

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANÁLISIS TERMOENERGÉTICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL EN UNA
PLANTA DE COGENERACIÓN CON TURBINA A GAS, DE LA EMPRESA
ABOCOL CARTAGENA**

**CHRISTIAN DAVID ORDOSGOITIA PEREIRA
WILMER ENRIQUE GARRIDO JULIO**

**CARTAGENA DE INDIAS
JULIO DE 2011**

**UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**ANÁLISIS TERMOENERGÉTICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL EN UNA
PLANTA DE COGENERACIÓN CON TURBINA A GAS, DE LA EMPRESA
ABOCOL CARTAGENA**

**CHRISTIAN DAVID ORDOSGOITIA PEREIRA
WILMER ENRIQUE GARRIDO JULIO**

**Trabajo de grado presentado como requisito para optar el título de
Ingeniero mecánico**

DOCENTE:

**Bienvenido Sarría López
PhD, MSc, ME, Esp., Bch**

**CARTAGENA DE INDIAS
JUNIO DE 2011**

Cartagena D. T. y C., 3 de mayo de 2011.

Señores

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingeniería Mecánica

Comité Evaluador de Trabajos de Grado

Cordial saludo.

Por medio de la presente, nos permitimos someter a su consideración el trabajo de grado titulado **“ANÁLISIS TERMOENERGÉTICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL EN UNA PLANTA DE COGENERACIÓN CON TURBINA A GAS, DE LA EMPRESA ABOCOL CARTAGENA”**, de los estudiantes CHRISTIAN DAVID ORDOSGOTIA PEREIRA y WILMER ENRIQUE GARRIDO JULIO, para optar por el título de Ingeniero Mecánico.

Cordialmente,

Christian David Ordosgoitia Pereira

Wilmer Enrique Garrido Julio

Cartagena D. T. y C., 3 de mayo de 2011.

Señores

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Facultad de Ingeniería Mecánica

Comité Evaluador de Trabajos de Grado

Cordial saludo.

Por medio de la presente, me permito someter a consideración el trabajo de grado con título “**ANÁLISIS TERMOENERGÉTICO, ECONÓMICO Y AMBIENTAL EN UNA PLANTA DE COGENERACIÓN CON TURBINA A GAS, DE LA EMPRESA ABOCOL CARTAGENA**”, elaborado por los estudiantes WILMER ENRIQUE GARRIDO JULIO Y CHRISTIAN DAVID ORDOSGOITIA PEREIRA, en el que me desempeño como Director.

Cordialmente.

PhD. Bienvenido Sarría.

Director de trabajo de grado

Nota de aceptación:

Jurado

Jurado

Cartagena de Indias D. T. y C., 13 de Julio de 2011

DEDICATORIA

“Dedico este trabajo a Dios, quien me da fortaleza día a día para cumplir con todas mis metas, y a mis padres, Elsie Pereira Castellar y Cristobal Ordosgoitia Badel, por toda su comprensión y apoyo incondicional siempre que los he necesitado, especialmente en la elaboración del presente trabajo.”

Christian David Ordosgoitia Pereira

“Dedico este trabajo a Dios, a mi madre María A. Julio de Garrido, a mi padre Rojas M. Garrido Martínez, a mis dos hermanos Margarita y Ruddy, a toda mi familia, amigos y a todas las personas que me apoyaron en el desarrollo de este trabajo de grado.”

Wilmer Enrique Garrido Julio

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

En primer lugar a Dios, ya que luego de largas jornadas de trabajo para poder culminar con éxito este proyecto, fue él quien nos dio fuerzas y entendimiento para poder llevar a cabo con éxito este objetivo de gran jerarquía en nuestra formación.

A nuestros padres los cuales con esfuerzo, apoyo, tolerancia y respaldo incondicional permitieron no solo desarrollar este trabajo de grado sino materializar uno de nuestros grandes sueños en la vida.

A nuestro director el profesor Bienvenido Sarria, ya que gracias a su amplio conocimiento y sus consejos, pudimos tener una excelente orientación en cada etapa de este proceso y de esta manera, culminarlo correctamente.

Al ingeniero Luis Fernando Lesme que hace parte de la gran familia de la empresa ABOCOL, por toda su amabilidad, disposición y apoyo en el momento de la recolección de información necesaria para la realización del trabajo.

A la Universidad Tecnológica de Bolívar y a todos sus docentes, que estuvieron presentes en este largo camino de nuestra formación como profesionales, todos fueron de trascendental ayuda en este proceso y fue gracias a los conocimientos que departieron en clase que pudimos aprender mucho de esta gran profesión.

También queremos agradecer a todas las personas, en especial nuestros amigos, que de una u otra forma participaron en esta importante etapa de nuestras vidas, a todos ellos nuestros más sinceros y leales agradecimientos.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	1
OBJETIVO GENERAL.....	4
OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	5
RESUMEN.....	6
1. ASPECTOS GENERALES	
1.1. JUSTIFICACIÓN.....	8
1.2. CICLOS DE GENERACIÓN DE POTENCIA.....	10
1.2.1. CICLO RANKINE.....	10
1.2.2. CICLO BRAYTON.....	13
1.3. TIPOS DE PLANTA DE COGENERACION.....	15
1.3.1. COGENERACION CON MOTOR ALTERNATIVO DE GAS FUEL.....	15
1.3.2. COGENERACION CON TURBINA A GAS.....	16
1.3.3. COGENERACION CON TURBINA DE VAPOR.....	18
1.3.4. COGENERACION EN CICLO COMBINADO CON TURBINA A GAS.....	19
1.3.5. COGENERACION EN CICLO COMBINADO CON MOTOR ALTERNATIVO.....	21
1.3.6. TRIGENERACION.....	21
1.4. CICLOS AVANZADOS DE COGENERACION CON TG.....	22
1.4.1. CICLO BRAYTON DE REGENERACION.....	22
1.4.2. CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACION.....	23
1.5. PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LAS TURBINAS A GAS.....	25
1.5.1. RENDIMIENTO DE TURBINAS A GAS.....	25
1.5.2. TIPOS DE TURBINAS A GAS.....	27
1.6. COMPRESORES.....	28

