en los gases de combustión
Kgas1SC = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS1SC) ^ 0.5))) - 1 * (1 -
0.00037 * (Ta + 273.15)) * (Rgas)
Efec1SC = 1 - Exp((-Kgas1SC * Pcamara * ParametroS1SC)) 'Efectividad del 1SC
EfecSup1SC = 0.8                             'Efectividad de las superficies contaminadas, valor
establecido para la quema de combustóleo
TsupConta1SC = (t16 + 273.15) + 50            'Temperatura de la superficie contaminada
del banco de tubos en el 1sc
HradExt1sc = 0.0000000567 * ((EfecSup1SC + 1) / 2) * Efec1SC * (Ta + 273.15) ^ 3 * ((1 -
((TsupConta1SC / (Ta + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta1SC / (Ta + 273.15))))
'(W/m2K)Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR
'MsgBox HradExt1sc & "Coeficiente de radiación exterior"

Hexterior = 0.98 * (Hconv1SC + HradExt1sc)    '(W/m2K)Coeficiente de Convección
externo
'-----Coeficiente de convección INTERIOR (W/m2K)-----
Kvapor1SC = kvapdepyt(P16, t16)              '(W/mK) (KJ/M.S.K)Conductibilidad térmica
del vapor
Cp1SC = cpvap(t16, P16)                      '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de vapor de agua
'MsgBox Cp1SC & "Cp"
DensiVap1SC = 1 / vdevapdetyp(t16, P16)      '(Kg/m3)Densidad del flujo de vapor entrada
1sc
Mu1SC = muaguadet(t16, P16)                  '(Pa-s) viscosidad Dinámica del vapor de agua
VisCine1SC = Mu1SC / DensiVap1SC             '(m2/s) Viscosidad Cinemática
Pr1sc = (VisCine1SC * DensiVap1SC * Cp1SC) / (Kvapor1SC / 1000) ' Numero de Prandtl
velVapor1SC = (((m11 * 1000) / 3600) * (1 / DensiVap1SC)) / (((3.1416 * Dint1sc ^ 2) / 4) * 8 * 40)

hconvint1SC = 0.023 * (Kvapor1SC / Dint1sc) * (((velVapor1SC * Dint1sc) / VisCine1SC) ^ 0.8) *
(Pr1sc ^ 0.4)

'-----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL DEL 1ER SOBREALENTADO-----

U1SC = 1 / ((1 / Hexterior) + (1 / hconvint1SC)) '(W/m2K)

'-----FIN DEL CALCULO DEL COEFICIENTE DE CALOR DE CALOR DEL 1SC-----
-----

```

Call Metodo_NTU(Ta, t16, P16, Ma2, m16, U1SC, AreaTotal1SC)

tb = ThotOut

t17 = TColdOut

m17 = m16 '(Kg/s) Flujo másico de vapor

P17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL

DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 27).Value

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 4).Value = tb

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 6).Value = mb

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 25).Value = t16

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 28).Value = t17

'-----Propiedades promedio del 1SC Con Taverage's-----

Tbm = 0.5 * (Ta + tb) 'Temperatura promedio de los gases de combustión en el 1SC

t17m = 0.5 * (t16 + t17) 'Temperatura promedio del vapor en el 1SC

P17m = 0.5 * (P16 + P17)

'---VARIABLES INICIALES DEL CICLO DO-----

ErrorAbsB = 1 '(Para los Gases de combustión)

ErrorAbs17 = 1 '(Para el vapor de agua)

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 5).Value = ErrorAbsB

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 31).Value = ErrorAbs17

i = 0

'#####-----CALCULO ITERATIVO DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL 1SC-----
-----'

Do Until ErrorAbsB <= 0.000000001 And ErrorAbs17 <= 0.000000001 ' Donde sustituyo Ta-->Tbm, T16-->T17m

'-----Coeficiente de convección exterior PROMEDIO 1SC-----

ViscosityGas1sc = ViscosityGas(Tbm, alfa) '(m2/s)Función para el cálculo de la viscosidad cinemática

Kgas1SC = ConductivityGas(Tbm, alfa) 'Conductividad térmica de los gases de combustión W/mK

Prand1SC = Prand(Tbm, alfa) ' Numero de Prand

Hconv1SC = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas1SC / Dext1SC) * ((velocity1SC * Dext1SC / ViscosityGas1sc ^ 0.65) * (Prand1SC ^ 0.33) '(W/m2 K)

'MsgBox Hconv1SC & "Hconvectiva, que depende de la temperatura promedio"

'-----Coeficiente de Radiación Exterior PROMEDIO 1SC-----

Kgas1SC = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS1SC) ^ 0.5))) - 1) * (1 - 0.00037 * (Tbm + 273.15)) * (Rgas)

Efec1SC = 1 - Exp((-Kgas1SC * Pcamara * ParametroS1SC)) 'Efectividad del 1SC

```

TsupConta1SC = (t17m + 273.15) + 50           'Temperatura de la superficie
contaminada del banco de tubos en el 1sc
HradExt1sc = 0.0000000567 * ((EfecSup1SC + 1) / 2) * Efec1SC * (Tbm + 273.15) ^ 3 * ((1 -
((TsupConta1SC / (Tbm + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta1SC / (Tbm + 273.15))))
'(W/m2K)Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR
Hexterior = 0.98 * (Hconv1SC + HradExt1sc)      '(W/m2K)Coeficiente de
Convección externo

'-----Coeficiente PROMEDIO de convección INTERIOR (W/m2K)-----
-----
Kvapor1SC = kvapdepyt(P17m, t17m)             '(W/mK)   (KJ/M.S.K)Conductibilidad
térmica del vapor
Cp1SC = cpvap(t17m, P17m)                     '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de vapor de agua
DensiVap1SC = 1 / vdevapdetyp(t17m, P17m)     '(Kg/m3)Densidad del flujo de vapor
entrada 1sc
Mu1SC = muaguadet(t17m, P17m)                '(Pa-s) viscosidad Dinámica del vapor de
agua
VisCine1SC = Mu1SC / DensiVap1SC              '(m2/s) Viscosidad Cinemática
Pr1sc = (VisCine1SC * DensiVap1SC * Cp1SC) / (Kvapor1SC / 1000)   'Numero de Prandtl
velVapor1SC = (((m11 * 1000) / 3600) * (1 / DensiVap1SC)) / (((3.1416 * Dint1sc ^ 2) / 4) * 8 * 40)

hconvint1SC = 0.023 * (Kvapor1SC / Dint1sc) * (((velVapor1SC * Dint1sc) / VisCine1SC) ^ 0.8) *
(Pr1sc ^ 0.4)

'-----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA PROMEDIO TOTAL DEL 1ER SOBRECALENTADO"-----
-----
U1SC = 1 / ((1 / Hexterior) + (1 / hconvint1SC))      '(W/m2K)

'-----TEMPERATURAS DE SALIDA DEL 1SC ITERATIVAS-----
-----

Call Metodo_NTU(Ta, t16, P16, Ma2, m16, U1SC, AreaTotal1SC)

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 +
i, 4).Value = ThotOut
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 +
i, 6).Value = mb
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 +
i, 25).Value = t16
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 +
i, 26).Value = m16
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 +
i, 27).Value = P16

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 +
i, 28).Value = TColdOut
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 +
i, 29).Value = m17
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 +
i, 30).Value = P17

```

```
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 34).Value = p18
```

```
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 38).Value = P1
```

```
Tbm = 0.5 * (Ta + ThotOut)      'Temperatura promedio de los gases de combustión en el 1SC
```

```
t17m = 0.5 * (t16 + TColdOut)  'Temperatura promedio del vapor en el 1SC
```

```
P17m = 0.5 * (P16 + P17)
```

```
AproxPresenteB = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 4).Value
```

```
AproxAnteriorB = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 4).Value
```

```
AproxPresente17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 28).Value
```

```
AproxAnterior17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 28).Value
```

```
ErrorAbsB = Abs((AproxPresenteB - AproxAnteriorB) / AproxPresenteB)
```

```
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 5).Value = ErrorAbsB
```

```
ErrorAbs17 = Abs((AproxPresente17 - AproxAnterior17) / AproxPresente17)
```

```
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 31).Value = ErrorAbs17
```

```
i = i + 1
```

```
  If i = 100 Then
```

```
    ErrorAbsB = 0.000000001
```

```
    ErrorAbs17 = 0.000000001
```

```
    'MsgBox "El valor del error relativo porcentual no converge"
```

```
  End If
```

```
Loop
```

```
End Sub
```

L.d) Código de programación de la transferencia de calor del segundo sobrecalentador (heatTransfer2SC)

```
Sub heatTransfer2SC()
```

```
  Dim fila As Integer
```

```
  Dim Parar As Boolean
```

```

fila = 0
Parar = False
  Do
    fila = fila + 1
    tb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + fila, 4).Value
    If Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + fila, 4).Value = "" Then
      Parar = True
    Else

  End If

  If fila = 100 Then
    Parar = True
    'MsgBox "La temperatura Ta es mayor a 100 iteraciones"
  Else
  End If

```

Loop While (Parar = False)

```

m11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(3, 2).Value
tb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 4).Value
mb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 6).Value      'Flujo másico de gases (T/h)

```

```

t17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 28).Value
m17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 29).Value
P17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 30).Value
p18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 34).Value

```

'-----PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN QUE DEPENDEN DEL CÁLCULO TÉRMICO-----

```

Bcomb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(4, 2).Value
alfa = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(5, 2).Value
r = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(6,
2).Value
Bcomb2 = Bcomb * (1000 / 3600)      '(kg/S) Flujo másico de combustible
Vgas = 11.35527      'Volumen de gases de combustión de 1 kg de combustóleo en
condiciones estequiométrica
Qgas2SC = (Bcomb2 * Vgas) + (Bcomb2 * alfa) + r * ((Bcomb2 * Vgas) + (Vgas * alfa))      '(m3/s)
Gasto Volumétrico de Gases de combustión

```

Mb2 = mb * (1000 / 3600) '(Kg/s)Flujo másico de gases de combustión
'MsgBox Mb2 & "mb2"

'----- CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL SEGUNDO SOBREALENTADOR.-----

L12SC = 12.876 '(m) Largo del panel del 2SC
'L22SC = N/A ' No aplica para el 2SC
L32SC = 12 '(m) Altura de los paneles
Nfilas2SC = 112 'Numero de tubos transversales (FILAS)
Nhileras2SC = 10 'Numero de tubos longitudinales (HILERAS)
Dext2SC = 0.0486 ' Diámetro Exterior de los tubos
Dint2sc = Dext2SC - (2 * 0.00553) 'm) Diámetro Exterior de los tubos
S12SC = L12SC / (Nfilas2SC - 1) '(m)Paso Transversal
S22SC = 2.28 / (Nhileras2SC * 4 - 1) '(m) Paso Longitudinal, Medida directa de planos a escala
PrelatN2sc = S12SC / Dext2SC 'Paso Relativo Norma(1)
PrelatL2SC = S22SC / Dext2SC
FacForm2SC = (1 + ((2 * 3) - 3) * ((1 - (PrelatL2SC / 2)) ^ 3)) ^ -2 'Según Norma Rusa: PASRELLONG?
2 Y PASRELNORMAL <=3; Usar PrelatN2SC=3
Area2SC = L12SC * L32SC
AreaTubos2SC = L32SC * Dext2SC * Nfilas2SC
AreaPasGas2SC = Area2SC - AreaTubos2SC
AreaTotal2SC = 3.1416 * Dext2SC * 43.9 * Nfilas2SC * Nhileras2SC
FacCS = 1 'FacForm2SC ' Cuando S12S<=2 Cs=1
FacCZ = 1 'Cz=1, Cuando Nhiletas>=10
'-----Terminan las características geométricas-----
'-----Coeficiente de convección exterior 2SC-----
ViscosityGas2sc = ViscosityGas(tb, alpha) '(m2/s)Función para el cálculo de la viscosidad
cinemática
Kgas2SC = ConductivityGas(tb, alpha) 'Conductividad térmica de los gases de
combustión W/mK)
Prand2SC = Prand(tb, alpha) ' Numero de Prand
velocity2SC = Qgas2SC / AreaPasGas2SC 'Velocidad de los gases de combustión en el
banco de tubos
Hconv2SC = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas2SC / Dext2SC) * ((velocity2SC * Dext2SC / ViscosityGas2sc)
^ 0.65) * (Prand2SC ^ 0.33) '(W/m2 K)
'-----Coeficiente de Radiación Exterior 2SC-----
ParametroS2SC = 0.9 * Dext2SC * (((4 / 3.1416) * PrelatN2sc * PrelatL2SC) - 1) '
Pcamara = 0.1 '0.1 Mpa
Rgas = 0.1395 ' Volumen parcial de gases de combustión
RH2O = 0.1258 'Fracción de humedad en los gases de combustión
Kgas2SC = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS2SC) ^ 0.5))) - 1) * (1 -
0.00037 * (tb + 273.15)) * (Rgas)
Efec2SC = 1 - Exp((-Kgas2SC * Pcamara * ParametroS2SC)) 'Efectividad del 2SC
EfecSup2SC = 0.8 'Efectividad de las superficies contaminadas, valor
establecido para la quema de combustóleo
TsupConta2SC = (t17 + 273.15) + 50 'Temperatura de la superficie contaminada
del banco de tubos en el 1sc
HradExt2sc = 0.0000000567 * ((EfecSup2SC + 1) / 2) * Efec2SC * (tb + 273.15) ^ 3 * ((1 -
((TsupConta2SC / (tb + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta2SC / (tb + 273.15))))
'(W/m2K)Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR

```

'MsgBox HradExt2sc & "H radiaDA exterior"
Hexterior = 0.98 * (Hconv2SC + HradExt2sc)      '(W/m2K)Coeficiente de Convección externo

'-----Coeficiente de convección INTERIOR 2SC (W/m2K)-----
Kvapor2SC = kvapdepyt(P17, t17)                '(W/mK)      (KJ/M.S.K)Conductibilidad térmica
del vapor
Cp2SC = cpvap(t17, P17)                        '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de vapor de agua

DensiVap2SC = 1 / vdevapdetyp(t17, P17)        '(Kg/m3)Densidad del flujo de vapor entrada
1sc
Mu2SC = muaguadet(t17, P17)                    '(Pa-s) viscosidad Dinámica del vapor de agua
VisCine2SC = Mu2SC / DensiVap2SC                '(m2/s) Viscosidad Cinemática
Pr2sc = (VisCine2SC * DensiVap2SC * Cp2SC) / (Kvapor2SC / 1000)  'Numero de Prandtl
velVapor2SC = (((m11 * 1000) / 3600) * (1 / DensiVap2SC)) / (((3.1416 * Dint2sc ^ 2) / 4) *
Nfilas2SC * Nhileras2SC)

Hconvint2SC = 0.023 * (Kvapor2SC / Dint2sc) * (((velVapor2SC * Dint2sc) / VisCine2SC) ^ 0.8) *
(Pr2sc ^ 0.4)
'-----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL DEL 2SC SOBRECALENTADO'-----
'U2SC = 0.65 / ((1 / hexterior) + (1 / Hconvint2SC))      '(W/m2K)
U2SC = 1 / ((1 / Hexterior) + (1 / Hconvint2SC))        '(W/m2K)
'U2SC = 0.98 * (hexterior)
'-----FIN DEL CALCULO DEL COEFICIENTE DE CALOR DE CALOR DEL 1SC-----
Call Metodo_NTU(tb, t17, P17, Mb2, m17, U2SC, AreaTotal2SC)
tc = ThotOut
t18 = TColdOut
m18 = m17
mc = mb

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21,
7).Value = tc
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21,
9).Value = mc
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21,
32).Value = t18
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21,
33).Value = m18

'-----Propiedades promedio del 2SC Con Taverage's-----
TCm = 0.5 * (tb + tc)      'Temperatura promedio de los gases de combustión en el 1SC
t18m = 0.5 * (t17 + t18)  'Temperatura promedio del vapor en el 1SC
P18m = 0.5 * (P17 + p18)

'----VARIABLES INICIALES DEL CICLO DO-----
ErrorAbsC = 1      '(Para los Gases de combustión)
ErrorAbs18 = 1    '(Para el vapor de agua)
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 8).Value = ErrorAbsC
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 35).Value = ErrorAbs18

```