1.6.1. TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS O RADIALES.....	29
1.6.2. TURBOCOMPRESORES AXIALES.....	31
1.6.3. TURBOCOMPRESORES AXIALES-RADIALES.....	32
1.7. CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	33
1.8. GENERADORAS DE VAPOR RECUPERADORAS DE CALOR.....	35
1.8.1. CALDERAS ACUOTUBULARES.....	37
1.8.2. CALDERAS PIROTUBULARES.....	38
1.9. PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES: ABOCOL.....	40
1.9.1. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA COGENERADORA CON TURBINA A GAS.....	41
1.9.2. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA TURBINA A GAS.....	42
1.9.3. CARACTERÍSTICAS OPERACIONALES DE LA CALDERA RECUPERADORA DE CALOR.....	43
2. METODOLOGÍA DE CALCULO.....	45
2.1. DIAGRAMA DE FLUJOS DE LA PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES.....	45
2.2. METODOLOGÍA PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR.....	46
2.3. METODOLOGÍA PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LA TURBINA A GAS SEGÚN LA NORMA ASME PTC 22.....	50
2.3.1. CALCULO DEL CONSUMO DE CALOR.....	51
2.3.2. CALCULO DEL CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE.....	51
2.3.3. EFICIENCIA TÉRMICA DE LA TURBINA A GAS EXPRESADA EN %.....	52
2.3.4. EFICIENCIA GLOBAL DE LA CENTRAL DE COGENERACIÓN.....	52
2.3.5. HEAT RATE DE LA CENTRAL DE COGENERACIÓN.....	53
2.4. REELABORACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA DE LA HRSG SEGÚN LA NORMA INTERNACIONAL ASME PTC 4.4.....	54
2.4.1. MÉTODO DIRECTO.....	54

2.4.2. MÉTODO INDIRECTO.....	56
2.4.3. EFECTIVIDAD.....	61
2.5. METODOLOGÍA PARA EL CALCULO DEL FLUJO Y EL CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN.....	64
2.5.1. FLUJO DE GASES PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN.....	64
2.5.2. CALOR ESPECIFICO DE LA MEZCLA DE GASES.....	65
3. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA PARA EL CALCULO DE LOS PRINCIPALES INDICADORES ENERGÉTICOS DE UNA PLANTA COGENERADORA CON TG Y HRSG: CASO ABOCOL.....	70
3.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR.....	71
3.1.1. RESULTADOS EFICIENCIA DEL COMPRESOR.....	73
3.2. CALCULO DE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS DE LA TURBINA A GAS, SEGÚN LA NORMA INTERNACIONAL ASME PTC 22.....	74
3.2.1. CALCULO DEL CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE.....	74
3.2.2. CALCULO DEL CONSUMO DE CALOR EN LA TURBINA A GAS.....	75
3.2.3. CALCULO DEL HEAT RATE.....	76
3.2.4. CALCULO DE LA EFICIENCIA TÉRMICA DE LA TURBINA A GAS EXPRESADA EN %.....	77
3.2.5. RESULTADOS DEL CALCULO DE LOS PRINCIPALES INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LA TURBINA A GAS.....	78
3.2.6. HEAT RATE Y EFICIENCIA GLOBAL DE LA CENTRAL DE COGENERACIÓN.....	79
3.2.7. RESULTADOS DEL CALCULO DEL HEAT RATE Y LA EFICIENCIA GLOBAL DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN.....	83
3.3. CALCULO DEL FLUJO Y EL CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES PRODUCTOS DE LA COMBUSTIÓN.....	84
3.3.1. CALCULO DEL FLUJO DE GASES DE ESCAPE.....	84
3.3.2. RESULTADOS DEL FLUJO MÁSIICO DE LA MEZCLA DE GASES DE ESCAPE DE LA TURBINA.....	86

3.3.3. CALCULO DEL CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTIÓN A DIFERENTES TEMPERATURAS.....	87
3.3.4. RESULTADOS DEL CALCULO DE CALOR ESPECIFICO A DIFERENTES TEMPERATURAS.....	94
3.3.5. ERROR AL ESTIMAR EL CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES A TEMPERATURA CONSTANTE.....	96
3.4. CALCULO DE EFICIENCIA DE LA HRSG, SEGÚN LA NORMA INTERNACIONAL ASME PTC 4.4.....	98
3.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO DIRECTO.....	99
3.4.2. RESULTADOS DEL CALCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO DIRECTO.....	102
3.4.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA POR EL MÉTODO INDIRECTO.....	104
3.4.4. RESULTADOS DEL TOTAL DE PERDIDAS ENCONTRADAS EN LA HRSG.....	108
3.4.5. RESULTADOS DEL CALCULO DE LA EFICIENCIA EMPLEANDO EL MÉTODO DIRECTO.....	109
3.4.6. CALCULO DE LA EFECTIVIDAD.....	110
3.4.7. RESULTADOS DE LA EFECTIVIDAD.....	113
4. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	115
4.1. ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR CONTRA POTENCIA GENERADA.....	115
4.2. ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LOS PRINCIPALES INDICADORES DE LA TURBINA A GAS Y LA PLANTA DE COGENERACIÓN.....	116
4.2.1. GRAFICA DE HEAT RATE CONTRA POTENCIA.....	117
4.2.2. GRAFICA DE EFICIENCIA TÉRMICA CONTRA POTENCIA.....	118
4.2.3. GRAFICA DEL CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE CONTRA POTENCIA.....	120
4.2.4. GRAFICA DEL HEAT RATE DE LA PLANTA CONTRA POTENCIA GENERADA.....	121

4.2.5. GRAFICA DE LA EFICIENCIA GLOBAL CONTRA POTENCIA.....	123
4.2.6. GRAFICA DE LA EFICIENCIA GLOBAL CONTRA FLUJO DE VAPOR...	124
4.2.7. GRAFICA DEL HEAT RATE DE LA PLANTA CONTRA FLUJO DE VAPOR.....	125
4.3. ANÁLISIS DE RESULTADO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA HRSG.....	126
4.3.1. ANÁLISIS DE EFICIENCIA EMPLEANDO EL MÉTODO DIRECTO DE ENTRADA Y SALIDA.....	127
4.3.2. PERDIDAS TOTALES DE ENERGÍA EN LA HRSG.....	129
4.3.3. ANÁLISIS DE EFICIENCIA EMPLEANDO EL MÉTODO INDIRECTO DE LAS PERDIDAS.....	131
4.3.4. ANÁLISIS DE LA EFECTIVIDAD EN LA HRSG.....	133
5. CONCLUSIONES.....	134
6. RECOMENDACIONES.....	138
BIBLIOGRAFÍA.....	139
CIBERGRAFÍA.....	141
ANEXOS.....	142

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Variación anual de emisiones de dióxido de carbono.....	9
Figura 1.2. Ciclo Rankine simple.....	11
Figura 1.3. Ciclo brayton abierto y cerrado.....	13
Figura 1.4. Diagramas Pv y Ts del ciclo Brayton.....	14
Figura 1.5. Esquema del ciclo de Cogeneración con motor alternativo.....	16
Figura 1.6. Esquema de cogeneración con turbinas a gas.....	18
Figura 1.7. Esquema de cogeneración con turbina de vapor.....	19
Figura 1.8. Esquema de cogeneración en ciclo combinado con turbina a gas.....	20
Figura 1.9. Esquema del ciclo combinado con motor alternativo.....	21
Figura 1.10. Esquema del ciclo brayton con regeneración.....	23
Figura 1.11. Esquema del ciclo brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración.....	24
Figura 1.12. Esquema de funcionamiento de una turbina a gas.....	25
Figura 1.13. Turbocompresor centrífugo o de flujo radial.....	30
Figura 1.14. Turbocompresor axial de 11 etapas.....	32
Figura 1.15. Turbocompresor axial-radial, con 11 etapas axiales y 2 radiales.....	33
Figura 1.16. Esquema y funcionamiento de una cámara de combustión.....	34
Figura 1.17. Caldera recuperadora de calor HRSG.....	35
Figura 1.18. Caldera acuotubular.....	38
Figura 1.19. Caldera pirotubular.....	39
Figura 1.20. Representación grafica de la cogeneración con TG en Abocol.....	41
Figura 1.21. Turbina a gas, modelo TITAN 130.....	42
Figura 2.1. Diagrama de flujos ciclo de cogeneración con TG – Abocol.....	45
Figura 2.2. Diagrama entalpia vs entropía en un proceso adiabático.....	49
Figura 2.3. Caída de temperatura de los gases de escape.....	62

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1. Modelos y rendimientos de las turbinas a gas.....	26
Tabla 1.2. Especificaciones técnicas de la Turbogas.....	42
Tabla 1.3. Composición química del combustible utilizado.....	43
Tabla 1.4. Propiedades del gas natural utilizado.....	43
Tabla 1.5. Especificaciones HRSG, medidas a temperatura ambiente de 14,69 psia.....	44
Tabla 2.1. Pesos moleculares de los constituyentes de los gases de escape.....	66
Tabla 2.2. Coeficientes de cálculo del calor específico de cada sustancia.....	69
Tabla 3.1. Muestra de resultados de eficiencia del compresor.....	73
Tabla 3.2. Muestra de indicadores energéticos de la turbina de gas.....	78
Tabla 3.3. Muestra de indicadores energéticos planta de cogeneración.....	83
Tabla 3.4. Muestra de cálculo de flujo de escape.....	86
Tabla 3.5. Muestra de cálculo de calor específico de los gases.....	95
Tabla 3.6. Muestra de cálculos de la eficiencia de la HRSG por el método directo.....	103
Tabla 3.7. Muestra de cálculos de las pérdidas en la HRSG.....	108
Tabla 3.8. Muestra de cálculos de la eficiencia de la HRSG por el método indirecto.....	109
Tabla 3.9. Muestra de cálculos de la efectividad de la HRSG.....	113
Tabla 4.1. Eficiencia en cada turno de evaluación calculada por el método directo.....	127
Tabla 4.2. Pérdidas de la HRSG representadas en porcentaje.....	129
Tabla 4.3. Eficiencia en cada turno de evaluación por el método directo.....	131
Tabla 5.1. Análisis económico.....	134