```

i = 0
'#####----CALCULO ITERATIVO DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL 2SC-----
Do Until ErrorAbsC <= 0.000000001 And ErrorAbs18 <= 0.000000001 ' Donde sustituyo
Tc-->Tbc, T18-->T18m
'-----Coeficiente de convección exterior PROMEDIO 2SC-----
ViscosityGas2sc = ViscosityGas(TCm, alfa) ' (m2/s)Función para el cálculo de la
viscosidad cinemática
Kgas2SC = ConductivityGas(TCm, alfa) 'Conductividad térmica de los gases de
combustión W/mK)
Prand2SC = Prand(TCm, alfa) ' Numero de Prand
Hconv2SC = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas2SC / Dext2SC) * ((velocity2SC * Dext2SC /
ViscosityGas2sc) ^ 0.65) * (Prand2SC ^ 0.33) '(W/m2 K)
'MsgBox Hconv2SC & "Hconvectiva, que depende de la temperatura promedio"
'-----Coeficiente de Radiación Exterior PROMEDIO 2SC-----
Kgas2SC = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS2SC) ^ 0.5))) - 1) * (1 -
0.00037 * (TCm + 273.15)) * (Rgas)
Efec2SC = 1 - Exp((-Kgas2SC * Pcamara * ParametroS2SC)) 'Efectividad del 1SC
TsupConta2SC = (t18m + 273.15) + 50 'Temperatura de la superficie
contaminada del banco de tubos en el 1sc
HradExt2sc = 0.0000000567 * ((EfecSup2SC + 1) / 2) * Efec2SC * (TCm + 273.15) ^ 3 * ((1 -
((TsupConta2SC / (TCm + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta2SC / (TCm + 273.15)))) '(W/m2K)
Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR
Hexterior = 0.98 * (Hconv2SC + HradExt2sc) ' (W/m2K)Coeficiente de Convección externo
'-----Coeficiente PROMEDIO de convección INTERIOR (W/m2K)-----
Kvapor2SC = kvapdepyt(P18m, t18m) '(W/mK)
(KJ/M.S.K)Conductibilidad térmica del vapor
Cp2SC = cpvap(t18m, P18m) '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de vapor de
agua
'MsgBox Cp1SC & "Cp"
DensiVap2SC = 1 / vdevapdetyp(t18m, P18m) '(Kg/m3)Densidad del flujo de
vapor entrada 1sc
Mu2SC = muaguadet(t18m, P18m) '(Pa-s) viscosidad Dinámica del vapor
de agua
VisCine2SC = Mu2SC / DensiVap2SC '(m2/s) Viscosidad Cinemática
Pr2sc = (VisCine2SC * DensiVap2SC * Cp2SC) / (Kvapor2SC / 1000) ' Numero de Prandtl
velVapor2SC = (((m11 * 1000) / 3600) * (1 / DensiVap2SC)) / (((3.1416 * Dint2sc ^ 2) / 4) *
Nfilas2SC * Nhileras2SC)
Hconvint2SC = 0.023 * (Kvapor2SC / Dint2sc) * (((velVapor2SC * Dint2sc) / VisCine2SC) ^
0.8) * (Pr2sc ^ 0.4)
'-----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA PROMEDIO TOTAL DEL 2SC
SOBRECALENTADO"-----
U2SC = 1 / ((1 / Hexterior) + (1 / Hconvint2SC)) '(W/m2K)
'-----TEMPERATURAS DE SALIDA DEL 2SC ITERATIVAS
Call Metodo_NTU(tb, t17, P17, Mb2, m17, U2SC, AreaTotal2SC)
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 7).Value = ThotOut
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 9).Value = mc
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 32).Value = TColdOut

```

```

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 33).Value = m18
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 34).Value = p18
TCm = 0.5 * (tb + ThotOut)      'Temperatura promedio de los gases de combustión en el
2SC
t18m = 0.5 * (t17 + TColdOut)   'Temperatura promedio del vapor en el 2SC
P18m = 0.5 * (P17 + p18)
AproxPresenteC = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 7).Value
AproxAnteriorC = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 7).Value
AproxPresente18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 32).Value
AproxAnterior18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 32).Value
ErrorAbsC = Abs((AproxPresenteC - AproxAnteriorC) / AproxPresenteC)
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 8).Value = ErrorAbsC

ErrorAbs18 = Abs((AproxPresente18 - AproxAnterior18) / AproxPresente18)
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 35).Value = ErrorAbs18

i = i + 1
If i = 100 Then
ErrorAbsC = 0.000000001
ErrorAbs18 = 0.000000001
End If
Loop
End Sub

```

1.e) Código de programación de la transferencia de calor del tercer sobrecalentador (heatTransfer3SC)

```
Sub heatTransfer3SC()
```

```
Dim fila As Integer
```

```
Dim Parar As Boolean
```

```
fila = 0
```

```
Parar = False
```

```
Do
```

```

    fila = fila + 1
    tc = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + fila, 7).Value
    If Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + fila, 7).Value = "" Then
        Parar = True
    Else

    End If

    If fila = 100 Then
        Parar = True
        'MsgBox "La temperatura Ta es mayor a 100 iteraciones"
    Else
    End If

    Loop While (Parar = False)

m11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(3, 2).Value
tc = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 7).Value
mc = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 9).Value    'Flujo másico de
gases (T/h)
t18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 32).Value
m18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 33).Value
p18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 34).Value
    P1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 38).Value
'P18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 34).Value

'- PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN QUE DEPENDEN DEL CÁLCULO TÉRMICO--
Bcomb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(4, 2).Value
alfa = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(5, 2).Value
r = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(6, 2).Value
Bcomb2 = Bcomb * (1000 / 3600)    '(kg/S) Flujo másico de combustible

```

Vgas = 11.35527 'Volumen de gases de combustión de 1 kg de combustóleo en condiciones estequiométrica

Qgas3SC = (Bcomb2 * Vgas) + (Bcomb2 * alfa) + r * ((Bcomb2 * Vgas) + (Vgas * alfa))

'(m3/s) Gasto Volumétrico de Gases de combustión

Mc2 = mc * (1000 / 3600) '(Kg/s)Flujo másico de gases de combustión

'MsgBox Mc2 & "Flujo másico de gases de combustión"

'MsgBox Qgas3SC & "Gasto Volumétrico Gases de combustión, Polupan 1205 m3/s"

'----- CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL TERCER SOBRECALENTADOR.- --

L13SC = 12.876 '(m) Largo del panel del 3SC

LGV = 13.224 '(m) Largo del Generador de vapor

'L22SC = n / A ' No aplica para el 3SC

L33SC = 10.125 '(m) Altura de ENTRADA de los paneles

L43SC = 8.813 '(m) Altura de SALIDA de los paneles

Nfilas3SC = 75 'Numero de tubos transversales (FILAS)

Nhileras3SC = 7 'Numero de tubos longitudinales (HILERAS)

Dext3SC = 0.0486 ' Diámetro Exterior de los tubos

Dint3sc = Dext3SC - (2 * 0.00553) 'm) Diámetro Exterior de los tubos

S13SC = L13SC / (Nfilas3SC - 1) '(m)Paso Transversal

S23SC = 2.138 / (Nhileras3SC * 4 - 1) '(m)Paso Longitudinal, Medida directa de planos a escala

PrelatN3sc = S13SC / Dext3SC 'Paso Relativo Norma(1)

PrelatL3SC = S23SC / Dext3SC

FacForm3SC = (1 + ((2 * 3) - 3) * ((1 - (PrelatL3SC / 2)) ^ 3)) ^ -2 'Según Norma Rusa:

PASRELLONG<= 2 Y PASRELNORMAL >=3; Usar PrelatN2SC=3

Area3SCE = LGV * L33SC 'área Transversal ENTRADA del panel

Area3SCS = LGV * L43SC 'Área SALIDA del panel

AreaProm3SC = (Area3SCE + Area3SCS) / 2

AreaTubos3SCE = L33SC * Dext3SC * Nfilas3SC 'Área de los tubos a la entrada

AreaTubos3SCS = L43SC * Dext3SC * Nfilas3SC 'Área de los tubos a la SALIDA

AreaTubosProm3SC = (AreaTubos3SCE + AreaTubos3SCS) / 2

AreaPasGas3SC = AreaProm3SC - AreaTubosProm3SC

AreaTotal3SC = 3.1416 * Dext3SC * 37.873 * Nfilas3SC * Nhileras3SC

FacCS = FacForm3SC

FacCZ = 0.91 + 0.0125 * (Nhileras3SC - 2) ' Cuando Nhiletas<10

'-----Terminan las características geométricas-----

'-----Coeficiente de convección exterior 3SC-----

ViscosityGas3sc = ViscosityGas(tc, alfa) '(m2/s)Función para el cálculo de la viscosidad cinemática

Kgas3SC = ConductivityGas(tc, alfa) 'Conductividad térmica de los gases de combustión W/mK)

Prand3SC = Prand(tc, alfa) ' Numero de Prand

```

velocity3SC = Qgas3SC / AreaPasGas3SC           'Velocidad de los gases de
combustión en el banco de tubos
Hconv3SC = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas3SC / Dext3SC) * ((velocity3SC * Dext3SC /
ViscosityGas3sc) ^ 0.65) * (Prand3SC ^ 0.33) '(W/m2 K)

'-----Coeficiente de Radiación Exterior 3SC-----
ParametroS3SC = 0.9 * Dext3SC * (((4 / 3.1416) * PrelatN3sc * PrelatL3SC) - 1) '
Pcamara = 0.1 '0.1 Mpa
Rgas = 0.1395           ' Volumen parcial de gases de combustión
RH2O = 0.1258           'Fracción de humedad en los gases de
combustión
Kgas3SC = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS3SC) ^ 0.5))) - 1) * (1
- 0.00037 * (tc + 273.15)) * (Rgas)
Efec3SC = 1 - Exp((-Kgas3SC * Pcamara * ParametroS3SC))           'Efectividad del 3SC
EfecSup3SC = 0.8           'Efectividad de las superficies contaminadas,
valor establecido para la quema de combustóleo
TsupConta3SC = (t18 + 273.15) + 50           'Temperatura de la superficie
contaminada del banco de tubos en el 1sc
HradExt3sc = 0.0000000567 * ((EfecSup3SC + 1) / 2) * Efec3SC * (tc + 273.15) ^ 3 * ((1 -
((TsupConta3SC / (tc + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta3SC / (tc + 273.15))))

Hexterior = (Hconv3SC + HradExt3sc) ' (W/m2K)Coeficiente de Convección externo

'-----Coeficiente de convección INTERIOR 3SC (W/m2K)-----
Kvapor3SC = kvapdepyt(p18, t18) '(W/mK) (KJ/M.S.K)Conductibilidad térmica del
vapor '
Cp3SC = cpvap(t18, p18)           '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de vapor de agua

DensiVap3SC = 1 / vdevapdetyp(t18, p18) '(Kg/m3)Densidad del flujo de vapor entrada 1sc
Mu3SC = muaguadet(t18, p18)           '(Pa-s) viscosidad Dinámica del vapor de agua
VisCine3SC = Mu3SC / DensiVap3SC           '(m2/s) Viscosidad Cinemática
Pr3sc = (VisCine3SC * DensiVap3SC * Cp3SC) / (Kvapor3SC / 1000) ' Numero de Prandtl
velVapor3SC = (m18 * (1 / DensiVap3SC)) / (((3.1416 * Dint3sc ^ 2) / 4) * Nfilas3SC *
Nhileras3SC)
hconvint3SC = 0.023 * (Kvapor3SC / Dint3sc) * (((velVapor3SC * Dint3sc) / VisCine3SC)) ^
0.8) * (Pr3sc ^ 0.4)
'-----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL DEL 3SC SOBREALENTADO"-----

U3SC = 1 / ((1 / Hexterior) + (1 / hconvint3SC))           '(W/m2K)

Call Metodo_NTU(tc, t18, p18, Mc2, m18, U3SC, AreaTotal3SC)
TD = ThotOut
t1 = TColdOut
m1 = m18
md = mc

```

```
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 10).Value = TD
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 36).Value = t1
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 12).Value = md
```

'-----Propiedades promedio del 3SC Con Taverage's-----

```
TDm = 0.5 * (tc + TD)      'Temperatura promedio de los gases de combustión en el 1SC
t1m = 0.5 * (t18 + t1)    'Temperatura promedio del vapor en el 1SC
P1m = 0.5 * (P1 + p18)
```

'----VARIABLES INICIALES DEL CICLO DO-----

```
ErrorAbsd = 1      '(Para los Gases de combustión)
ErrorAbs1 = 1      '(Para el vapor de agua)
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 11).Value = ErrorAbsd
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 39).Value = ErrorAbs1
i = 0
```

'#####-----CALCULO ITERATIVO DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL 3SC-
Do Until ErrorAbsd <= 0.000000001 And ErrorAbs1 <= 0.000000001 ' Donde
sustituyo Td-->Tdm, T1--->T1m

```
'-----Coeficiente de convección exterior PROMEDIO 2SC-----
ViscosityGas3sc = ViscosityGas(TDm, alfa)      '(m2/s)Función para el cálculo
de la viscosidad cinemática
Kgas3SC = ConductivityGas(TDm, alfa)      'Conductividad térmica de los
gases de combustión W/mK)
Prand3SC = Prand(TDm, alfa)      ' Numero de Prand
Hconv3SC = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas3SC / Dext3SC) * ((velocity3SC * Dext3SC /
ViscosityGas3sc) ^ 0.65) * (Prand3SC ^ 0.33) '(W/m2 K)
'MsgBox Hconv3SC & "Hconvectiva, CICLO DO"
```

```
'-----Coeficiente de Radiación Exterior PROMEDIO 2SC-----
Kgas3SC = (((7.8 + (16 * RH20)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS3SC) ^ 0.5))) -
1) * (1 - 0.00037 * (TDm + 273.15)) * (Rgas)
Efec3SC = 1 - Exp((-Kgas3SC * Pcamara * ParametroS3SC))      'Efectividad
del 1SC
```

```
TsupConta3SC = (t1m + 273.15) + 50      'Temperatura de la
superficie contaminada del banco de tubos en el 1sc
HradExt3sc = 0.000000567 * ((EfecSup3SC + 1) / 2) * Efec3SC * (TDm + 273.15) ^ 3
* ((1 - ((TsupConta3SC / (TDm + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta3SC / (TDm + 273.15))))
'(W/m2K) 'Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR
Hexterior = (Hconv3SC + HradExt3sc) '(W/m2K)Coeficiente de Convección externo
```

```

'-----Coeficiente PROMEDIO de convección INTERIOR (W/m2K)-----
Kvapor3SC = kvapdepyt(P1m, t1m) '(W/mK)
(KJ/M.S.K)Conductibilidad térmica del vapor
Cp3SC = cpvap(t1m, P1m) '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de
vapor de agua
'MsgBox Cp3SC & "Cp"
DensiVap3SC = 1 / vdevapdetyp(t1m, P1m) '(Kg/m3)Densidad del flujo
de vapor entrada 1sc
Mu3SC = muaguadet(t1m, P1m) '(Pa-s) viscosidad Dinámica del
vapor de agua
VisCine3SC = Mu3SC / DensiVap3SC '(m2/s) Viscosidad Cinemática
Pr3sc = (VisCine3SC * DensiVap3SC * Cp3SC) / (Kvapor3SC / 1000) ' Numero de
Prandtl
velVapor3SC = (m18 * (1 / DensiVap3SC)) / (((3.1416 * Dint3sc ^ 2) / 4) * Nfilas3SC *
Nhileras3SC)
hconvint3SC = 0.023 * (Kvapor3SC / Dint3sc) * (((velVapor3SC * Dint3sc) /
VisCine3SC) ^ 0.8) * (Pr3sc ^ 0.4)

'--COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL DEL 3SC SOBRECALENTADO'-----
U3SC = 1 / ((1 / Hexterior) + (1 / hconvint3SC)) '(W/m2K)
'-----TEMPERATURAS DE SALIDA DEL 3SC ITERATIVAS-----
Call Metodo_NTU(tc, t18, p18, Mc2, m18, U3SC, AreaTotal3SC)
'tb = ThotOut
't17 = TColdOut
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 10).Value = ThotOut
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 12).Value = md
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 36).Value = TColdOut
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 37).Value = m1
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 38).Value = P1
TDm = 0.5 * (tc + TD) 'Temperatura promedio de los gases de combustión en el 1SC
t1m = 0.5 * (t18 + t1) 'Temperatura promedio del vapor en el 1SC
P1m = 0.5 * (P1 + p18)

TDm = 0.5 * (tc + ThotOut) 'Temperatura promedio de los gases de combustión en
el 2SC
t1m = 0.5 * (t18 + TColdOut) 'Temperatura promedio del vapor en el 2SC
P1m = 0.5 * (p18 + P1)

```

```

    AproxPresenteD = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 10).Value
    'MsgBox AproxPresenteD & "Aproximación presente D 3SC"
    AproxAnteriorD = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 10).Value
    'MsgBox AproxAnteriorD & "Aproximacion Anterior D "

    AproxPresente1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 36).Value
    'MsgBox AproxPresente1 & "Aproximacion presente 1"
    AproxAnterior1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 36).Value
    'MsgBox AproxAnterior1 & "Aproximacion Anterior 1 "

    ErrorAbsd = Abs((AproxPresenteD - AproxAnteriorD) / AproxPresenteD)
    'MsgBox ErrorAbsD & "Error porcentual aproximado D"
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 11).Value = ErrorAbsd
    ErrorAbs1 = Abs((AproxPresente1 - AproxAnterior1) / AproxPresente1)
    'MsgBox ErrorAbs1 & "Error porcentual aproximado 1"
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 39).Value = ErrorAbs1
    i = i + 1
    If i = 100 Then
        ErrorAbsd = 0.000000001
        ErrorAbs1 = 0.000000001
        'MsgBox "El valor del error relativo porcentual no converge"
    End If
Loop
End Sub

```

I.f) Código de programación de la transferencia de calor del primer recalentador (*heatTransfer1RC*)

```
Sub HeatTransfer_1RH(Te, T3)
```

'Consideramos que Te y T3 son las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frio

```
P3 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 45).Value '(Bar)Presión de entrada del
vapor
```

```
P31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 81).Value '(Bar) Presión intermedia en
el Recalentador
```



```

m3 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 44).Value ' (Kg/s)Flujo másico de vapor
FlujoE = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 12).Value ' (T/h)Flujo másico de gases
de combustión
Me2 = FlujoE * (1000 / 3600) " (Kg/s)Flujo
másico de gases de combustión

```

'--PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN QUE DEPENDEN DEL CÁLCULO TÉRMICO--

```

Bcomb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(4, 2).Value
alfa = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(5, 2).Value
r = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(6, 2).Value
Bcomb2 = Bcomb * (1000 / 3600) '(kG/S) Flujo másico de combustible
Vgas = 11.35527 'Volumen de gases de combustión de 1 kg de combustóleo en
condiciones estequiométrica
Qgas1RH = (Bcomb2 * Vgas) + (Bcomb2 * alfa) + r * ((Bcomb2 * Vgas) + (Vgas * alfa))
'(m3/kg) Gasto Volumétrico de Gases de combustión

```

'-----CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL 1ER RE-HEATER (ARREGLO EN CUADRO)--

```

L11RH = 12.876 '(m) Largo del panel del 1RH
L31RH = 7.578 '(m)Ancho del 1RH
Nfilas1RH = 112 'Numero de tubos transversales (FILAS)
Nhileras1RH = 40 'Numero de tubos longitudinales (HILERAS)
Dext1RH = 0.0603 ' Diámetro Exterior de los tubos
Dint1RH = Dext1RH - (2 * 0.00553) 'm) Diámetro Exterior de los tubos
S11RH = L11RH / Nfilas1RH '(m)Paso Transversal
S21RH = 4.588 / Nhileras1RH '(m)Paso Longitudinal, Medida directa de planos a escala
PrelatN1RH = S11RH / Dext1RH 'Paso Relativo Norma(1)
PrelatL1RH = S21RH / Dext1RH
FacForm1RH = (1 + ((2 * PrelatN1RH) - 3) * ((1 - (PrelatL1RH / 2)) ^ 3)) ^ -2 'Según Norma
Rusa: PASRELLONG<= 2 Y PASRELNORMAL >=3; Usar PrelatN2SC=3
Area1RH = L11RH * L31RH 'Area Total del Panel de Tubos
AreaTubos1RH = L31RH * Dext1RH * Nfilas1RH
AreaPasGas1RH = Area1RH - AreaTubos1RH
AreaTotal1RH = 3.1416 * Dext1RH * 5 * Nfilas1RH * 75.91
FacCS = FacForm1RH ' Cuando S12S<=2 Cs=1
FacCZ = 1 'Cz=1, Cuando Nhiletas>=10

```

```

'-----Coeficiente de convección exterior 1RH-----
ViscosityGas1RH = ViscosityGas(Te, alfa)          ' (m2/s)Función para el cálculo de la
viscosidad cinemática
Kgas1RH = ConductivityGas(Te, alfa)              'Conductividad térmica de los gases de
combustión W/mK)
Prand1RH = Prand(Te, alfa)                        ' Numero de Prand
velocity1RH = Qgas1RH / AreaPasGas1RH             'Velocidad de los gases de
combustión en el banco de tubos
Hconv1RH = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas1RH / Dext1RH) * ((velocity1RH * Dext1RH /
ViscosityGas1RH) ^ 0.65) * (Prand1RH ^ 0.33) '(W/m2 K)

'-----Coeficiente de Radiación Exterior PROMEDIO 1RH-----

1) ParametroS1RH = 0.9 * Dext1RH * (((4 / 3.1416) * PrelatN1RH * PrelatL1RH) -
Pcamara = 0.1 '0.1 Mpa
Rgas = 0.1395          ' Volumen parcial de gases de
combustión
RH2O = 0.1258          'Fracción de humedad en los gases de
combustión
Kgas1RH = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS1RH) ^
0.5))) - 1) * (1 - 0.00037 * (Te + 273.15)) * (Rgas)
Efec1RH = 1 - Exp((-Kgas1RH * Pcamara * ParametroS1RH))
'Efectividad del 1RH
EfecSup1RH = 0.8          'Efectividad de las superficies
contaminadas, valor establecido para la quema de combustóleo
TsupConta1RH = (T3 + 273.15) + 50          'Temperatura de la
superficie contaminada del banco de tubos en el 1sc
HradExt1RH = 0.0000000567 * ((EfecSup1RH + 1) / 2) * Efec1RH * (Te + 273.15)
^ 3 * ((1 - ((TsupConta1RH / (Te + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta1RH / (Te + 273.15))))
'(W/m2K)Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR
'MsgBox HradExt1RH & "H radiaDA exterior"

'Se considera que ya no hay radiación, debido a que los recalentadores están
instalados en el ductor posterior a la salida de los gases de combustión
Hexterior = (Hconv1RH + HradExt1RH)          ' (W/m2K)Coeficiente de
Convección externo
'MsgBox hexterior & "H exterior ajustar el factor de uso norma Rusa Ojo"

'-----Coeficiente de convección INTERIOR 1RH (W/m2K)-----
-----
Kvapor1RH = kvapdepyt(P3, T3)          '(W/mK) (KJ/M.S.K)Conductibilidad
térmica del vapor

```

$Cp1RH = cpvap(T3, P3)$ '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de vapor de agua
 $DensiVap1RH = 1 / vdevapdetyp(T3, P3)$ '(Kg/m3)Densidad del flujo de vapor entrada 1sc
 $Mu1RH = muaguadet(T3, P3)$ '(Pa-s) viscosidad Dinámica del vapor de agua
 $VisCine1RH = Mu1RH / DensiVap1RH$ '(m2/s) Viscosidad Cinemática
 $Pr1RH = (VisCine1RH * DensiVap1RH * Cp1RH) / (Kvapor1RH / 1000)$ ' Numero de Prandtl
 $velVapor1RH = (m3 * (1 / DensiVap1RH)) / (((3.1416 * Dint1RH ^ 2) / 4) * Nfilas1RH * Nhileras1RH)$
 $hconvint1RH = 0.023 * (Kvapor1RH / Dint1RH) * (((velVapor1RH * Dint1RH) / VisCine1RH)) ^ 0.8 * (Pr1RH ^ 0.4)$

'-----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL DEL 1RH SOBRECALENTADO'-----

$U1RH = 0.8 * (Hexterior)$

Call Metodo_NTU(Te, T3, P3, Me2, m3, U1RH, AreaTotal1RH)

Tf = ThotOut

'MsgBox Tf1RH & "Temperatura Tf del 1er Recalentador"

T31 = TColdOut

'MsgBox T311RH & " TEMPERATURA T31"

M31 = m3

mf = FlujoE

'MsgBox Mf & "Flujo másico E"

'If Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 16).Value > 0 Then
 Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 16).Value = Tf
 Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 79).Value = T31
 Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 80).Value = M31
 Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 18).Value = mf

'-----Propiedades promedio del 1RH Con Taverage's-----

$Tfm = 0.5 * (Tf + Te)$ 'Temperatura promedio de los gases de combustión en el

$Tf1RHm = (Tf + Te) / 2$ 'Temperatura promedio de los gases de combustión en el

$t31m = 0.5 * (T31 + T3)$ 'Temperatura promedio del vapor en 1RH $T311RHm = (T31 + T3) / 2$ En el 1 Re-heater medium)

$P31m = 0.5 * (P3 + P31)$

```

'----VARIABLES INICIALES DEL CICLO DO-----
    ErrorAbsF = 1      '(Para los Gases de combustión PUNTO F)
    ErrorAbs31 = 1    '(Para el vapor de agua PUNTO 31)
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 17).Value = ErrorAbsF
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 82).Value = ErrorAbs31
    i = 0
    '#####-----CALCULO ITERATIVO DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL 1RH-
Do Until ErrorAbsF <= 0.000000001 And ErrorAbs31 <= 0.000000001      ' Donde
sustituyo Tdm-->Tfm,   T1m--->T31m

    '-----Coeficiente de convección exterior PROMEDIO 1RH-----
    ViscosityGas1RH = ViscosityGas(Tfm, alfa)      '(m2/s)Función para el
cálculo de la viscosidad cinemática
    Kgas1RH = ConductivityGas(Tfm, alfa)      'Conductividad térmica de los
gases de combustión W/mK)
    Prand1RH = Prand(Tfm, alfa)      ' Numero de Prand
    Hconv1RH = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas1RH / Dext1RH) * ((velocity1RH * Dext1RH /
ViscosityGas1RH) ^ 0.65) * (Prand1RH ^ 0.33) '(W/m2 K)
    'MsgBox Hconv1RH & "Hconvectiva, CICLO DO"

'-----Coeficiente de Radiación Exterior PROMEDIO 1RH-----
    Kgas1RH = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS1RH) ^ 0.5)))
- 1) * (1 - 0.00037 * (Tfm + 273.15)) * (Rgas)
    Efec1RH = 1 - Exp((-Kgas1RH * Pcamara * ParametroS1RH))      'Efectividad
del 1SC
    TsupConta1RH = (t31m + 273.15) + 50      'Temperatura de la
superficie contaminada del banco de tubos en el 1sc
    HradExt1RH = 0.0000000567 * ((EfecSup1RH + 1) / 2) * Efec1RH * (Tfm + 273.15) ^
3 * ((1 - ((TsupConta1RH / (Tfm + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta1RH / (Tfm +
273.15)))) '(W/m2K)Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR

    Hexterior = (Hconv1RH + HradExt1RH)      '(W/m2K)Coeficiente
de Convección externo

'-----Coeficiente PROMEDIO de convección INTERIOR (W/m2K)-----
-----
    Kvapor1RH = kvapdepyt(P31m, t31m)      '(W/mK)
(KJ/M.S.K)Conductibilidad térmica del vapor
    Cp1RH = cpvap(t31m, P31m)      '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de
vapor de agua
    'MsgBox Cp1RH & "Cp"
    DensiVap1RH = 1 / vdevapdetyp(t31m, P31m)      '(Kg/m3)Densidad del
flujo de vapor entrada 1sc

```

```

    Mu1RH = muaguadet(t31m, P31m)                '(Pa-s) viscosidad Dinámica
del vapor de agua
    VisCine1RH = Mu1RH / DensiVap1RH            '(m2/s) Viscosidad Cinemática
    Pr1RH = (VisCine1RH * DensiVap1RH * Cp1RH) / (Kvapor1RH / 1000) ' Numero de
Prandtl
    velVapor1RH = (M31 * (1 / DensiVap1RH)) / (((3.1416 * Dint1RH ^ 2) / 4) *
Nfilas1RH * Nhileras1RH)
    hconvint1RH = 0.023 * (Kvapor1RH / Dint1RH) * (((velVapor1RH * Dint1RH) /
VisCine1RH)) ^ 0.8) * (Pr1RH ^ 0.4)

    -----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL DEL 1RH SOBRECALENTADO"--
    U1RH = 0.8 * (Hexterior)

'-----TEMPERATURAS DE SALIDA DEL 1RH ITERATIVAS-----
    Call Metodo_NTU(Te, T3, P3, Me2, m3, U1RH, AreaTotal1RH)

    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 16).Value = ThotOut 'Valor de (Tf)°C
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 79).Value = TColdOut 'Valor de (T31) °C

    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 80).Value = M31 '(Kg/s) Flujo másico
de vapor
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 81).Value = P31 'Presión intermedia
de P31

    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 18).Value = mf

    Tfm = 0.5 * (Tf + ThotOut) 'Temperatura promedio de los gases de combustión
en el 1rh
    t31m = 0.5 * (T31 + TColdOut) 'Temperatura promedio del vapor en el 1RH
    P31m = 0.5 * (P3 + P31)
    AproxPresentef = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 16).Value
'MsgBox AproxPresentef & "Aproximación presente f 1RH"
    AproxAnteriorF = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 16).Value
'MsgBox AproxAnteriorF & "Aproximación Anterior F "

    AproxPresente31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 79).Value
'MsgBox AproxPresente31 & "Aproximación presente 31"

```

```

AproxAnterior31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 79).Value
'MsgBox AproxAnterior31 & "Aproximación Anterior 31 "

ErrorAbsF = Abs((AproxPresentef - AproxAnteriorF) / AproxPresentef)
'MsgBox ErrorAbsF & "Error porcentual aproximado F"
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 17).Value = ErrorAbsF

ErrorAbs31 = Abs((AproxPresente31 - AproxAnterior31) / AproxPresente31)
'MsgBox ErrorAbs31 & "Error porcentual aproximado 31"
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 82).Value = ErrorAbs31

i = i + 1
If i = 100 Then
ErrorAbsF = 0.000000001
ErrorAbs31 = 0.000000001
'MsgBox "El valor del error relativo porcentual no converge"
End If

Loop

End Sub

```

I.g) Código de programación de la transferencia de calor del segundo recalentador (*heatTransfer2RC*)

```

Public Te2RH As Double
Public T42RH As Double

Sub HeatTransfer_2RH(TD, T31)

'Consideramos que TD y T31 son las temperaturas de entrada de los fluidos caliente y frio
EN EL SEGUNDO RECALENTADOR

P31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 81).Value '(Bar) Presión de entrada del
vapor

```

p4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 48).Value '(Bar) Presión intermedia en el Recalendator

M31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 80).Value '(Kg/s)Flujo másico de vapor

FlujoD = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 12).Value '(T/h)Flujo másico de gases de combustión

MD2 = FlujoD * (1000 / 3600) ''

(Kg/s)Flujo másico de gases de combustión

'-----PROPIEDADES DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN QUE DEPENDEN DEL CÁLCULO TÉRMICO-----

Bcomb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(4, 2).Value

alfa = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(5, 2).Value

r = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(6, 2).Value

Bcomb2 = Bcomb * (1000 / 3600) '(kG/S) Flujo másico de combustible

Vgas = 11.35527 'Volumen de gases de combustión de 1 kg de combustóleo en condiciones estequiométrica

Qgas2RH = (Bcomb2 * Vgas) + (Bcomb2 * alfa) + r * ((Bcomb2 * Vgas) + (Vgas * alfa))

'(m3/kg) Gasto Volumétrico de Gases de combustión

'-----CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL 2DO. RE-HEATER (ARREGLO EN CUADRO)-----

L12RH = 12.876 '(m) Largo del panel del 2RH

L32RH = 8.4 '(m)Ancho del 2RH

Nfilas2RH = 112 'Numero de tubos transversales (FILAS)

Nhileras2RH = 10 'Numero de tubos longitudinales (HILERAS)

Dext2RH = 0.0486 ' Diámetro Exterior de los tubos

Dint2RH = Dext2RH - (2 * 0.00553) 'm) Diámetro Exterior de los tubos

S12RH = L12RH / Nfilas2RH '(m)Paso Transversal

S22RH = 3.942 / Nhileras2RH '(m)Paso Longitudinal, Medida directa de planos a escala

PrelatN2RH = S12RH / Dext2RH 'Paso Relativo Norma(1)

PrelatL2RH = S22RH / Dext2RH

FacForm2RH = 1 '(1 + ((2 * PrelatN2RH) - 3) * ((1 - (PrelatL2RH / 2)) ^ 3)) ^ -2 'Según Norma Rusa: PASRELLONG<= 2 Y PASRELNORMAL >=3; Usar PrelatN2SC=3

Area2RH = L12RH * L32RH 'Area Total del Panel de Tubos

AreaTubos2RH = L32RH * Dext2RH * Nfilas2RH

AreaPasGas2RH = Area2RH - AreaTubos2RH

AreaTotal2RH = 3.1416 * Dext2RH * 5 * Nfilas2RH * 20.74

FacCS = FacForm2RH ' Cuando S12S<=2 Cs=1

```

FacCZ = 1 'Cz=1, Cuando Nhiletas>=10
'MsgBox S12RH & "S1 2RH"
'MsgBox S22RH & "S2 2RH"
'MsgBox AreaTotal2RH & "área Total"
'MsgBox PrelatN2RH & "paso RELATIVO NORMAL"
'MsgBox PrelatL2RH & "Paso relativo Long"

'-----Coeficiente de convección exterior 2RH-----
ViscosityGas2RH = ViscosityGas(TD, alfa)          ' (m2/s)Función para el cálculo de la
viscosidad cinemática
Kgas2RH = ConductivityGas(TD, alfa)              'Conductividad térmica de los gases de
combustión W/mK)
Prand2RH = Prand(TD, alfa)                      ' Numero de Prand
velocity2RH = Qgas2RH / AreaPasGas2RH           'Velocidad de los gases de
combustión en el banco de tubos
Hconv2RH = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas2RH / Dext2RH) * ((velocity2RH * Dext2RH /
ViscosityGas2RH) ^ 0.65) * (Prand2RH ^ 0.33) '(W/m2 K)
'MsgBox Hconv2RH & " H Convectivo exterior 2RH"

'-----Coeficiente de Radiación Exterior 2RH-----

'HradExt2RH = 0 'Se considera que ya no hay radiación, debido a que los
recalentadores están instalados en el ductor posterior a la salida de los gases de
combustión