LISTA DE GRAFICAS

Grafica 1.1. Rendimiento eléctrico a través de los años.....	26
Grafica 2.1. Relación de presiones vs trabajo ideal de compresión.....	48
Grafica 2.2. Perdidas de calor por radiación en función de la temperatura ambiente, temperatura superficial de la caldera y emisividad.....	58
Grafica 2.3. Perdidas de calor por convección en función de la velocidad del aire y la diferencia de temperatura entra la superficie y el aire exterior.....	59
Grafica 4.1. Eficiencia compresor (%) vs Potencia (Kw).....	115
Grafica 4.2. Heat rate (kJ/kw-h) vs. Potencia (kW).....	117
Grafica 4.3. Eficiencia TG (%) vs. Potencia (kW).....	118
Grafica 4.4. Consumo especifico de combustible (Nm ³ /kW-h) vs. Potencia (kW).....	120
Grafica 4.5. Heat rate de la planta (kJ/kW-h) vs. Potencia (kW).....	121
Grafica 4.6. Eficiencia Global (%) vs Potencia (kW).....	123
Grafica 4.7. Eficiencia Global (%) vs. Flujo de vapor (kg/h).....	124
Grafica 4.8. Heat rate planta (kJ/kW-h) vs. Flujo de vapor (kg/h).....	125
Grafica 4.9. Variación de la eficiencia por el método directo en diferentes turnos.....	128
Grafica 4.10. Diagrama pastel de la distribución de la energía en útil y diferentes pérdidas.....	130
Grafica 4.11. Variación de la eficiencia por el método indirecto en diferentes turnos.....	132
Grafica 4.12. Variación de la efectividad en los primeros 18 días de evaluación.....	133

INTRODUCCION

El constante empeño de las empresas en minimizar los costos de producción y aumentar la competitividad en el mercado, ha impulsado a las industrias a implementar en sus instalaciones plantas de generación de potencia, con el fin de suplementar el alto consumo de energía necesario para los procesos de producción en la misma. La energía eléctrica junto con la térmica constituyen los principales insumos de alto costo en todo proceso de producción. Como una posible solución a este problema muchas industrias optan por la implementación de centrales de cogeneración con la finalidad de aumentar la eficiencia de dicho proceso. Además, salvaguardar el medio ambiente y los recursos naturales, en especial los combustibles no renovables, son contenidos de gran jerarquía actualmente, ya que estas medidas propician el crecimiento económico y social, favoreciendo de manera directa al desarrollo empresarial.

La producción de energía eléctrica supone una gran cantidad de consumo de calor que no todo puede ser aprovechado en dicha generación y se desperdicia al ambiente. La necesidad de aprovechamiento de esta energía residual mediante una caldera recuperadora surge como una alternativa de ahorro energético para cualquier industria que entre sus procesos necesite energía térmica en forma de vapor, y de esta manera abrirle campo a la cogeneración.

La cogeneración como la mayor parte de la generación en las plantas termoeléctricas convencionales estaba basada en turbinas de vapor. Con ellas, a pesar del elevado nivel de perfección alcanzado en el diseño después de los años de desarrollo, hay una limitación en el rendimiento eléctrico máximo por las temperaturas superiores del ciclo. El rendimiento máximo termodinámico, considerando una temperatura superior del ciclo de 550°C, resulta del 60%, y en la

práctica se llega aproximadamente al 44%, es decir las tres cuartas partes del máximo. En el siglo XX se desarrollaron las turbinas de gas, que con temperaturas superiores a 1000°C ofrecen una posibilidad de aumentar el rendimiento obtenible. En los últimos veinte años ha habido un extraordinario desarrollo de las turbinas de gas, donde con los modernos materiales y los sistemas de refrigeración especiales en los alabes más calientes, se llega a temperaturas de más de 1300°C, lo que lleva al rendimiento teórico alcanzable a más del 80%, siendo las tres cuartas partes del 60%, valor al que ya se ha llegado en el ciclo combinado. Las turbinas a gas son máquinas muy apropiadas para cogeneración por disponer de calor en una sola fuente, a alto nivel térmico. [13]

El congreso nacional mediante la expedición de la ley 697 de 2001 declaró: **“el Uso Racional y Eficiente de la Energía (URE) como un asunto de interés social, público y de conveniencia nacional, fundamental para asegurar el abastecimiento energético pleno y oportuno, la competitividad de la economía colombiana, la protección al consumidor y la promoción del uso de energías no convencionales de manera sostenible con el medio ambiente y los recursos naturales”*.

Temas como el uso racional de la energía y optimización de procesos de producción, adquieren una gran importancia gracias a los controles ambientales y de preservación de recursos que se han venido desarrollando en los últimos años. Por tal motivo las industrias sienten la obligación de identificar y corregir focos de deficiencias en sus procesos, por medio de un estudio minucioso de la operación de sus plantas.

El presente trabajo emplea metodologías normalizadas sobre el cálculo de eficiencias e índices energéticos más representativos de la cogeneración con TG, en una empresa dedicada a la producción y comercialización de fertilizantes y abonos para la nutrición vegetal, que cuenta con una planta de generación de

energía térmica y eléctrica utilizada para la mayoría de sus procesos de producción. Este sistema de cogeneración con turbina a gas, produce aproximadamente 12 MW, y los gases de la combustión son aprovechados por una caldera recuperadora la cual aprovecha la energía térmica de estos para elevar la temperatura del agua hasta su vaporización, para que luego este vapor junto con el de tres calderas mas vayan a un cabezal, en donde se suministra vapor a procesos y a una turbina a vapor para producir energía eléctrica.

Como resultado importante se logro realizar un programa en Excel con todos los indicadores de la planta, los cuales permiten conocer su rendimiento actual y además se obtuvieron modelos matemáticos y graficas de operación totalmente validos para la estimación de algunos índices y rangos óptimos de la central en cuestión.

OBJETIVO GENERAL

- Determinar los principales índices energéticos y sus rangos óptimos, que permitan garantizar los niveles más altos de eficiencia en la planta de cogeneración en una empresa de producción de fertilizantes, con el fin de aumentar el rendimiento operacional de la planta, reducir costos y disminuir el impacto ambiental.

OBJETIVOS ESPECIFICOS

- a. Seleccionar los principales índices energéticos y sus respectivas ecuaciones de cálculo para los diferentes equipos y procesos que se desarrollan en una planta cogeneradora con turbina a gas.
- b. Elaborar un programa de cómputo que contenga los parámetros y variables para calcular todos los indicadores establecidos.
- c. Realizar una evaluación energética de una planta de cogeneración con turbina a gas de ciclo simple, para los diferentes valores de carga más significativos de la misma.
- d. Elaborar las curvas que representan la variación de cada uno de los principales índices energéticos.
- e. Realizar una valoración económica y ambiental de la operación de la planta de cogeneración con turbina a gas.
- f. Proponer las medidas técnicas para disminuir el consumo de combustible, los costos de producción y gases contaminantes al medio ambiente.