ParametroS2RH = 0.9 * Dext2RH * (((4 / 3.1416) * PrelatN2RH * PrelatL2RH) -
1) '
Pcamara = 0.1 '0.1 Mpa
Rgas = 0.1395          ' Volumen parcial de gases de
combustión
RH2O = 0.1258          'Fracción de humedad en los gases de
combustión
Kgas2RH = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS2RH) ^
0.5))) - 1) * (1 - 0.00037 * (TD + 273.15)) * (Rgas)
Efec2RH = 1 - Exp((-Kgas2RH * Pcamara * ParametroS2RH))
'Efectividad del 1RH
EfecSup2RH = 0.8          'Efectividad de las superficies
contaminadas, valor establecido para la quema de combustóleo
TsupConta2RH = (T31 + 273.15) + 50          'Temperatura de la
superficie contaminada del banco de tubos en el 1sc
HradExt2RH = 0.0000000567 * ((EfecSup2RH + 1) / 2) * Efec2RH * (TD + 273.15)
^ 3 * ((1 - ((TsupConta2RH / (TD + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta2RH / (TD + 273.15))))
'(W/m2K)Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR
'MsgBox HradExt1RH & "H radiaDA exterior"

```



```

Hexterior = (Hconv2RH + HradExt2RH) ' (W/m2K)Coeficiente de
Convección externo
'MsgBox hexterior & "H exterior ajustar el factor de uso norma Rusa Ojo"

'-----Coeficiente de convección INTERIOR 2RH (W/m2K)-----
-----
Kvapor2RH = kvapdepyt(P31, T31) ' (W/mK)
(KJ/M.S.K)Conductibilidad térmica del vapor '
Cp2RH = cpvap(T31, P31) '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de vapor de
agua
DensiVap2RH = 1 / vdevapdetyp(T31, P31) '(Kg/m3)Densidad del flujo de
vapor entrada 1sc
Mu2RH = muaguadet(T31, P31) '(Pa-s) viscosidad Dinámica del vapor
de agua
VisCine2RH = Mu2RH / DensiVap2RH '(m2/s) Viscosidad Cinemática
Pr2RH = (VisCine2RH * DensiVap2RH * Cp2RH) / (Kvapor2RH / 1000) ' Numero de
Prandtl
velVapor2RH = (M31 * (1 / DensiVap2RH)) / (((3.1416 * Dint2RH ^ 2) / 4) * Nfilas2RH *
Nhileras2RH)
hconvint2RH = 0.023 * (Kvapor2RH / Dint2RH) * (((velVapor2RH * Dint2RH) /
VisCine2RH) ^ 0.8) * (Pr2RH ^ 0.4)

'-----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL DEL 2RH SOBRECALENTADO"-----
-----
U2RH = 0.8 * (Hexterior)
'-----CALCULO DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL 2RH INTERCAMBIADOR
DE CALOR-----

Call Metodo_NTU(TD, T31, P31, MD2, M31, U2RH, AreaTotal2RH)

Te = ThotOut
'MsgBox Tf2RH & "Temperatura Tf del 1er Recalendador"
t4 = TColdOut
'MsgBox T312RH & " temperatura T31"
m4 = M31
Me2 = FlujoD
'MsgBox Mf & "Flujo másico E"

'If Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Análisis").Cells(21, 46).Value > 0 Then
'Call Borrar_2RH
' Else
' End If

```

```

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 13).Value = Te
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 46).Value = t4
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 47).Value = m4
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 15).Value = Me2

```

```

'-----Propiedades promedio del 2RH Con Taverage's-----
Tem = 0.5 * (Te + TD)      'Temperatura promedio de los gases de combustión en el
Tf2RHm = (Tf 1 Re-heater medium)
T4m = 0.5 * (T31 + t4)    'Temperatura promedio del vapor en 2RH T312RHm = T3.1 En el
1 Re-heater medium)
P4m = 0.5 * (P31 + p4)
'MsgBox Tem & " Temperatura PROMEDIO de los gases del 2RH"
'MsgBox T4m & " Temperatura PROMEDIO DEL VAPOR DEL 2RH "
'MsgBox P4m & " presión PROMEDIO DEL VAPOR DEL 2RH"

'----VARIABLES INICIALES DEL CICLO DO-----
ErrorAbsE = 1      '(Para los Gases de combustión PUNTO F)
ErrorAbs4 = 1      '(Para el vapor de agua PUNTO 31)
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 14).Value = ErrorAbsE
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 83).Value = ErrorAbs4
i = 0
'#####----CALCULO ITERATIVO DE LA TEMPERATURA A LA SALIDA DEL 2RH
Do Until ErrorAbsE <= 0.000000001 And ErrorAbs4 <= 0.000000001      ' Donde
sustituyo Tfm-->Tem, T31m-->T4m P31m-->P4m

'-----Coeficiente de convección exterior PROMEDIO 2RH-----
ViscosityGas2RH = ViscosityGas(Tem, alfa)      '(m2/s)Función para el
cálculo de la viscosidad cinemática
Kgas2RH = ConductivityGas(Tem, alfa)      'Conductividad térmica de los
gases de combustión W/mK)
Prand2RH = Prand(Tem, alfa)      ' Numero de Prand
Hconv2RH = 0.2 * FacCS * FacCZ * (Kgas2RH / Dext2RH) * ((velocity2RH * Dext2RH /
ViscosityGas2RH) ^ 0.65) * (Prand2RH ^ 0.33) '(W/m2 K)
'MsgBox Hconv2RH & "Hconvectiva, CICLO DO"
'-----Coeficiente de Radiación Exterior PROMEDIO 2RH-----

```

'HradExt2RH = 0 'Se considera que ya no hay radiación, debido a que los recalentadores están instalados en el ductor posterior a la salida de los gases de combustión

'-----Coeficiente de Radiación Exterior 2RH-----

'HradExt2RH = 0 'Se considera que ya no hay radiación, debido a que los recalentadores están instalados en el ductor posterior a la salida de los gases de combustión

ParametroS2RH = 0.9 * Dext2RH * (((4 / 3.1416) * PrelatN2RH * PrelatL2RH) - 1) '1)

Pcamara = 0.1 '0.1 Mpa

Rgas = 0.1395 'Volumen parcial de gases de combustión

RH2O = 0.1258 'Fracción de humedad en los gases de combustión

Kgas2RH = (((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * ParametroS2RH) ^ 0.5))) - 1 * (1 - 0.00037 * (Tem + 273.15)) * (Rgas)

Efec2RH = 1 - Exp((-Kgas2RH * Pcamara * ParametroS2RH))

'Efectividad del 1RH

EfecSup2RH = 0.8 'Efectividad de las superficies contaminadas, valor establecido para la quema de combustóleo

TsupConta2RH = (T4m + 273.15) + 50 'Temperatura de la superficie contaminada del banco de tubos en el 1sc

HradExt2RH = 0.0000000567 * ((EfecSup2RH + 1) / 2) * Efec2RH * (Tem + 273.15) ^ 3 * ((1 - ((TsupConta2RH / (Tem + 273.15)) ^ (3.6))) / (1 - (TsupConta2RH / (Tem + 273.15)))) ' (W/m2K)Coeficiente de RADIACIÓN EXTERIOR

'MsgBox HradExt1RH & "H radiaDA exterior"

Hexterior = (Hconv2RH + HradExt2RH) ' (W/m2K)Coeficiente de Convección externo

'MsgBox hexterior & "H exterior ajustar el factor de uso norma Rusa Ojo CICLO DO"

'-----Coeficiente PROMEDIO de convección INTERIOR (W/m2K)-----

Kvapor2RH = kvapdepyt(P4m, T4m) ' (W/mK)
(KJ/M.S.K)Conductibilidad térmica del vapor

Cp2RH = cpvap(T4m, P4m) '(KJ/KgC)Capacidad calorífica de vapor de agua

'MsgBox Cp2RH & "Cp"

DensiVap2RH = 1 / vdevapdetyp(T4m, P4m) '(Kg/m3)Densidad del flujo de vapor entrada 1sc

```

    Mu2RH = muaguadet(T4m, P4m)                '(Pa-s) viscosidad Dinámica del
vapor de agua
    VisCine2RH = Mu2RH / DensiVap2RH           '(m2/s) Viscosidad Cinemática
    Pr2RH = (VisCine2RH * DensiVap2RH * Cp2RH) / (Kvapor2RH / 1000)   ' Numero de
Prandtl
    velVapor2RH = (M31 * (1 / DensiVap2RH)) / (((3.1416 * Dint2RH ^ 2) / 4) *
Nfilas2RH * Nhileras2RH)
    hconvint2RH = 0.023 * (Kvapor2RH / Dint2RH) * (((velVapor2RH * Dint2RH) /
VisCine2RH)) ^ 0.8) * (Pr2RH ^ 0.4)
'-----COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA TOTAL DEL 2RH SOBRECALENTADO-----

    U2RH = 0.8 * (Hexterior)
'U2RH = 1 / ((1 / Hexterior) + (1 / hconvint2RH))           '(W/m2K)
'MsgBox U2RH & " Coeficiente Global de Transferencia de calor ITERACIONES"
'MsgBox i & " Numero de iteración"

'-----TEMPERATURAS DE SALIDA DEL 2RH ITERATIVAS-----
    Call Metodo_NTU(TD, T31, P31, MD2, M31, U2RH, AreaTotal2RH)

    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 13).Value = ThotOut 'Valor de (Te)°C
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 46).Value = TColdOut 'Valor de (T4) °C

    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 47).Value = m4   '(Kg/s) Flujo másico
de vapor
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 48).Value = p4   'Presión intermedia
de P31
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 15).Value = Me2

    Tem = 0.5 * (TD + ThotOut)                'Temperatura promedio de los gases de
combustión en el 2RH
    T4m = 0.5 * (T31 + TColdOut)              'Temperatura promedio del vapor en el 2RH

    AproxPresenteE = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 13).Value
'MsgBox AproxPresentef & "Aproximación presente f 2RH"
    AproxAnteriorE = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 13).Value
'MsgBox AproxAnteriorF & "Aproximación Anterior F "

```

```

    AproxPresente4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 46).Value
    'MsgBox AproxPresente31 & "Aproximación presente 31"

    AproxAnterior4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 46).Value
    'MsgBox AproxAnterior31 & "Aproximación Anterior 31 "

    ErrorAbsE = Abs((AproxPresenteE - AproxAnteriorE) / AproxPresenteE)
    'MsgBox ErrorAbsE & "Error porcentual aproximado F"
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 14).Value = ErrorAbsE

    ErrorAbs4 = Abs((AproxPresente4 - AproxAnterior4) / AproxPresente4)
    'MsgBox ErrorAbs4 & "Error porcentual aproximado 31"
    Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 83).Value = ErrorAbs4
    'x = (-U2RH) ^ 0.5
    i = i + 1
    If i = 100 Then
        ErrorAbsE = 0.000000001
        ErrorAbs4 = 0.000000001
        'MsgBox "El valor del error relativo porcentual no converge"
        End If

    'x = (-U2RH) ^ 0.5

    Loop
End Sub

```

Lh) Código de programación de la transferencia de calor del economizador (Heat_transfer_economizador)

```
Sub Heat_transfer_economizador()
```

```
'Análisis del Economizador
```

```
' -----CAPTURA DE LAS VARIABLES QUE NECESITO PARA EL CALCULO TÉRMICO DEL
ECONOMIZADOR-----
```

```
    fila = 0
```

```
    Parar = False
```

```
        Do
```

```
            fila = fila + 1
```

```

    Tf = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + fila, 16).Value
    If Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + fila, 16).Value = "" Then
        Parar = True

    Else

    End If

    If fila = 100 Then
        Parar = True
        'MsgBox "La temperatura Tf es mayor a 100 iteraciones"
    Else
    End If

Loop While (Parar = False)

    Tf = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 16).Value    ' Temperatura de
gases (°C)
    mf = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 18).Value    '(T/Hr)
    t11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 67).Value    '(°C) Temperatura
    m11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 68).Value    '(Kg/s) Flujo de agua de
alimentación
    P11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 69).Value    '(Bar) Presión del Agua de
alimentación

Mf_SI = mf * (1000 / 3600)    'Flujo masico de gases de combustión (Kg/s)

'CALCULO TÉRMICO DEL ECONOMIZADOR EN BANCO DE TUBOS ALETADOS CON ARREGLO
EN TRIANGULO

mf_ing = Mf_SI * (3600 / 0.453) '(lb/hr) Flujo másico de gases de combustión
Tf_ing = (1.8 * Tf) + 32    'Temperatura de los gases °F

M11_ing = m11 * (3600 / 0.453) '(lb/hr) Flujo másico de agua de alimentación
T11_ing = (1.8 * t11) + 32    'Temperatura de agua de alimentación °F

'CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DEL ECONOMIZADOR

```

DEXTTUBECO = 1.9133 ' (in) Diámetro Exterior del Tubo
 DINTTUBECO = 1.72 ' (in) Diámetro Interior del Tubo
 ESPTUBECO = 0.0934 ' (in) Espesor de la pared del tubo
 HALETA = 0.75 ' (in) Altura de la aleta
 EspAleta = 0.06 ' (in) Espesor de la aleta
 SAALETA = 2 ' (fin/in) Paso de aletado
 Ltubeco = 24.86 ' (ft) Longitud de los tubos
 Ntubos = 125 ' (Unidad) Numero de tubos
 NTUBOSECO = 250 ' Numero de Tubos de TODO EL ECONOMIZADOR
 pasos = 12 ' (unidad) Numero de pasos de los tubos por el economizador
 S1ECO = (12.876 / Ntubos) / 0.0254 ' Paso Transversal (S1)
 S2ECO = (3 ^ (1 / 2) / 2) * S1ECO
 S2DIAGO = ((S1ECO / 2) ^ 2 + S2ECO ^ 2) ^ (1 / 2) ' Paso Diagonal (S2')
 'ÁREA DE INTERCAMBIO DE CALOR/M DE TUBO

DEXTCONALETA = DEXTTUBECO + (2 * HALETA) ' (in) Diámetro del tubo con aleta

AA1 = 1038.922684 ' (in²) Área de intercambio de un metro de aleta
 Ateco = 208.2578502 ' (in²) Área de intercambio de sup sin aleta
 A1meco = (AA1 + Ateco) * 0.3048 ' (in²/ft) AREA TOTAL DE INTERCAMBIO/M
 A1Tub = A1meco * Ltubeco ' (in²/tubo) Área de intercambio por tubo (L7.8m)
 AtotalEcoAle = A1Tub * NTUBOSECO * pasos ' (in²) Área de intercambio de todo el banco aletado
 AtubColg = 461196.4754 ' (in²) AREA DE INTERCAMBIO TUBOS COLGANTES
 AtotalEco = AtotalEcoAle + AtubColg ' (in²) AREA TOTAL DE INTERCAMBIO DEL ECONOMIZADOR

AtotalEcoft = AtotalEco / (12 ^ 2) ' (ft²)

AtotalEcoSI = AtotalEcoft * 0.09290304 ' (M2) Área total del ECONOMIZADOR SISTEMA INTERNACIONAL

A0 = (DEXTTUBECO / 12) + (SAALETA * EspAleta * HALETA) / 6 ' Área Ocupada por las aletas (A0)
 af = (3.1416 * SAALETA / 24) * ((4 * DEXTTUBECO * HALETA) + (4 * (HALETA ^ 2)) + (2 * EspAleta * DEXTTUBECO) + (4 * EspAleta * HALETA))
 ATEcono = af + (3.1416 * DEXTTUBECO / 12) * (1 - (SAALETA * EspAleta)) ' (ft²/ft)
 Área total de los tubos del economizador(AT)

'Flujo Volumétrico de Gases

GEcono = mf_ing / (((S1ECO / 12) - A0) * Ntubos * Ltubeco) ' (Lb/ft²h) Flujo masico de gasea a través del economizador
 s = (1 / SAALETA) - EspAleta ' Espacio entre aletas

'Factor F, que depende de la temperatura Tf_ing

```
If Tf_ing > 1600 Then
F = 0.165
End If
```

```
If Tf_ing < 1600 And Tf_ing >= 1200 Then
F = 0.154
End If
```

```
If Tf_ing < 1200 And Tf_ing >= 1000 Then
F = 0.1473
End If
```

```
If Tf_ing < 1000 And Tf_ing >= 800 Then
F = 0.1439
End If
```

```
If Tf_ing < 800 And Tf_ing >= 600 Then
F = 0.134
End If
```

```
If Tf_ing < 600 And Tf_ing >= 400 Then
F = 0.125
End If
```

```
If Tf_ing < 200 Then
F = 0.0978
End If
```

'(Btu/ft²h °F)Coeficiente de transferencia de calor (Pag. 424 ganapaty)
 $hc = 0.295 * (GEcono ^ 0.681 / DEXTTUBECO) * F * (s ^ 0.313 / (HALETA ^ 0.2 * ESPTUBECO ^ 0.133))$

'Cálculo de la Eficiencia de la ALETA

KmEcono = 24 '(Btu/ft h °F)Conductividad térmica de la aleta ([1] Pag.424 Ref.

mAleta = ((24 * hc) / (KmEcono * EspAleta)) ^ (1 / 2) 'Efectividad de la Aleta m

EficAleta = 1 / (1 + (1 / 3) * (mAleta * HALETA / 12) ^ 2 * ((DEXTTUBECO + (2 * HALETA)) / DEXTTUBECO)) ^ (1 / 2)

EfecAleta = 1 - (1 - EficAleta) * (af / ATEcono) 'Efectividad de la aleta (n)

Uecono = EfecAleta * hc '(Btu/ft²h °F)Coeficiente de transferencia de calor TOTAL

UeconoSI = Uecono * (1 / 0.17612) '(w/m²°C) Conversión del Coeficiente global de transferencia de calor

Call Metodo_NTU(Tf, t11, P11, Mf_SI, m11, UeconoSI, AtotalEcoSI)