RESUMEN

El presente trabajo de grado se desarrolló en una empresa de la industria química, productora de fertilizantes sólidos y líquidos para la nutrición vegetal, que cuenta entre sus instalaciones con una planta de servicios industriales generadora de energía térmica y eléctrica. La planta posee 4 calderas acuotubulares, una de ellas recuperadora de calor, una turbina a gas y una a vapor. El análisis termoenergético realizado a la planta de cogeneración se enfocó específicamente al sistema turbogas y caldera HRSG, en el cual se evaluó cada uno de los indicadores operacionales que sirvieron para estudiar el rendimiento de dicha planta cuando trabaja a diferentes cargas de operación.

Las ecuaciones y la metodología utilizada para el análisis, están basadas principalmente en las normas internacionales ASME PTC 1 de centrales de cogeneración, PTC 4.4 para calderas HRSG y PTC 22 para turbinas a gas. Por otra parte, se elaboró una base de datos la cual contiene las principales mediciones realizadas en campo para la turbina a gas y la caldera en 59 días divididos en 3 turnos cada uno en los cuales la planta trabajó a diferentes cargas. Además, cada ecuación fue ingresada en una hoja de cálculo Excel para realizar los correspondientes cálculos y obtener los resultados de cada indicador.

Los resultados obtenidos mediante la hoja de cálculo Excel, fueron ingresados en el programa estadístico Statgraphics, el cual se utilizó para generar las diferentes curvas de regresión polinomial que permite conocer el comportamiento de los indicadores operacionales más importantes de la planta. El programa también arrojó modelos matemáticos con los cuales se puede calcular de manera predictiva, el comportamiento que tendrá cada indicador al someter la planta a una carga cualquiera.

En general, los resultados obtenidos fueron los siguientes:

➤ Eficiencia del compresor:

La eficiencia del compresor se mantuvo en un promedio del 70,58%, variando hasta un máximo de 71,6% y un mínimo de 70,1%.

➤ Heat rate y consumo específico de combustible:

Los valores más bajos de heat rate y consumo específico de combustible, se encuentran cuando la planta trabaja generando entre 10500 y 12500 kW.

➤ Eficiencia de la turbina:

La eficiencia de la turbina alcanza sus valores más óptimos cuando la planta opera a más de 11000 kW de generación por hora.

➤ Eficiencia de la caldera HRSG:

La eficiencia de la HRSG se calculó por medio de dos métodos: el directo y el indirecto. Por el método directo la eficiencia tuvo un promedio del 52,24% y por el método indirecto varió alrededor de los 57,9%.

Por estos resultados se puede decir que en general, la planta de cogeneración trabaja en su rango más óptimo cuando se genera alrededor de los 11500 kW por hora. Los resultados obtenidos de eficiencia en la caldera recuperadora de calor por medio de los dos métodos, comprueban la validez de utilizar cualquiera de los dos métodos para su cálculo y además, estos valores garantizan que la caldera se encuentra operando en rangos óptimos de eficiencia.

1. ASPECTOS GENERALES

1.1. JUSTIFICACION

El aumento significativo en los precios de los combustibles reflejado en los últimos años, sumado a las regulaciones impuestas para el control de las emisiones de gases en la protección del medio ambiente, son razones de vital importancia por las cuales las industrias que poseen plantas de cogeneración, se ven en la necesidad de optimizar los procesos de generación con el fin de disminuir costos de producción en las mismas. Además, los costos de generación de energía eléctrica y/o energía térmica constituyen por lo general una fracción importante en el costo total de producción de las industrias químicas.

En los últimos años, el precio del barril de petróleo ha tenido un incremento considerable llegando a ser de hasta un 100%. Al ser un recurso no renovable, la poca disponibilidad de este en relación con la demanda presentada a nivel mundial, han sido la causa del alza de casi todos los combustibles derivados del petróleo. Según la OPEP (Organización de países exportadores de petróleo), para el 2011 la demanda aumentara en un 2% lo que conlleva a un aumento en los precios irremediable si no se disponen de más abastecimientos del crudo. Esto es uno de los motivos por los cuales las industrias se esfuerzan en desarrollar planes del uso racional de la energía en sus plantas de producción, donde su principal recurso es el gas natural derivado del petróleo, con el fin de reducir su consumo y disminuir los costos de producción.

Por otro lado, los planes de desarrollo para la optimización en la generación de energía en las industrias buscan además, contribuir con la conservación del medio ambiente que en la última década concientizando a casi todos los países y sus industrias. Esto es debido al incremento de las emisiones de dióxido de carbono

(CO₂) a la atmosfera, que ha afectado de manera directa al medio ambiente, provocando lo que muchos llaman calentamiento global. Por tal motivo en 1997 se reunieron congregaciones de varios países del mundo para firmar un acuerdo en donde se comprometían a disminuir en un 5% las emisiones contaminantes entre 2008 y 2012.