```
tg = ThotOut
'MsgBox Tf1RH & "Temperatura Tf del 1er Recalendator"
t14 = TColdOut
'MsgBox T311RH & " temperatura T31"

mg = mf
m14 = m11

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 19).Value = ThotOut
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 21).Value = mg

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 76).Value = t14
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 77).Value = m14
End Sub
```

Anexo II

Código de Programación del Cálculo Térmico del hogar

```

Private Sub CommandButton1_Click()
' variables iniciales del cálculo Térmico
c = CDb1(TextBox1.Text) '(%) Carbon
s = CDb1(TextBox2.Text) '(%) Azufre
N = CDb1(TextBox3.Text) '(%) Nitrógeno
h = CDb1(TextBox4.Text) '(%) Hidrogeno
o = CDb1(TextBox5.Text) '(%) Oxigeno
alfa = CDb1(TextBox6.Text) 'Exceso de aire suministrado al hogar
r = CDb1(TextBox7.Text) '(%) Flujo de gases de recirculación
Bcomb = CDb1(TextBox8.Text) 'Flujo de combustible suministrado
m11 = CDb1(TextBox9.Text) ' Flujo de agua de alimentación (T/h)
P15 = CDb1(TextBox10.Text) ' Presión del Domo de vapor (Bar)

If alfa = 1# Or alfa = 1.05 Or alfa = 1.1 Or alfa = 1.15 Or alfa = 1.2 Or alfa = 1.25 Or alfa =
1.3 Or alfa = 1.35 Or alfa = 1.4 Or alfa = 1.45 Or alfa = 1.5 Or alfa = 1.55 Then

    If r >= 0.2 And r <= 0.6 Then
        '-----Características geométricas del Generador de vapor-----
        Pcamara = 0.1 '0.1 Mpa
        Apared = 1427.6 ' 1427.6 m2 (Área de las paredes del hogar del generador de vapor)
        PhiProm = 0.498 ' Coeficiente de eficiencia termina de las paredes del hogar
        Xquemad = 0.333 ' Posición relativa del núcleo de la flama
        Mo = 0.4 'Parámetro M, que depende del tipo de combustible Mo=0.40 para
        combustóleo
        Vgas = 11.35527 '11.35527 m3/kg (Volumen de gases de combustión de 1 kg de
        combustóleo en condiciones estequiométrica)
        VoN2 = 8.34046 '8.34046 m3/kg (Volumen de gas Nitrógeno estequiométrico en los
        productos de la combustión)
        VoRO2 = 1.58426 ' 1.58426 m3/kg (Volumen de gas RO2 estequiométrico en los
        productos de la combustión)
        VoH2O = 1.43055 ' 1.43055 m3/kg (Volumen de gas humedad estequiométrico en los
        productos de la combustión)
        Vhogar = 3538.7424 ' 3538.7424 m3 (Volumen del hogar del generador de vapor)
        Rv = (Vgas * (1 + r)) / (VoN2 + VoRO2) ' Factor de composición del volumen de los gases
        Parametro_m = Mo * (1 - 0.4 * Xquemad) * Rv ^ (1 / 3) ' Parámetro m (17)
        Fi = 0.998 '(18)Coeficiente de conservación de los ductos
        sGasillum = (3.6 * Vhogar) / Apared 'Espesor de la capa de los gases que iluminan
        Rgas = VoRO2 / Vgas 'Volumen relativo ocupado por los gases triatómicos
        RH2O = VoH2O / Vgas

        PCI = (338 * c) + (1256 * h) - (109 * (o - s)) '- (25 * (9 * h - w)) 'Poder calorífico inferior del
        combustible
        tcomb = 135 °C 'Temperatura establecida para el suministro del combustóleo
        CComb = 1.74 + 0.0025 * tcomb 'Calor específico del combustóleo (kJ/JgK)
    
```

```

Qcomb = CComb * tcomb      'Calor suministrado al hogar por el combustible
precalentado

QairExt = 1100 'KJ/KG Calor suministrado al hogar del GV por aire precalentado VARIABLE
DE ENTRADA T=300 °c
tg = 332      '(°C)Temperatura de los gases recirculados
hg = ENTALPYGAS(tg, alfa)
Qrec = r * hg
TintPrecalent = 86      'valores que tenemos que establecer
ToutPrecalent = 301      'Valor independiente del calculo
HintPrecalent = ENTALPYAIR(TintPrecalent, alfa)
'MsgBox HintPrecalent & "Entalpya del aire a la entrada"

HoutPrecalent = ENTALPYAIR(ToutPrecalent, alfa)
'MsgBox HoutPrecalent & "Entalpya del aire a la entrada"

Qair = alfa * (HoutPrecalent - HintPrecalent)
'MsgBox Qair & "Calor entra con aire"
Qdisp = PCI + Qcomb + QairExt
Qhogar1 = Qdisp + Qair + Qrec
Ta = Tadiabatica(Qhogar1, alfa)
'MsgBox Ta & "Temperatura adiabática"

'VALORES INICIALES DEL CICLO DO
Thogar = 1050 '1050°C Temperatura recomendada para el primer cálculo térmico del G.V.
(VALOR RECOMENDADO)
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 1).Value = Thogar
ErrorAbs = 1
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 2).Value = ErrorAbs
'MsgBox Thogar & " valor semilla Thogar"

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(3, 2).Value = m11

Call Presiones

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(4, 2).Value = Bcomb
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(5, 2).Value = alfa
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(6, 2).Value = r

i = 0
Mhogar = 0.3 '(26) Fracción del volumen del hogar ocupado por flama luminosa

Do Until ErrorAbs <= 0.0000001
hhogar = ENTALPYGAS(Thogar, alfa)

```

```

kgas = ((7.8 + (16 * RH2O)) / ((10 * Pcamara * Rgas * sGasllum) ^ (1 / 2)) - 1) * (1 - (0.37 *
((Thogar + 273.15) / 1000))) * Rgas 'Coeficiente de disminución de los rayos de gases en el hogar
(23)

```

```

Kholin = (1.2 / (1 + alfa ^ 2)) * ((c / h) ^ (2 / 5)) * ((1.6 * ((Thogar + 273.15) / 1000)) - 0.5)
Khogar = kgas + (Mhogar * Kholin) '(27) Coeficiente de absorción del medio del
hogar

```

```

Buger = Khogar * Pcamara * sGasllum
BugerEfec = 1.6 * Log(((1.4 * Buger ^ 2) + Buger + 2) / ((1.4 * Buger ^ 2) - Buger + 2))
'(29)

```

```

VCprom = (Qhogar1 - hhogar) / (Ta - Thogar)
Bcomb2 = Bcomb * (1000 / 3600)
Thogar = ((Ta + 273.15) / (1 + (Parametro_m * BugerEfec ^ (3 / 10) * (((5.67 * PhiProm *
Apared * (Ta + 273.15) ^ 3) / (1000000000000# * Fi * Bcomb2 * VCprom)) ^ (3 / 5)))))) - 273.15 '°C

```

```

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 1).Value = Thogar
ma1 = Bcomb + (14.2855 * Bcomb) + ((alfa - 1) * (14.2855 * Bcomb))
ma = ma1 + (r * ma1)

```

```

Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 3).Value = ma
AproxPresente = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 1).Value
'MsgBox AproxPresente & "Aproximación presente"
AproxAnterior = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21 + i, 1).Value
'MsgBox AproxAnterior & "Aproximación Anterior"

```

```

ErrorAbs = Abs((AproxPresente - AproxAnterior) / AproxPresente)
'MsgBox ErrorAbs & "Error porcentual aproximado"
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 2).Value = ErrorAbs
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(22 + i, 3).Value = ma

```

```

i = i + 1
If i = 100 Then
ErrorAbs = 0.05
MsgBox "El valor del error relativo porcentual no converge"
Else
End If
Loop
Else
MsgBox " Valor de la Fracción de Recirculación fuera de parámetros establecidos"

End If
Else
MsgBox " Valor del Exceso de Aire Fuera de Rango"
End If
UserForm10.Hide
End Sub

```

Anexo III

Código de Programación de la simulación de la central termoeléctrica a cargas parciales

```
Carga_Requerida = CDb1(TextBox1.Text)
```

```
Potencia_Requerida = 2.8534666667 * (Carga_Requerida - 25) + 65.999
```

```
j = 1
```

```
Binicial = 20.37 't/h Flujo de combustible principal, valor inicial para la simulación
```

```
incremento = 0
```

```
w = 1
```

```
tg = 332 '(°C) Temperatura de los gases recirculados para la primera iteración
```

```
Do Until w >= Potencia_Requerida
```

```
    Bcomb = Binicial + incremento
```

```
' SE DETERMINAN LAS VARIABLES DE PRESIONES EN CADA NODO, QUE DEPENDEN DEL FLUJO  
MÁSICO DE COMBUSTÓLEO (t/h)
```

```
    For i = 2 To 5 Step 1
```

```
        If Bcomb < Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,  
10).Value And Bcomb >=
```

```
Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells((i + 1), 10).Value Then
```

```
            BcombSup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,  
10).Value
```

```
            Bcombinf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i +  
1, 10).Value
```

```
        'Flujo de agua de alimentation
```

```
            m11Sup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,  
2).Value
```

```
            m11inf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,  
2).Value
```

```
            m11 = (m11Sup - m11inf) / (BcombSup - Bcombinf) * (Bcomb - Bcombinf) + m11inf
```

```
            'MsgBox m11 & " m11"
```

```
        'Flujo de vapor al 1SC
```

```
            m16Sup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,  
3).Value
```

```
            m16inf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,  
3).Value
```

```
            m16int = (m16Sup - m16inf) / (BcombSup - Bcombinf) * (Bcomb - Bcombinf) + m16inf
```

```
        'Flujo de vapor (T/HR)
```

```
            m16 = m16int * (1000 / 3600) '(kg/s) Flujo másico de vapor al 1SC
```

```
            'MsgBox m16 & " m16"
```

```
            m17 = m16
```

```
            m18 = m17
```

```
            m1 = m18
```

```
        'Fracción de gases de recirculación
```

```

rSup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i, 11).Value
rinf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,
11).Value
r = ((rSup - rinf) / (BcombSup - Bcombinf)) * (Bcomb - Bcombinf) + rinf
'MsgBox r & "valor de r"

'Presión y Temperatura en el Domo de Vapor
P15Sup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,
5).Value
P15Inf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,
5).Value
'MsgBox P15Sup & "P15 Sup"
'MsgBox P15INF & "P15 Inf"
P15 = ((P15Sup - P15Inf) / (BcombSup - Bcombinf)) * (Bcomb - Bcombinf) + P15Inf
t15 = (tSatW(P15) - 273.15)
h15 = enthalpySatLiqPW(P15)
s15 = entropySatLiqPW(P15)
v15 = vdeaguetyp(t15, P15)
t16 = t15 + 1
P16 = P15 'Presión del Domo a la entrada del 1SC
h16 = enthalpySatVapPW(P16)
s16 = entropySatVapPW(P16)
V16 = vdevapdetyp(t16, P16)
P1Sup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,
6).Value
P1Inf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,
6).Value
P1 = ((P1Sup - P1Inf) / (BcombSup - Bcombinf)) * (Bcomb - Bcombinf) + P1Inf
'MsgBox p1 & "Presión vapor de alta presión"

P17 = P16 - ((P16 - P1) / 9114.3) * 1118.3
p18 = P16 - ((P16 - P1) / 9114.3) * 4960.1
P3Sup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,
7).Value
P3Inf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,
7).Value
P3 = ((P3Sup - P3Inf) / (BcombSup - Bcombinf)) * (Bcomb - Bcombinf) + P3Inf
'MsgBox P3
P4Sup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,
8).Value
P4Inf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,
8).Value
p4 = ((P4Sup - P4Inf) / (BcombSup - Bcombinf)) * (Bcomb - Bcombinf) + P4Inf
P31 = p4 - ((0.18) * (P3 - p4))
P11Sup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,
4).Value
P11Inf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,
4).Value
P11 = ((P11Sup - P11Inf) / (BcombSup - Bcombinf)) * (Bcomb - Bcombinf) + P11Inf
P10 = Round(P11)

```

```

P14 = P15 - (0.9 * (P11 - P15))
T11Sup = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i,
9).Value
T11inf = Application.Workbooks("combustion6.xlsm").Worksheets("Presiones").Cells(i + 1,
9).Value
t11 = ((T11Sup - T11inf) / (BcombSup - Bcombinf)) * (Bcomb - Bcombinf) + T11inf
If Bcomb <= 82.27 And Bcomb >= 59.17 Then
    alfa = 1.05
End If
If Bcomb < 59.17 And Bcomb >= 50.375 Then
    alfa = 1.1
End If
If Bcomb < 50.375 And Bcomb >= 41.58 Then
    alfa = 1.15
End If
If Bcomb < 41.58 And Bcomb >= 34.51 Then
    alfa = 1.2
End If
If Bcomb < 34.51 And Bcomb >= 27.44 Then
    alfa = 1.25
End If
If Bcomb < 27.44 Then
    alfa = 1.3
End If
End If

Next i
*****CALCULO TÉRMICO DEL HOGAR DEL GENERADOR DE VAPOR*****
Call Calculo_termico
*****CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN LOS SOBRECALENTADORES
Call heatTransfer1SC
Call heatTransfer2SC
Call heatTransfer3SC
' CALCULO ENERGÉTICO
    fila = 0
    Parar = False

    Do
        fila = fila + 1

        t1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Análisis").Cells(20 + fila, 36).Value
        m1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Análisis").Cells(20 + fila, 37).Value

        If Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Análisis").Cells(20 + fila, 36).Value = "" Then
            Parar = True
        Else
            End If

```

```

        If fila = 100 Then
            Parar = True
            'MsgBox "La temperatura T1 es mayor a 100 iteraciones"
        Else
            End If
        Loop While (Parar = False)
        t1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 36).Value
        'MsgBox t1 & "valor T1"
        m1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(20 + (fila - 1), 37).Value
        '%%%%%%%%% DEFINIR LAS PRESIONES DE EXTRACCIÓN%%%%%%%%%5
        p2 = 0.05 * p18
        p5 = 0.35 * p4
        '%%%%%%%%% FIN DE LAS EXTRACCIONES DE VAPOR
'-----VALORES DEL PUNTO 1 (VAPOR PRINCIPAL)-----
        h1 = enthalpyW((t1 + 273.15), P1)
        'MsgBox h1 & "H1"
        s1 = entropyW((t1 + 273.15), P1)
        'MsgBox s1 & "S1"
        V1 = vdevapdetyp(t1, P1)
'-----VALORES DEL PUNTO 2 (EXTRACCIÓN DE LA TURBINA DE ALTA)-----
        N = 0.8          'Eficiencia Isentrópica de la turbina supuesta
        s2s = s1
        h2s = enthalpyPS(p2, s2s)
        h2 = h1 - N * (h1 - h2s)
        t2 = taguadehyp(h2, p2)
        s2 = entropyW(t2 + 273.15, p2)
        'MsgBox s1 & "S2"
        v2 = vdevapdetyp(t2, p2)
'-----PUNTO 3 (SALIDA DE LA TURBINA DE ALTA PRESIÓN)-----
        S3s = s1
        h3s = enthalpyPS(P3, S3s)
        h3 = h1 - N * (h1 - h3s)
        T3 = taguadehyp(h3, P3)
        s3 = entropyW(T3 + 273.15, P3)
        V3 = vdevapdetyp(T3, P3)
'Punto 6 (Extracción de condensado de la turbina de baja presión)-----
        p6 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 54).Value
        t6 = tSatW(p6)
        h6 = enthalpySatVapPW(p6)
        s6 = entropySatVapPW(p6)
        V6 = vdevapdetyp((t6 - 273.15), p6)
'-----PUNTO 7 (SALIDA DEL CONDENSADOR)-----
        P7 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 57)
        h7 = enthalpySatLiqPW(P7)
        t7 = taguadehyp(h7, P7)      '°C
        s7 = entropySatLiqPW(P7) 'En grados Kelvin

```