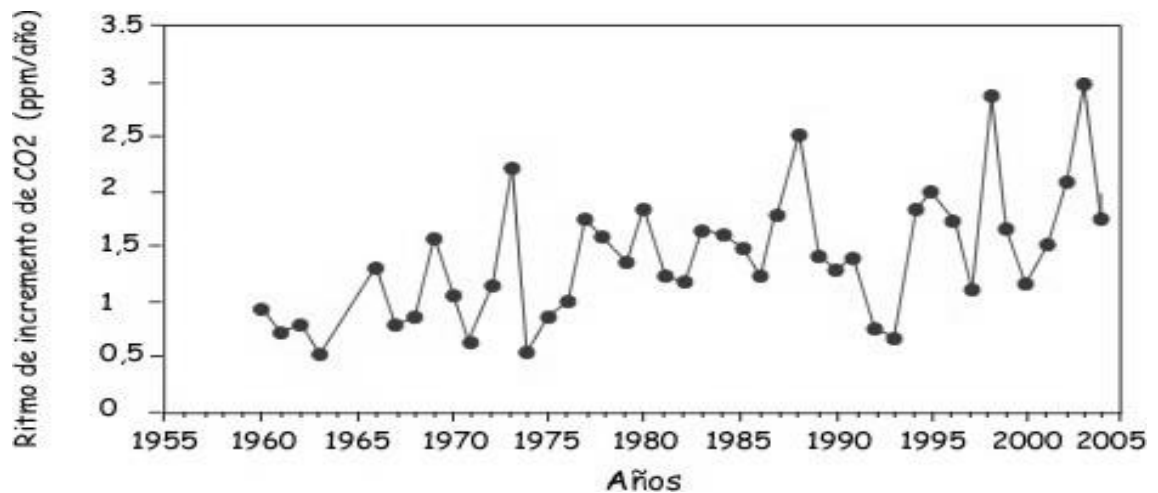


Figura 1.1. Variación anual de emisiones de dióxido de carbono [22]

A partir de ese momento todas las industrias se han visto en la necesidad de gestionar políticas de uso racional de la energía, especialmente en las plantas de generación de potencia ya que estas se han convertido en uno de los contaminantes más grandes del planeta.

Hoy en día las empresas buscan la competitividad en un mercado que va en crecimiento, razón por la cual buscan alternativas que les permitan reducir costos de producción con el fin de tener precios más competitivos de sus productos.

Seria de gran agrado si se llegara a realizar un estudio energético que permita identificar plenamente las deficiencias del sistema en la planta de servicios industriales.

1.2. CICLOS DE GENERACION DE POTENCIA

Los ciclos de generación de potencia se basan principalmente en el cambio de fase de un fluido a través de dispositivos cíclicos, los cuales tienen la función de transformar la energía cinética en energía eléctrica aprovechable. Los dispositivos o sistemas encargados de transformar la energía en potencia eléctrica se llaman máquinas térmicas (turbinas), y operan en los llamados ciclos termodinámicos de potencia, y estos a su vez se clasifican en ciclos de gas o de vapor dependiendo del fluido de trabajo. En los ciclos de gas, el fluido de trabajo permanece en su fase gaseosa durante todo el ciclo termodinámico, mientras que en los ciclos de vapor, el fluido de trabajo existe en fase de vapor durante una parte del ciclo y en fase líquida en otra parte. Los ciclos de vapor y gas más representativos para la generación de potencia en las centrales termoeléctricas son:

1.2.1. CICLO RANKINE

Este es el ciclo más representativo de las centrales térmicas de vapor. Consiste principalmente en evaporar el agua y elevar su presión por medio de una caldera, este vapor es llevado a una turbina que aprovecha la energía cinética causada por la alta presión para transformarla en energía mecánica y luego ser aprovechada por el generador que la convierte en energía eléctrica. El vapor de baja presión que sale de la turbina es transformado a líquido a través de un condensador a la misma presión de salida de la turbina, luego el proceso de compresión lo efectúa la bomba la cual comprime el líquido hasta llevarlo a la presión de entrada a la caldera para continuar con el ciclo. [2]

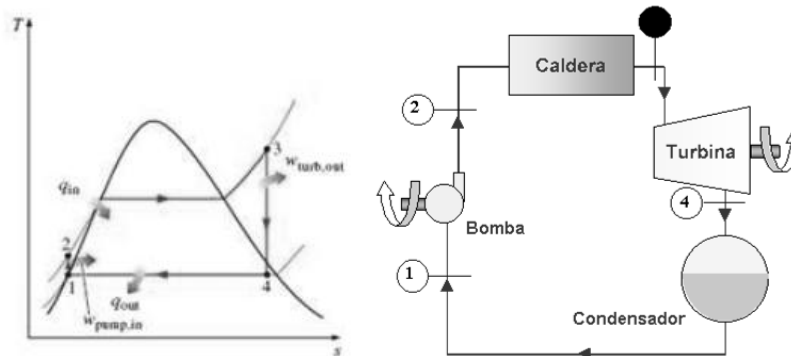


Figura 1.2. Ciclo Rankine simple [1]

De manera general el ciclo Rankine consiste en:

1. Compresión isentrópica en una bomba.
2. Adición de calor a presión constante en una caldera.
3. Expansión isentrópica en una turbina.
4. Extracción de calor a presión constante en un condensador.

El agua entra a la bomba en el estado 1 como líquido saturado y se comprime isentrópicamente hasta la presión de operación de la caldera. La temperatura del agua aumenta un poco durante este proceso de compresión debido a una ligera disminución del volumen específico del agua, como se observa en el diagrama T-s entre los estados 1 y 2.