```

    v7 = vguadehyp(h7, P7)
'-----PUNTO 8 ( BOMBA DE CONDENSADOS)-----
    P8 = p5
    h8 = h7 + v7 * (P8 - P7)
    t8 = taguadehyp(h8, P8)
    s8 = entropyW((t8 + 273.15), P8)
    v8 = vguadehyp(h8, P8)
'-----punto 9 (SALIDA DEL DESGASIFICADOR)-----como liquido satura
    P9 = p5
    h9 = enthalpySatLiqPW(P9)
    t9 = taguadehyp(h9, P9)
    s9 = entropySatLiqPW(P9)
    v9 = vguadehyp(h9, P9)
'-----PUNTO 10 (Bomba de agua de alimentación)
    h10 = h9 + v9 * (P10 - P9)
    t10 = taguadehyp(h10, P10)
    s10 = entropyW((t10 + 273.15), P10)
    v10 = vguadehyp(h10, P10)
    m10 = m11 * (1000 / 3600)      'Flujo másico de vapor principal teórico (kg/S)
'-----PUNTO 11 (AGUA DE ALIMENTACIÓN/ANTES DEL ECONOMIZADOR)
    h11sat = enthalpySatLiqTW(t11 + 273.15)
    P11Sat = PsatdeT(t11)
    'h11 = enthalpyW((t11 + 273.15), P11)
    h11 = enthalpySatLiqTW(t11 + 273.15) + 100 * (1 / densSatLiqTW((t11 + 273.15))) *
(P11 - pSatW(t11 + 273.15))
    'MsgBox h11 & "h11 calculada"
    'MsgBox P11 & "P11"
    T11Calc = taguadehyp(h11, P11)
    s11 = entropyW((T11Calc + 273.15), P11)
    V11 = vdevapdetyp(T11Calc, P11)
'-----PUNTO 12 (Extracción del calentador cerrado)
    P12 = p2
    h12 = enthalpySatLiqPW(P12)
    t12 = taguadehyp(h12, P12)
    s12 = entropySatLiqPW(P12)
    V12 = vguadehyp(h12, P12)
'-----PUNTO 13 (AGUA DE PURGA)-----
    h13 = h12
    P13 = p5
    t13 = taguadehyp(h13, P13)
    s13 = entropySatLiqPW(P13)
    V13 = vguadehyp(h13, P13)

    y1 = (h11 - h10) / (h2 - h12)
    m2 = y1 * m1
    m3 = (1 - y1) * m1

Call heatTransferRC
'LLAMAR EL CALCULO TÉRMICO DEL ECONOMIZADOR
Call Heat_transfer_economizador

```

```

tg = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 19).Value
t14 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL
DOMO.xlsm").Worksheets("Analisis").Cells(21, 76).Value
h14 = enthalpyW((t14 + 273.15), P14)
s14 = entropyW((t14 + 273.15), P14)
v14 = vdevapdetyp(t14, P14)
'-----cálculo de las variables faltantes, que dependían del recalentamiento para calcular
la potencia generada de la turbina de baja presión.-----
'.....PUNTO 31 (SALIDA DEL PRIMER RECALENTADOR).....-----
M31 = m3
h31 = enthalpyW((T31 + 273.15), P31)
s31 = entropyW((T31 + 273.15), P31)
V31 = vdevapdetyp(T31, P31)
'----PUNTO 4 VAPOR RECALENTADO CALIENTE-----
h4 = enthalpyW((t4 + 273.15), p4)
s4 = entropyW((t4 + 273.15), p4)
V4 = vdevapdetyp(t4, p4)
'----PUNTO 5 (Extracción de vapor de la turbina de baja presión)-----
'N Ya no necesito definir una eficiencia, ya está en la parte superior
S5s = s4
h5s = enthalpyPS(p5, S5s)
h5 = h4 - N * (h4 - h5s)
t5 = taguadehyp(h5, p5)
s5 = entropyW((t5 + 273.15), p5)
V5 = vdeaguadetyp(t5, p5)
'----VALORES DEL VAPOR DE EXTRACCIÓN QUE DEPENDEN DEL CALCULO TÉRMICO DEL
RECALENTAMIENTO-----
s6s = s4
h6s = enthalpyPS(p6, s6s)
h6 = h4 - N * (h4 - h6s)
t6 = taguadehyp(h6, p6)
s6 = entropyW((t6 + 273.15), p6)
y2 = ((1 - y1) * h8 + (y1 * h13) - h9) / (h8 - h5)
m5 = y2 * m1
m6 = (1 - y1 - y2) * m1
m12 = m2
m7 = m6
m8 = m7
m9 = m5 + m8 + m12
m13 = m12
m14 = m11 * (1000 / 3600)
'----CALCULO DE LA POTENCIA GENERADA POR EL CICLO -----
Wt1 = ((h1 - h2) + ((1 - y1) * (h2 - h3))) * m1 'Potencia de la turbina de alta
(KJ/Kg)* (Kg/s)= KJ/s= KW
Wt2 = (((1 - y1) * (h4 - h5)) + ((1 - y1 - y2) * (h5 - h6))) * m3 'Potencia de la turbina de
baja ((KJ/Kg)* (Kg/s)= KJ/s= KW
w = (Wt1 + Wt2) / 1000 'potencia Total (MW)
carga = 0.350465652 * (w - 65.999) + 25
'---Calculo Potencia del ciclo por unidad de masa (KJ/Kg)

```

```

Wt1m = (h1 - h2) + ((1 - y1) * (h2 - h3)) 'Potencia de la turbina de alta (KJ/kG)
Wt2m = ((1 - y1) * (h4 - h5)) + ((1 - y1 - y2) * (h5 - h6))
Wb1m = (1 - y1 - y2) * (h8 - h7) 'Trabajo de la primera Bomba (KJ/kG)
Wb2m = (h10 - h9) 'Trabajo de la Segunda Bomba (KJ/kG)
Qsumministrado = (h1 - h11) + ((1 - y1) * (h4 - h3))
Qgv = (m1 * (h1 - h11)) + (m3 * (h4 - h3)) 'Calor absorbido por el fluido de trabajo
en el Generador de vapor (KW)
'Cálculo de la eficiencia total del ciclo
eficiencia = ((Wt1m + Wt2m - Wb1m - Wb2m) / Qsumministrado) * 100
'Flujo Másico Recalculado
m1Calc = (w * 1000) / (Wt1m + Wt2m - Wb1 - Wb2)
'Flujo de combustible Recalculado
BcombR = (Qgv / (0.89 * Qdisp)) * (3600 / 1000) ' T/hr
'Eficiencia térmica del generador de vapor
maire = (alpha * 10.558 * 1.29 * Bcomb) * (1000 / 3600) 'Aire estequiométrico: 10.558
m3/Kg, densidad del aire= 1.29 Kg/m3,
eficienciaGV = Qgv / ((Bcomb * (1000 / 3600) * PCI) + (Qcomb * Bcomb * (1000 / 3600))
+ (QaireExt * maire))
'MsgBox eficienciaGV & "Eficiencia del GV"
If t14 > t15 Then
MsgBox "Alarma, Vapor saturado en Economizador"
End If
'VALORES DE SALIDA DE LA SIMULACIÓN INVERSA
TextBox2.Text = BcombR
TextBox7.Text = alpha
TextBox3.Text = m11
TextBox4.Text = m16
TextBox5.Text = r
TextBox8.Text = w
TextBox6.Text = ma
TextBox9.Text = carga
'MsgBox w & " MW Potencia generada por el ciclo"
'MsgBox eficiencia & " EFICIENCIA"
'MsgBox BcombR & " Kg/s Flujo de Combustible recalculado"
If w < Potencia_Requerida Then
Call Borra_Hoja
End If
incremento = incremento + 1
j = j + 1
Loop
End Sub

```

Anexo IV**Código de Programación del análisis exergético y termoeconómico**

Sub Thermo-economic()

```
'-----CAPTURE LOS VALORES DEL ANÁLISIS EXERGÉTICO  
P1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(3, 2).Value  
t1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(3, 3).Value  
m1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(3, 4).Value  
h1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(3, 5).Value  
s1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(3, 6).Value  
V1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(3, 7).Value
```

```
p2 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(4, 2).Value  
t2 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(4, 3).Value  
m2 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(4, 4).Value  
h2 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(4, 5).Value  
s2 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(4, 6).Value  
v2 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(4, 7).Value
```

```
P3 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(5, 2).Value  
T3 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(5, 3).Value  
m3 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(5, 4).Value  
h3 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(5, 5).Value  
s3 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(5, 6).Value  
V3 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(5, 7).Value
```

```
P31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(6, 2).Value  
T31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL  
DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(6, 3).Value
```

M31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(6, 4).Value
h31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(6, 5).Value
s31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(6, 6).Value
V31 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(6, 7).Value

p4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(7, 2).Value
t4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(7, 3).Value
m4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(7, 4).Value
h4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(7, 5).Value
s4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(7, 6).Value
V4 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(7, 7).Value

p5 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(8, 2).Value
t5 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(8, 3).Value
m5 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(8, 4).Value
h5 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(8, 5).Value
s5 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(8, 6).Value
V5 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(8, 7).Value

p6 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(9, 2).Value
t6 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(9, 3).Value
m6 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(9, 4).Value
h6 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(9, 5).Value
s6 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(9, 6).Value
V6 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(9, 7).Value

P7 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(10, 2).Value

t7 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(10, 3).Value
m7 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(10, 4).Value
h7 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(10, 5).Value
s7 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(10, 6).Value
v7 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(10, 7).Value

P8 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(11, 2).Value
t8 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(11, 3).Value
m8 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(11, 4).Value
h8 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(11, 5).Value
s8 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(11, 6).Value
v8 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(11, 7).Value

P9 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(12, 2).Value
t9 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(12, 3).Value
m9 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(12, 4).Value
h9 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(12, 5).Value
s9 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(12, 6).Value
v9 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(12, 7).Value

P10 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(13, 2).Value
t10 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(13, 3).Value
m10 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(13, 4).Value
h10 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(13, 5).Value
s10 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(13, 6).Value
v10 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(13, 7).Value

P11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(14, 2).Value
t11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(14, 3).Value
m11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(14, 4).Value
h11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(14, 5).Value
s11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(14, 6).Value
V11 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(14, 7).Value

P12 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(15, 2).Value
t12 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(15, 3).Value
m12 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(15, 4).Value
h12 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(15, 5).Value
s12 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(15, 6).Value
V12 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(15, 7).Value

P13 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(16, 2).Value
t13 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(16, 3).Value
m13 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(16, 4).Value
h13 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(16, 5).Value
s13 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(16, 6).Value
V13 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(16, 7).Value

P14 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(17, 2).Value
t14 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(17, 3).Value
m14 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(17, 4).Value
h14 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(17, 5).Value
s14 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(17, 6).Value

v14 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(17, 7).Value

P15 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(18, 2).Value

t15 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(18, 3).Value

'M15 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(18, 4).Value

h15 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(18, 5).Value

s15 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(18, 6).Value

v15 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(18, 7).Value

P16 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(19, 2).Value

t16 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(19, 3).Value

m16 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(19, 4).Value

h16 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(19, 5).Value

s16 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(19, 6).Value

V16 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(19, 7).Value

P17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(20, 2).Value

t17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(20, 3).Value

m17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(20, 4).Value

h17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(20, 5).Value

s17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(20, 6).Value

V17 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(20, 7).Value

p18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(21, 2).Value

t18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(21, 3).Value

m18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(21, 4).Value

h18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(21, 5).Value

s18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(21, 6).Value
V18 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(21, 7).Value

Ta = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(22, 3).Value + 273.15
ma = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(22, 4).Value
'ha = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(22, 5).Value

tb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(23, 3).Value + 273.15
mb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(23, 4).Value
'hb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(23, 5).Value

tc = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(24, 3).Value + 273.15
mc = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(24, 4).Value
'hc = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(24, 5).Value

TD = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(25, 3).Value + 273.15
md = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(25, 4).Value
'hd = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(25, 5).Value

Te = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(26, 3).Value + 273.15
M_e = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(26, 4).Value
'he = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(26, 5).Value

Tf = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(27, 3).Value + 273.15
mf = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(27, 4).Value
'hf = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(27, 5).Value

tg = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(28, 3).Value + 273.15

mg = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(28, 4).Value
 'hg = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(28, 5).Value

Wt1 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(29, 2).Value '(KW) Trabajo de la turbina de alta
 Wt2 = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(30, 2).Value '(KW) Trabajo de la turbina de alta
 w = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(31, 2).Value '(MW) Trabajo de la turbina de alta
 alfha = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(32, 2).Value
 Bcomb = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(33, 2).Value '(Kg/s) Flujo de combustible
 r = Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Parciales").Cells(34, 2).Value 'Fracción de gases recirculados
 '&&&&&&&&&-----ANÁLISIS EXERGÉTICO POR NODOS.-----

'Exergía Química del Combustóleo (Combustible Líquido)

'Composición Química del Combustible, estándar.

h = 0.113

c = 0.8364

s = 0.0506

o = 0.49

PCS = 41834.5 '(KJ/KG) Poder calorífico Superior

Ech = Bcomb * (1.0401 + (0.1728 * (h / c)) + (0.043 * (o / c)) + (0.2169 * (s / c) * (1 - 2.0628 * (h / c)))) * PCS '(Kg/s)*(KJ/KG)=kj/s=kw

'-----NODO "CERO"-----ESTADO DE REFERENCIA

t0g = 25 + 273.15 '(K) Estado de Referencia para los Gases de combustión

P0g = 1.01 '(Bar) Presión de Referencia para los gases de combustión

h0g = EntalpyGI(t0g) '(KJ/KGK)

S0g = EntropyGI(t0g)

T0v = 25 + 273.15 '(K) Estado de Referencia para el vapor

P0v = 1.01325 '(Bar) Presión de Referencia para el vapor de agua

h0v = enthalpyW((T0v), P0v)

s0v = entropyW((T0v), P0v)

'-----ENTALPIA DE LOS GASES DE COMBUSTIÓN, COMO MODELO DE GASES IDEALES

ha = EntalpyGI(Ta)

hb = EntalpyGI(Tb)

hc = EntalpyGI(Tc)

hd = EntalpyGI(TD)

he = EntalpyGI(Te)

hf = EntalpyGI(Tf)

hg = EntalpyGI(Tg)

'-----Entropía de Gases de Combustión

sa = EntropyGI(Ta)

sb = EntropyGI(tb)

sc = EntropyGI(tc)

sd = EntropyGI(TD)

se = EntropyGI(Te)

sf = EntropyGI(Tf)

Sg = EntropyGI(tg)

'EXERGÍA DESTRUIDA POR COMPONENTE

'----PRIMER SOBRECALENTADOR-----

A1617 = m16 * ((h17 - h16) - (T0v * (s17 - s16))) '(KW)Exergía de Flujo para el vapor de agua en el 1SC

AAB = ma * ((ha - hb) - (t0g * (sa - sb))) '(kW) Exergía cedida por los gases de combustión en el 1SC (DE A A B)

AD1SC = AAB - A1617 '(KW)EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PRIMER SOBRECALENTADOR

'SEGUNDO SOBRECALENTADOR

A1718 = m17 * ((h18 - h17) - (T0v * (s18 - s17))) '(KW)Exergía de Flujo para el vapor de agua en el 2SC

ABC = mb * ((hb - hc) - (t0g * (sb - sc))) '(kW) Exergía cedida por los gases de combustión en el 1SC (DE A A B)

AD2SC = ABC - A1718 '(KW)EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PRIMER SOBRECALENTADOR

'TERCER SOBRECALENTADOR

A1801 = m18 * ((h1 - h18) - (T0v * (s1 - s18))) '(KW)Exergía de Flujo para el vapor de agua en el 2SC

ACD = mc * ((hc - hd) - (t0g * (sc - sd))) '(kW) Exergía cedida por los gases de combustión en el 1SC (DE C A d)

AD3SC = ACD - A1801 '(KW) EXERGÍA DESTRUIDA EN EL tercer SOBRECALENTADO

If AD3SC <= 0 Then

'A1801 = M18 * ((h1 - h18) - (T0v * (s1 - s18)))

'ACD = mc * (hc - hd)

'AD3SC = ACD - A1801

AD3SC = 0

End If

'----- '1ER RECALENTADOR-----

A0331 = m3 * ((h31 - h3) - (T0v * (s31 - s3)))

AEF = M_e * ((he - hf) - (t0g * (se - sf)))

AD1RC = AEF - A0331 '(KW)EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PRIMER RECALENTADOR

If AD1RC <= 0 Then

```

'A1801 = M18 * ((h1 - h18) - (T0v * (s1 - s18)))
'ACD = mc * (hc - hd)
'AD3SC = ACD - A1801
AD1RC = 0
End If

'----- 2DO RECALENTADOR-----
A3104 = m4 * ((h4 - h31) - (T0v * (s4 - s31)))
ADE = md * ((hd - he) - (t0g * (sd - se)))
AD2RC = ADE - A3104 '(KW)EXERGÍA DESTRUIDA EN EL SEGUNDO RECALENTADOR

'----TURBINA DE ALTA PRESIÓN
'POR EXERGÍA DE FLUJO ESPECIFICO
Af1 = (h1 - h0v) - (T0v * (s1 - s0v)) '(KH/Kg) Exergía de Flujo
Af2 = (h2 - h0v) - (T0v * (s2 - s0v)) '(KH/Kg) Exergía de Flujo
Af3 = (h3 - h0v) - (T0v * (s3 - s0v)) '(KH/Kg) Exergía de Flujo
ADTAP = -Wt1 + (m1 * Af1) - (m2 * Af2) - (m3 * Af3)

'----TURBINA DE BAJA PRESIÓN
'POR EXERGÍA DE FLUJO ESPECIFICO
Af4 = (h4 - h0v) - (T0v * (s4 - s0v))
Af31 = (h31 - h0v) - (T0v * (s31 - s0v))
Af5 = (h5 - h0v) - (T0v * (s5 - s0v))
Af6 = (h6 - h0v) - (T0v * (s6 - s0v))

ADTBP = -Wt2 + (m4 * Af4) - (m5 * Af5) - (m6 * Af6)
'-----Condensador-----
Af7 = (h7 - h0v) - (T0v * (s7 - s0v))
ADCONDENSADOR = (m6 * Af6) - (m7 * Af7)

'-----CALENTADOR ABIERTO (DESGASIFICADOR)-----
Af8 = (h8 - h0v) - (T0v * (s8 - s0v))
Af9 = (h9 - h0v) - (T0v * (s9 - s0v))
Af13 = (h13 - h0v) - (T0v * (s13 - s0v))
Af14 = (h14 - h0v) - (T0v * (s14 - s0v))
Af15 = (h15 - h0v) - (T0v * (s15 - s0v))
Af16 = (h16 - h0v) - (T0v * (s16 - s0v))
Af17 = (h17 - h0v) - (T0v * (s17 - s0v))
Af18 = (h18 - h0v) - (T0v * (s18 - s0v))
ADdesgas = (m5 * Af5) + (m8 * Af8) + (m13 * Af13) - (m9 * Af9)

'-----ECONOMIZADOR-----
A1114 = m11 * ((h14 - h11) - (T0v * (s14 - s11))) '(KW)Exergía de Flujo para el vapor de agua en el
Economizador
AGF = mg * ((hf - hg) - (t0g * (sc - sd))) '(kW) Exergía cedida por los gases de combustión en el
Economizador
ADEco = AGF - A1114 '(KW) EXERGÍA DESTRUIDA EN EL PRIMER SOBRECALENTADOR

'----calentador cerrado de agua de alimentación-----

```

```

'Por Exergía de Flujo Especifico
Af10 = (h10 - h0v) - (T0v * (s10 - s0v))
Af11 = (h11 - h0v) - (T0v * (s11 - s0v))
Af12 = (h12 - h0v) - (T0v * (s12 - s0v))
A1011 = m11 * ((h11 - h10) - (T0v * (s11 - s10))) '(KW)Exergía de Flujo para el vapor de agua en
Economizador
A0212 = m2 * ((h2 - h12) - (T0v * (s2 - s12))) '(KW)Exergía de Flujo para el vapor de agua en
Economizador
ADcalentadorcerrado = A0212 - A1011
ADcalentadorcerrado2 = (m2 * Af2) + (m10 * Af10) - (m11 * Af11) - (m12 * Af12)
  If ADcalentadorcerrado <= 0 Then
    'A1011 = m11 * ((h11 - h10) - (T0v * (s11 - s10)))
    'A0212 = m2 * (h2 - h12)
    ADcalentadorcerrado = 0
  End If

'BOMBA DE AGUA DE RECIRCULACIÓN
ADBrec = m8 * (Af8 - Af7)
'Bomba de Agua de Alimentación
ADBAA = m11 * (Af11 - Af10)
'----Exergía de los Gases de Escape del Economizador NODO (G)
Afg = mg * (1 - r) * ((hg - h0g) - (t0g * (Sg - S0g))) '(KW)
AfgRec = mg * r * ((hg - h0g) - (t0g * (Sg - S0g)))
'----EXERGÍA DESTRUIDA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN
ADTOTAL = AD1SC + AD2SC + AD3SC + AD1RC + AD2RC + ADEco + ADTAP + ADTBP +
ADCONDENSADOR + ADdesgas + ADcalentadorcerrado + Afg + ADBrec + ADBAA
ADGV = Ech - ADTOTAL - Wt1 - Wt2
'----PORCENTAJES DE DESTRUCCIÓN DE EXERGÍA-----
P1SC = (AD1SC / Ech) * 100
P2SC = (AD2SC / Ech) * 100
P3SC = (AD3SC / Ech) * 100
P1RC = (AD1RC / Ech) * 100
P2RC = (AD2RC / Ech) * 100
PEco = (ADEco / Ech) * 100
PTAP = (ADTAP / Ech) * 100
PTBP = (ADTBP / Ech) * 100
PCONDENSADOR = (ADCONDENSADOR / Ech) * 100
Pdesgas = (ADdesgas / Ech) * 100
Pcalentadorcerrado = (ADcalentadorcerrado / Ech) * 100
Pf = (Afg / Ech) * 100
Pw = ((Wt1 + Wt2) / Ech) * 100
PGV = (ADGV / Ech) * 100
Pch = (Ech / Ech) * 100
'-----VARIABLES ECONÓMICAS-----
fp = 0.517          'Factor de Planta
horasOpera = 365 * 24 * fp 'Horas de operación de la central termoeléctrica
HorasAño = 365 * 24

pb = 350           '(MW) POTENCIA BRUTA DE GENERACIÓN
PN = 332.2        '(MW)POTENCIA NETA DE GENERACIÓN

```

'Flujos Exeréticos de los Ramales

$E1 = (m1 * Af1) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E2 = (m2 * Af2) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E3 = (m3 * Af3) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E4 = (m4 * Af4) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E5 = (m5 * Af5) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E6 = (m6 * Af6) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E7 = (m7 * Af7) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E8 = (m8 * Af8) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E9 = (m9 * Af9) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E10 = (m11 * Af11) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E12 = (m12 * Af12) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E13 = (m13 * Af13) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E14 = (m14 * Af14) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E15 = (m15 * Af15) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E16 = (m16 * Af16) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E17 = (m17 * Af17) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $E18 = (m18 * Af18) / 1000$ '(Kg/s)*(KJ/Kg)=KJ/s= KW/1000 =MW
 $Ech2 = Ech / 1000$ 'Exerética Química del combustible (MW)

'COSTO DE LA EXERÉTICA DESTRUIDA EN CADA ELEMENTO

'Considerando el costo de Generación de Exerética como:

CostGen = 121.44 'USD/MWH_net

'Costo de Exerética Destruída en los Sobrecalentadores

'Considerando un año de operación continua

$C1SC = (CostGen * (AD1SC / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$ '(USD), (Multiplico USD POR MW AL AÑO)*365 DIAS*24 HRS*FACTOR DE PLANTA

$C2SC = (CostGen * (AD2SC / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$ '(USD), (Multiplico USD POR MW AL AÑO)*365 DIAS*24 HRS*FACTOR DE PLANTA

$C3SC = (CostGen * (AD3SC / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$ '(USD), (Multiplico USD POR MW AL AÑO)*365 DIAS*24 HRS*FACTOR DE PLANTA

$C1RC = (CostGen * (AD1RC / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$ '(USD), (Multiplico USD POR MW AL AÑO)*365 DIAS*24 HRS*FACTOR DE PLANTA

$C2RC = (CostGen * (AD2RC / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$ '(USD), (Multiplico USD POR MW AL AÑO)*365 DIAS*24 HRS*FACTOR DE PLANTA

$CTAP = (CostGen * (ADTAP / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$ '(USD), (Multiplico USD POR MW AL AÑO)*365 DIAS*24 HRS*FACTOR DE PLANTA

$CTBP = (CostGen * (ADTBP / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$ '(USD), (Multiplico USD POR MW AL AÑO)*365 DIAS*24 HRS*FACTOR DE PLANTA

$Cdesgas = (CostGen * (ADdesgas / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

$Ccalentadorcerrado = (CostGen * (ADcalentadorcerrado / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

$CEco = (CostGen * (ADEco / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

$CBrec = (CostGen * (ADBrec / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

$CBAA = (CostGen * (ADBAA / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

$Chogar = (CostGen * (ADGV / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

$Cgases_Escape = (CostGen * (Afg / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

$CCondensador = (CostGen * (ADCONDENSADOR / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

$CPotencia = (CostGen * ((Wt1 + Wt2) / 1000) * 365 * 24) / horasOpera$