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 un intercambiador de calor donde el calor es suministrado mediante la quema de un combustible, el cual se transfiere al agua a presión constante. El vapor sobrecalentado en el estado 3 entra a la turbina y se expande isentrópicamente para producir trabajo al hacer girar un eje con alabes conectado a un generador eléctrico. La presión y la temperatura del vapor disminuyen durante este proceso hasta los valores en el

estado 4, para después entrar en el condensador. En este estado el vapor es húmedo con una alta calidad. Luego el vapor se condensa a presión constante en el condensador, que básicamente es otro intercambiador de calor que rechaza el calor a otro fluido de trabajo que puede ser agua o aire. El vapor sale del condensador como líquido saturado, el cual entra a la bomba para completar el ciclo. [1]

Basados en la primera ley de la termodinámica podemos decir que los cuatro componentes que conforman el ciclo Rankine son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto los cuatro procesos que lo conforman pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario. Los cambios de energía potencial y cinética son pequeños en relación con el trabajo producido y la transferencia de calor, de manera que se pueden despreciar. Por lo tanto, la ecuación de flujo estacionario para el ciclo Rankine es:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_{salida} - h_{entrada}$$

El condensador y la caldera no incluyen ningún trabajo, además la bomba y la turbina son isentropicas, por lo tanto la ecuación de conservación para cada dispositivo se puede expresar como:

Bomba ($q=0$) $w_{entrada,bomba} = h_2 - h_1 = v(P_2 - P_1)$

Caldera ($w=0$) $q_{entrada} = h_3 - h_2$

Turbina ($q=0$) $w_{turbina,salida} = h_3 - h_4$

Condensador ($w=0$) $q_{salida} = h_4 - h_1$

La eficiencia termina de un ciclo de Rankine ideal puede entonces escribirse como:

$$n_t = \frac{w_t - w_b}{q_{entrada}} = \frac{h_3 - h_4 - v_{f,1}(P_2 - P_1)}{h_3 - h_2} \quad [1]$$

1.2.2. CICLO BRAYTON

En este ciclo de generación de potencia el aire se comprime al inicio en forma adiabática en un compresor rotatorio axial o en uno centrífugo. Seguidamente el aire entra en una cámara de combustión donde se inyecta y quema a presión esencialmente constante. Luego los productos de la combustión se expanden a través de una turbina hasta alcanzar la presión ambiente de los alrededores. Un ciclo compuesto por estos tres pasos recibe el nombre de ciclo abierto, ya que el ciclo en realidad no se completa. Los ciclos de las turbinas de gas reales son ciclos abiertos ya que se debe introducir aire en forma continua en el compresor. Si se desea evaluar un ciclo cerrado, los productos de la combustión que se han expandido a través de la turbina deben enviarse a través de un intercambiador de calor, donde este se elimina del gas hasta que se obtiene la temperatura inicial. [1]

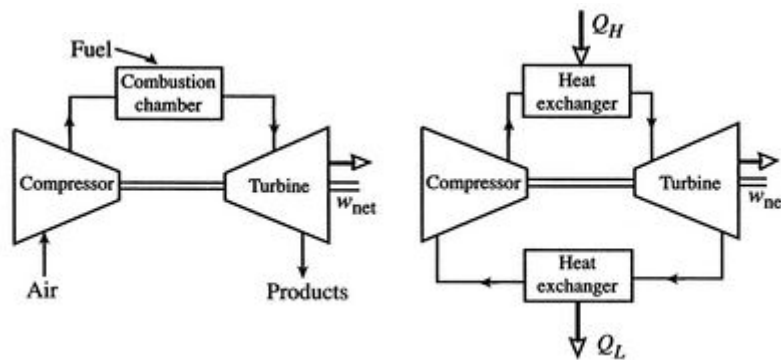


Figura 1.3. Ciclo brayton abierto y cerrado [1]

En el momento de analizar los ciclos de turbina a gas, es útil emplear al principio un ciclo de aire estándar idealizado. A este ciclo se le conoce como ciclo Brayton, en honor al trabajo realizado por George Brayton en 1870. En comparación con los ciclos de Otto y de Diesel, El ciclo Brayton opera en un intervalo de volúmenes

más amplio, pero en un intervalo menor presiones y temperatura. Es por esto que el ciclo Brayton no es adecuado para usarse en maquinaria alternativa. El ciclo cerrado de aire estándar de la turbina a gas se compone de cuatro procesos reversibles internamente:

1. Compresión adiabática
2. Adición de calor a presión constante
3. Expansión adiabática
4. Expulsión de calor a presión constante

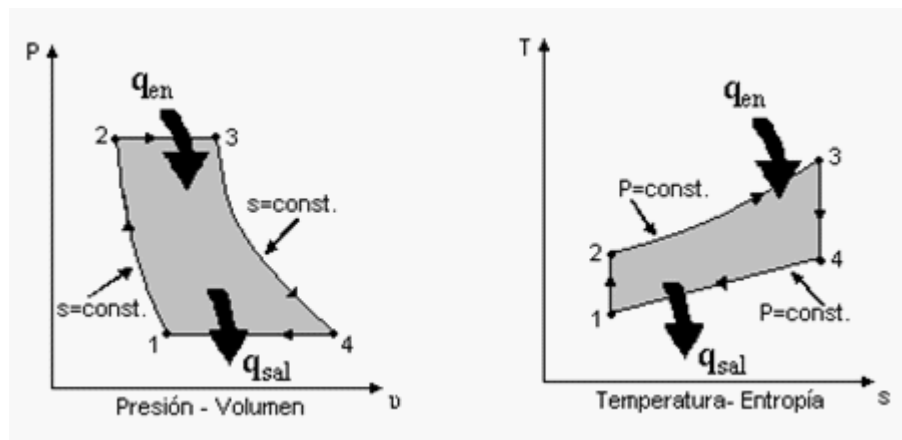


Figura 1.4. Diagramas Pv y Ts del ciclo Brayton [1]

En turbinas a gas el aire realiza dos importantes funciones: suministra oxidante necesario para la combustión del combustible y sirve como refrigerante para mantener la temperatura de diversos componentes dentro de los límites seguros. La segunda función se realiza al extraer más aire del necesario para la combustión completa del combustible. En turbinas de gas una relación de masa de aire y combustible de 50 o mayor es muy común. Por lo tanto, en un análisis del ciclo, considerar como aire a los gases de combustión no causara un error significativo. Además, el flujo másico por la turbina será más grande que a través del compresor, pues la diferencia es igual al flujo másico del combustible. Así,

suponer una tasa de flujo másico constante en el ciclo produce resultados conservadores en motores de turbinas de gas de ciclo abierto.