```
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(2,
7).Value = C1SC
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(3,
7).Value = C2SC
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(4,
7).Value = C3SC
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(5,
7).Value = C1RC
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(6,
7).Value = C2RC
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(7,
7).Value = CEco
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(8,
7).Value = CTAP
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(9,
7).Value = CTBP
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(10,
7).Value = CCondensador
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(11,
7).Value = Cdesgas
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(12,
7).Value = Ccalentadorcerrado
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(13,
7).Value = CBrec
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(14,
7).Value = CBAA
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(15,
7).Value = CPotencia
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(16,
7).Value = Cgases_Escape
Application.Workbooks("CALCULO DEL NIVEL DEL DOMO.xlsm").Worksheets("Exergia").Cells(17,
7).Value = Chogar
End Sub
```

REFERENCIAS

- Abusoglu, A. y Kanoglu, M., 2009a. Exergetic and thermoeconomic analyses of diesel engine powered cogeneration: Part 1 – Formulations. *Applied Thermal Engineering*, 29, pp. 234-241.
- Abusoglu, A. y Kanoglu, M., 2009b. Exergoeconomic analysis and optimization of combined heat and power production: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13, pp. 2295-2308.
- Agazzani, A. y Massardo, A., 1997. A Tool for Thermoeconomic Analysis and Optimizarion of Gas, Steam and Combined Plants. *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P*, 119(4), pp. 885-892.
- Amelot, M., 2002. *VBA Excel 2002, Programar con Excel: Macros y Lenguaje VBA*. Barcelona: Eni Ediciones.
- Barclay, F., 1998. *Combined power and process an Exergy approach*, 2da.edición, United Kingdom: Cambridge University Press.
- Baskákov, A. P., 1985. *Termotecnia. Traslated from Ruso Russian by Lozhkin G*. URSS: Mir Moscú.
- Ramos, V., 2013. *Notas para el curso Macros con Excel*. México: Universidad Nacional Autonoma de México. Dirección General de Cómputo y de Teconologías de la información y Comunicación.
- Bejan, A. y Kraus, A., 2003. *Heat transfer Handbook*, U.S.A.:John Wiley y Sons, Inc.
- Bejan, A.,1996. *Entropy Generation Minimization*. Boca Raton, Florida: CRC Press, Inc.
- Bejan, A.,1982. *Entropy Generation through heat and fluid flow*. Wiley: Toronto.
- Bejan, A., Tsatsaronis, G. y Moran, M., 1996. *Thermal Design y Optimization*. New York: John Wiley y Sons, Inc.
- Boehm, R., 1997. *Developments in the Design of thermal Systems*. New York: Cambridge University Press.
- Boehm, R., 1987. *Design Analysis of Thermal Systems*. New York: John Wiley y Sons, Inc.
- Bolland, O., 1991. A Comparative evaluation of advanced combined cycle alternatives. *Trans. ASME J. of Eng. for GT and P.*, 113(2), pp. 190-197.

- Borgnakke C. y Sonntag, R., 2009. *Fundamentals of Thermodynamics*. U.S.A.: Jonh Wiley y Sons, Inc.
- Caliskan, H. y Hepbasli, A., 2010. Exergetic Analysis and Assessment od Industrial Furnaces. *J. of Energy Resources Technology*, 132.
- Casarosa, C., Donatini, F. y Franco, A., 2004. Thermoeconomic optimization of heat recovery steam generators operating for combined plants. *Energy*, 29, pp. 384-414.
- Cengel, Y. A. y Boles, M.A., 2012. *Termodinámica*. 6 ed. México: Mc Graw Hill.
- CFE,1987. *Manual del Operación de la central termoeléctrica villa de reyes*. San Luís Potosí, México: Comisión Federal de Electricidad.
- CFE, 2012a. *Programa de Obras e Inversiones del Sector Eléctrico 2012 – 2016*. México D.F: Subdirección de Programación, Coordinación de Planificación, CFE.
- CFE, 2012b. *Costos y Parámetros de referencia para la formulación de proyectos de inversión del Sector Eléctrico*. México D.F.: Subdirección de Programación, Coordinación de Evaluación. CFE.
- Chapman, A. J., 1984. *Transmisión del Calor*. Madrid España: Bellisco.
- Chapra, C.y Canale, R., 2011. *Métodos Numéricos para ingenieros*. México: McGraw-Hill Interamericana.
- Chen, Q., Wu, J., Wang, M., Pan, N. y Guo, Z., 2011. A comparison of optimization theories for energy conservation in heat exchanger groups. *Chinese Science Bulletin*, 56(4-5), pp. 449-454.
- CKTI, 1973. *Cálculo térmico de generador de vapor, Método Normativo*. 2 ed. Sankt Petersburg: CKTI.
- CKTI, 1998. *Cálculo térmico de generador de vapor, Método Normativo*. 3 ed. Sankt Petersburg: CKTI.
- Croonenbrock, R., Klaka, H. y Knizia, M., 1996. Heat Recovery Steam Generators for the Gas Turbines of Modern Power Station Processes. *VBG Kraftwerkstechnik*, 76, N. 2. pp. 84-88.
- Da Gama, C. y Nebra, S. A., 1999. Cost Attribution Methodologies in Cogeneration Systems. *Energy Conversion and Management*; 40, pp.1587-1597.
- Dechamps, J., 1999. Advanced Combined Cycle Alternatives With the Latest Gas Turbines. *Trans. ASME J. of Eng. For GT. And P.*, 22(2), pp. 350-357.

- Dincer I. y Rosen M., 2007. *Exergy Energy, Environment and Sustainable Development*, USA: Elsevier Ltd.
- Elliott, T. C., 1994. Use of power simulators goes beyond training. *Power*, Issue March, pp. 32-44.
- El-Sayed, Y. M., 2013. *The Thermoconomics of Energy Conversions*. Elsevier.
- El-Sayed, Y. M., 1996a. A Second-Law-Based Optimisation: Part 1-Methodology. *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.*, 118(4), pp. 693-697.
- El-Sayed, Y. M., 1996b. A Second-Law-Based Optimisation: Part 2-Application. *Trans. ASME, J. of Eng. for GT. and P.*, 118(4), pp. 698-703.
- Faires, V. M., 1972. *Termodinámica*. México: Hispano Americana.
- Feng, Y., Zhang, Y., Li, B., Yang, J. y Shi, Y., 2015. Comparison between regenerative organic Rankine cycle (RORC) and basic organic Rankine cycle (BORC) based on thermoeconomic multi-objective optimization considering exergy efficiency and levelized energy cost (LEC). *Energy Conversion and Management*, 96, pp.58–71.
- Fernández, D. P., 2005. *Centrales Térmicas*. Santander, España: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación de la Universidad de Cantabria.
- Franco, A., y Russo, A., 2002. Combined Cycle Plant Efficiency Increase Based on the Optimisation of the Heat Recovery Steam Generator Operating Parameters". *International Journal of Thermal Sciences*, 41, pp. 843-859.
- Frangopoulos, A. C., 1993. Application of the Thermo-economic Functional Approach to the CGAM Problem. *Energy*, 19, pp. 323-342.
- Frangopoulos, C. A. y Bulmetis, V. A., 1992. *Optimization of a Combined-Cycle Plant with Thermodynamic, Economic and Environmental Considerations*. Athens, Greece.
- Frangopoulos, C. A., 1991. Intelligent Functional Approach: A Method for Analysis and Optimal Synthesis-Design-Operation of Complex Systems. *Int. J. of Energy*, 1(4), pp. 267-274.
- Frangopoulos, C. A., 1988. Functional Decomposition for Optimal Design of Complex Thermal Systems. *Energy*, 13(3), pp. 239-244.
- Frangopoulos, C. A., 1987. Thermo-Economic Functional Analysis and Optimization. *Energy*, 12 (7), pp. 563-571.
- Ganapathy, V., 1981. Estimate nonluminous radiation heat transfer coefficients. *Hydrocarbon Processing*, 235.

- Ganapathy, V., 1982. *Applied Heat Transfer*. Tulsa OK: Penn Will Book.
- Ganapathy, V., 2003. *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators*. U.S.A: CRC Press.
- Gouy, G., 1889. Sur l'énergie utilisable, *Journal de Physique*, 8, 501-518.
- Guyer, E., 1989. *Handbook of Applied Thermal Design*. New York: Mc Graw-Hill Book Company.
- Gyftopoulos, E. P., y Beretta, G. P., 1991. *Thermodynamics, Foundations and Applications*. New York: MacMillan.
- Habib, M. A., Said, S. A. y Al-Zaharna, I., 1999. Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants. *Applied Energy*, 63.
- Haywood, R. W., 1980. *Equilibrium Thermodynamics*. New York: Wiley.
- Hodge, B., 1985. *Analysis and Design of Energy Systems*. Englewood Cliffs, New Jersey: Prentice Hall.
- Holman, J. P., 1999. *Transferencia de calor*. Traducido del Ingles por Valenzuela R.M. México: McGraw Hill Book Company, Inc.
- Horlock, J., Young, J., y Manfrida, G., 2000. Exergy Analysis of Modern Fossil- Fuel Power Plants. *J. of Eng. for GT. and P.*, 122, pp.1-7.
- Huang, F., 1990. Performance Evaluation of Delected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First And Second Law Analysis. *Trans. ASME, J. of Eng. For GT. And P.*, 112, pp.117-21.
- IEA, 2012. *IEA Statistics Electricity information 2012*. France: OECD/IAE.
- IEA, 2008. *World Energy Outlook* .France: OECD/IAE.
- Imran, M., Sik, P., Ju, K., Hyun, L., Usman, M. y Heo, M., 2014. Thermo-economic optimization of Regenerative Organic Rankine Cycle for waste heat recovery applications. *Energy Conversion and Management*, 87, pp. 107–118.
- IPN, 2005. *Apuntes de Plantas Térmicas*. México: Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Electrica.
- Jain, Padgaonkar, Kessler, Gloski y Kozlik, 1989. Plant thermal analysis and data trending using THERMAC. 1989 EPRI Heat Rate Improvement Conference. Electric Power Research Institute (EPRI), Palo Alto, CA. EPRI –GS-6989, pp. 4B.1-4B.15.

- Janna, W., 1993. *Design of Fluid Thermal Systems*. Boston: PWS-KENT Publishing Company.
- Jarquín, G., 2006. Estudio de la formación de NOx, en generadores de vapor que queman combustóleo y gas natural. Tesis de Doctorado. México: ESIME Zacatenco, Instituto Politécnico Nacional.
- Jarquín, G., Polupan, G., Jiménez, J. y Pysmenny, Y., 2011. Metodología de cálculo de NOx en generadores de vapor que queman gas natural. *Científica*, 15(2), pp. 93-100.
- Jiménez, J., 2008. Análisis de la formación de NOx en el generador de vapor de 350 MW quemando Combustóleo. Tesis Maestría. México. Instituto Politécnico Nacional.
- Jiménez, J., Jarquín, G. y Durán, M., 2011. Análisis Exergético del Generador de Vapor de 350 MW a Cargas Parciales. *III reunión Científica de la Asociación argentina de matemática aplicada, computacional e industrial, (III MACI 2011)*, ciudad de Bahía Blanca Argentina. Disponible en: <<http://asamaci.unsl.edu.ar/maci2011/index.html>>.
- Jüdes, M., Vigerske, S. y Tsatsaronis, G., 2009. Optimization of the Design and Partial-Load Operation of Power Plants Using Mixed-Integer Nonlinear Programming. *Energy Systems*, pp. 193-220.
- Kaya, D. y Eyidogan, M., 2009. Energy Comservation Opprtunity in Boiler Systems. *J. of Energy Resources Technology*, 131, pp. 032401-1-4.
- Kays, W. y London, A., 1984. *Compact Heat Exchangers*. 3a. ed. USA: McGraw-Hill.
- Keenan, J. H., 1941. *Thermodynamics*, New York: John Wiley y Sons, Inc.
- Kettenacker, D., 1988. Use of an energy balance computer program in the plant life cycle. *1988 EPRI*. Palo Alto CA: Electric Power Research Institute (EPRI) CA. EPRI-GS-6635, pp. 6B.41-6B.53.
- Kettenacker, D. y Hill, D., 1992. Verifying and predicting boiler performance for various low sulphur coal blends using an energy balance computer program. *1992 EPRI*. Palo Alto CA: Electric Power Research Institute.
- Kim, S. M., Oh, S. D., Kwon, Y. H., y Kwan, Y. H., 1998. Exergoeconomic Analysis of Thermal systems. *Energy*, 23(5), pp. 393-406.
- Kisacky, R., Travers, T., Tripp, L., Wong, F. y Diaz-Tous, I., 1992. The computerized performance test and diagnostic program. *EPRI 1992 Heat Rate Improvement Conference*. Palo Alto, CA: Electric Power Research Institute (EPRI).
- Kitto, J., y Stultz, S., 2005. *Steam its generation and use*. 41 Edition, USA: The Babcock y Wilcox Company.

- Kler, A., Maksimov, S. y Stepanova, E., 2006. High-speed mathematical models of cogeneration steam turbines: Optimization of operation at heat and power plants., *Thermophysics and Aeromechanics*, 13(1), pp. 141-148.
- Kotas, T. J., 1985. *The Exergy Method of Thermal Plants Analysis*. Edición original 1985, reimpresso en 1995. Florida, USA: Krieger Publishing Company.
- Kreith, F. y Mark, S., 2001. *Principios de transferencia de calor*, México: Thomson Learning.
- Kwak, H. Y., Kim, D. J., y Jeon, J. S., 2003. Exergetic and thermoeconomic analyses of power plants. *Energy*, 28, pp. 343-360.
- Lecompte, S., Lemmens, S., Verbruggen, A., Martijn, B. y Paepe, M., 2014. Thermoeconomic Comparison of Advanced Organic Rankine Cycles. *International Conference on Applied Energy*, Volume 61, pp. 71-74.
- Lie, A., 1994. Exergy Analysis: calculating exergies with ASPEN PLUS. Presented at ASPENWORLD Conference, Boston, MA.
- Linnhoff, B., 1993. Pinch Analysis a state of the art overview. *Transactions of the Institute of Chemical Engineers*, 71, Part A, pp. 503-22.
- Linnhoff, B. y Hindmarsh, E., 1983. The pinch design method of heat exchanger networks. *Chemical Engineering Science*, 38, pp. 745-63.
- Linnhoff, B. y Rower, J. K., 1978. Synthesis of heat exchanger networks. I. Systematic generation of energy optimal networks and II. Evolutionary generation of networks with various criteria of optimality. *AIChE Journal*, 24, pp. 633-46.
- Lozano, M. y Valero, A., 1993. Theory of the exergetic cost. *Energy*, 18, pp. 939-60.
- Lozano, M., Serra, L. y Valero, A., 1993. Análisis Termoeconómico de un Sistema de Cogeneración [En línea] Disponible en: <[http://s3.amazonaws.com/publicationslist.org/data/miguel.a.lozano/ref-112/ar22_a22\(cp0080\).pdf](http://s3.amazonaws.com/publicationslist.org/data/miguel.a.lozano/ref-112/ar22_a22(cp0080).pdf)> [Consultado el 20 de Junio de 2015].
- Martinez, L. H., 2007. *Análisis Térmico del horno y sobrecalentador de un generador de vapor quemando combustóleo y bagazo*. Tesis Maestría. México: Instituto Politécnico Nacional.
- Martínez, L. H., Polupan, G., Toledo, V., Tolentino, E. H. y Francis, J. A., 2002. Estudio térmico del sobrecalentador de un generador de vapor de 62.5 t/h que quema combustóleo y bagazo. *9º congreso nacional de ingeniería electromecánica y de sistemas*. México.

- Mediactive, 2013. *Aprender a programar con Excel VBA con 100 ejercicios prácticos*. México: Alfa Omega Grupo Editor, S.A. de C.V.
- Moran, M., 1982. *Availability Analysis: A Guide to Efficient Energy Use*. Englewood Cliffs: Prentice Hall.
- Moran, M. y Shapiro H. N., 2004. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2 ed. Barcelona, España: Reverte.
- Murray, S. y Taylor, B., 1994. Integrating dynamic simulation into process engineering applications using PROMACE. *ASPENWORLD Conference*. Boston, MA.
- Naess, L., Mjaavatten, A. y Li, J.O., 1993. Using dynamic process simulation from conception to normal operation of process plants. *Computers in Chemical Engineering*, 17, pp. 585-600.
- Narula, R. G., 1995. Salient design considerations for an ideal combined cycle power plant. *Heat Recovery Systems y CHP*, pp. 97-104.
- Ndlovu, M. y Majozi, T. 2014. Design and Optimisation of Power Plant Utility Systems, *Computer Aided Chemical Engineering*, 34, pp. 567-572.
- Obert, E. F., 1960. *Concepts of Thermodynamics*. New York: McGraw-Hill.
- Ordys, A. W., Pike, A. W., Johnson, M. A., Katebi, R. M. y Grimble, M. J. 1994. Modeling and Simulation of Power Generation Plants. *Springer- Verlag*.
- Parker, S. y Hall, S. 1994. Pinch technology: Process analysis and design. Presented at *1994 ASPENWORLD Conference*, Boston MA.
- Palma, R. S., 2007. *Análisis Exergético, Termoeconómico y Ambiental de un Sistema de Generación de Energía. Estudio del caso: Una termoelectrica de Rio de Madeira*. Tesis Doctoral, Brazil: Universidad de Brazil.
- Paul, B. O., 1994. Software designs complex processes. *Chemical Processing*.
- Polupan, G., Jarquín, G. y Jiménez J., 2008. Cálculo térmico y modificación de la combustión para el control de NOx en un generador de vapor de 350 MW, *Mecánica Computacional*, Asociación Argentina de Mecánica Computacional, 27, pp. 1637-1648.
- Polupan, G., Jarquín, G., Carvajal, I. y Jiménez, J., 2011. Influencia de la Construcción del Sistema de Recirculación de los Gases sobre la Formación de NOx en un Generador de Vapor de 350 MW. *Información Tecnológica*, 22 (2), pp. 79 – 84.

- Polupan, G., 2005. Análisis térmico del hogar de un generador de vapor de 57.5 ton / hr que quema combustóleo y bagazo. *2º Congreso Internacional de Energía y medio Ambiente*. Santiago de Cuba: CIEMA.
- Polupan, G., Carvajal, I., Jarquin, G., y Torres, V., 2000a. Particularidades en el cálculo de la transferencia de calor en el hogar de las calderas al quemar combustibles sólido, líquido y gaseoso. *Memorias del 5o Congreso Nacional de Ingeniería de Ingeniería Electromecánica y de Sistemas*. México.
- Polupan, G., Carvajal, I., Jarquin, G. y Torres, V., 2000b. Experimental and estimation of the heat balance of a boiler at combustion of solid and liquid fuel. *Memorias de 13 Reunión de Verano de Potencia México, DF.: Aplicaciones Industriales RVP-AI*. pp. 224-227.
- Polupan, G., Carvajal, I., Toledo, V., Tolentino G. y García, J., 2002. Calculo hidráulico y térmico de los sobrecalentadores de los generadores de vapor. *Memorias del Décimo Congreso Chileno de ingeniería Mecánica COCIM 20*. Santiago, Chile.
- Polupan, G., Jarquin, G., y Mikhlevskiy, A., 2002. Features of heat exchange in furnace of power boilers. *Proc. of 1st International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*. Skukuza, South Africa. pp. 897-900.
- Polupan, G., Sanchez A., y Reyes, J., 2001. Combustión y combustibles. I. *Memorias de XXII Taller Internacional de Capacitación en Calderas y Recipientes a Presión*. Veracruz, México: AMIME.
- Polupan, G., Jarquin, G. y Jimenez, J., 2008. *Cálculo Térmico y Modificación de la combustión para el control de NOx en un generador de vapor de 350 MW. Mecánica Computacional*, Volumen XXVII, pp. 1637-1648.
- Privette, R. M., 2005. Computer- aided process design trends in the power industry. En: Boehm, R. F., *Developments in the Design of thermal Systems*. New York: Cambridge University Press, pp.16-39.
- Pysmenny, Y., Polupan, G., y Carvajal, I., 2007. *Manual para el cálculo de intercambiadores de calor y bancos de tubos aletados*. México: REVERTE.
- Rapun, J., 1999. *Modelo Matemático para el Comportamiento de Ciclos combinados*. Tesis de Maestría, Madrid: ETSII-UPM.
- Rossen, M. y Dincer, I., 2003a. A survey of thermodynamic methods to improve the efficiency of coal-fired electricity generation. *Journal of Power and Energy*, pp. 63-73.
- Rossen, M. y Dincer, I., 2003b. Thermoeconomic analysis of power plants. *Applied Thermal Engineering*, 44(17), pp. 2743-2761.

- Rosen, M. y Dincer, I., 2003c. Exergoeconomic analysis of power plants operating on various fuels. *Applied Thermal Engineering*, pp. 643 - 658.
- Rovira, A., 2004. *Desarrollo de un Modelo para la Caracterización Termoeconómica de Ciclos Combinados de Turbinas de Gas y de Vapor en Condiciones de Carga Variable*. Madrid, España: Universidad Politécnica de Madrid.
- Semedard, J. y Scheffknecht, G., 1997. Modern Heat Recovery Steam Generators. *VBG Kraftwerkstechnik*, 77(12), pp. 916-923.
- Sieniutycz, S. y Salamon P., 1990. *Finite-Time Thermodynamics and Thermoeconomics*. New York: Taylor y Francis.
- Smith, R., Petela, E. A. y Spriggs, H. D., 1990. Minimization of environmental emissions through improved process integration. *Heat Recovery Systems and CHP*, 10, pp. 329-39.
- Stodota, A., 1898. Die Kreisprozesse der Dampfmaschine. *Zettschr.d. Verem deuticher, Ingenieure*, 32, p. 1086.
- Stoecker, W., 1989. *Design of Thermal Systems. 3rd edition*. New York: McGraw-Hill.
- Suryanarayana N.V. y Öner, A., 2004. *Design & simulation of termal Systems.*, Mc Graw Hill.
- Szargut, J., 2005. Exergy analysis. *The Magazine of Polish Academy of Sciences*, 3, p. 7.
- Szargut, J., Morris, D. y Steward, F., 1988. *Exergy Analysis of Thermal, Chemical, and Metallurgical Processes*. New York: Hemisphere Publishing Corporation.
- Topela, M., Guédeza, R. y Laumerta, B., 2015. Impact of increasing steam turbine flexibility on the annual performance of a direct steam generation tower power plant. International Conference on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, Solar PACES 2014. *Energy Procedia*, 69, pp. 1171 – 1180.
- Torres, C., Serra, L., Valero, A. y Lozano, M., 1996. Theories of system optimization. In: Bittle RR, Herold K, Duncan. In: *Bittle RR, Herold K, Duncan AB, Nutter DW, Fiszdon J, O'neal D, Garimella S, Shiva Prasad BG, editors. Proceedings of the ASME Advanced Energy Systems Division, AES*, 36, pp. 429–36.
- Tsatsaronis, G., 1993. Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems. *Progress. Energy Combustion Sci.*, 19, pp. 227-257.
- Tsatsaronis, G. y Park, M. H., 2002. On avoidable and unavoidable exergy destructions and investment costs in thermal systems. *Energy Conversion y Management*, 43, pp. 1259-1270.

- Valdes, M. y Rapun, J., 2000. Optimization of Heat Recovery Steam Generator for Combined Cycle Gas Turbine Power Plants. *Applied Thermal Engineering*, 21, pp.1149-1159.
- Valdes, M., Duran, D. y Rovira, A., 2003. Thermo-economic optimization of combined cycle gas turbine using genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 23(17), pp. 2169-2182.
- Valero, A., Lozano, M. A., Serra, L. y Torres, C., 1994. Application of the Exergetic Cost to the CGAM Problem. *Energy*, 19(3), pp. 365-381.
- Valero, A., Serra, L. y Uche, J., 2006. *Fundamentals of Exergy Cost Accounting and Thermo-economics. Part I: Theory*, Journal of Energy Resources Technology, 128 (1), pp. 1-8.
- Valero, A., Lozano, M.A. y Muñoz, M., 1986a. A General Theory of Exergy Saving. I. On the exergetic cost. ASME. AES, 2, 3. Computer-Aided Engineering and Energy Systems. 3: Second Law Analysis and Modelling. Ed. Gaggiol, R. A., ASME Book No. H0341C, 1-8. New York, 1986. [En línea] Disponible < [http://s3.amazonaws.com/publicationslist.org/data/miguel.a.lozano/ref-89/ar10_a10\(cp0001\).pdf](http://s3.amazonaws.com/publicationslist.org/data/miguel.a.lozano/ref-89/ar10_a10(cp0001).pdf)> [Consultado el 20 de Junio de 2015].
- Valero, A., Muñoz, M. y Lozano, M. A., 1986b. A General Theory of Exergy Saving II. On the Thermo-economic Cost. ASME. AES,2-3, Computer-Aided Engineering and Energy Systems. 3: Second Law Analysis and Modelling. Ed. Gaggioli, R.A., ASME Book No. H0341C, 9-16. New York.
- Vučkovića, G. D., Stojiljkovića, M. M., Vukića M.V, Stefanovića, G. M y Dedeićb, E. M., 2014. Advanced exergy analysis and exergoeconomic performance evaluation of thermal processes in an existing industrial plant. *Energy Conversion and Management*, 85, pp. 655–662.
- Walkenbach, J., 2010. *Excel 2010, Power Programming with VBA*. Indiana, USA: Wiley Publishing, Inc.
- Weir, C., 1988. Estimating the Performance of Gas Turbine Heat- Recovery Boilers Off - Design. *Proc. Instn. Mech Engrs.*, 202, p. A4.
- Wilbur, L. C., 1985. *Handbook of Energy Systems Engineering*. New York: John Wiley y Sons, Inc.
- Yang, M. y Yeh, R., 2015. Thermo-economic optimization of an organic Rankine cycle system for large marine diesel engine waste heat recovery. *Energy*, 82, pp. 256–268.

Zhao, W., Zhang, T. y Tang, X., 2012. Application of Power Electronic Technology in Optimizing the Operation of Thermal Power Plants. *Advances in Mechanical and Electronic Engineering*, 177(1).