Considerando que no hay cambios considerables en la energía cinética, la eficiencia térmica del ciclo ideal esta dada por:

$$\eta_{t_{Brayton}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{h_{4s} - h_1}{h_3 - h_{2s}}$$

En donde el índice “s” denota un estado de salida isentropico. [1]

1.3. TIPOS DE PLANTAS DE COGENERACION

Existen diversos tipos de plantas con las cuales se puede dar la cogeneración, en dependencia de su funcionamiento y/o componentes, a continuación se explicaran algunos de ellos:

1.3.1. COGENERACIÓN CON MOTOR ALTERNATIVO DE GAS FUEL

Utilizan gas gasóleo o fuel-oil como combustible. En general se basan en la producción de vapor a baja presión (hasta 10 bares), aceite térmico y en el aprovechamiento del circuito de agua de refrigeración de alta temperatura del motor. Son también adecuadas la producción de frio por absorción, bien a través del vapor generado con los gases en maquinas de doble efecto, o utilizando directamente el calor del agua de refrigeración en maquinas de simple efecto. [13]

Este tipo de instalaciones es conveniente para potencias bajas (Hasta 15MW), en las que la generación eléctrica es muy importante en el peso del plan de negocio. Los motores son la maquina térmica que mas rendimiento térmico tienen. [13]

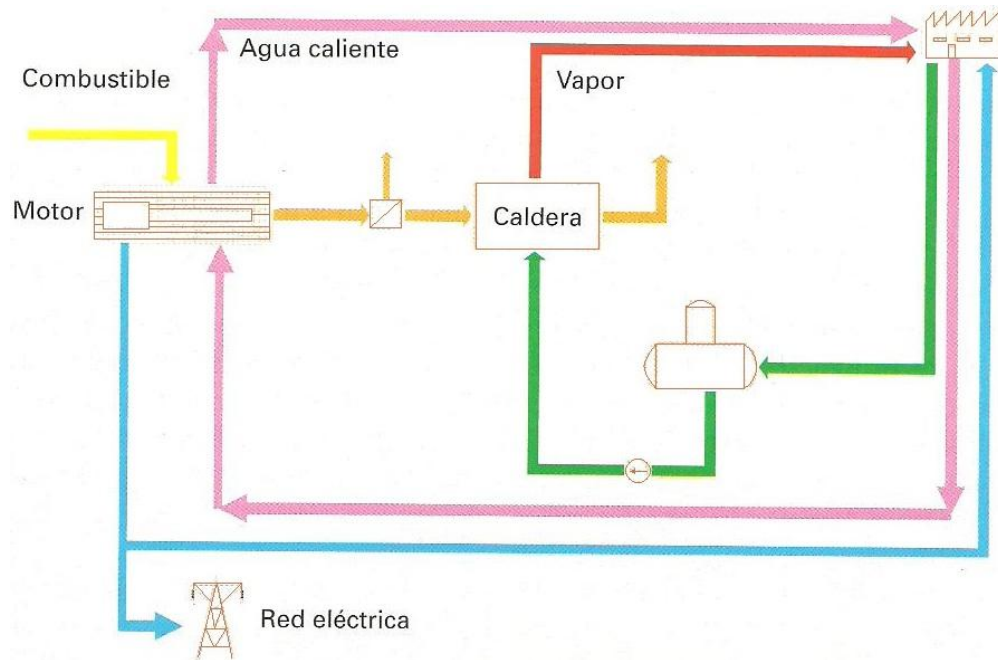


Figura 1.5. Esquema del ciclo de Cogeneración con motor alternativo [13]

1.3.2. COGENERACIÓN CON TURBINAS A GAS

En los sistemas con turbina de gas se quema combustible en un turbogenerador. Parte de la energía se transforma en energía mecánica, que se transformara con la ayuda del alternador en energía eléctrica. Su rendimiento eléctrico es normalmente inferior al de los motores alternativos, pero presentan la ventaja de que permiten una recuperación fácil de calor, que se encuentran concentrados en su práctica totalidad en los gases de escape, que están a una temperatura de unos 500°C, idónea para producir vapor en una caldera de recuperación. [13]

Cuando se presenta el denominado ciclo simple, el sistema consta de una turbina a gas y una caldera de recuperación, generándose vapor directamente a la presión de utilización en la planta de proceso asociada a la cogeneración. Su aplicación es adecuada cuando las necesidades de vapor son importantes (10t/h), situación que se encuentra fácilmente en numerosas industrias. Son plantas de

gran fiabilidad y económicamente rentables a partir de un determinado tamaño y si tiene un importante número de horas de funcionamiento con demanda de calor continua. [13]

Si la demanda de vapor (o calor de una forma más general) es mayor que la que pueden proporcionar los gases de escape, puede producirse una cantidad adicional utilizando un quemador de postcombustión, introduciendo combustible directamente a un quemador especial, con el que cuenta la caldera. Esto puede hacerse porque los gases de escape son aun suficientemente ricos en oxígeno. Por el contrario, el escape de un motor alternativo tiene un contenido de oxígeno menor del que permite una combustión segura, por lo que es necesario enriquecerlo previamente en oxígeno, si se quiere hacer la postcombustión y ante esta dificultad, se suele optar por mantener calderas auxiliares de reserva para el caso de necesidades suplementarias de calor. [13]

Existe la posibilidad de aprovechar directamente el calor de los gases de escape sin hacerlos pasar por una caldera. El gas de escape puede ser utilizado en aplicaciones tales como secaderos, bien aplicando directamente el gas de escape sobre el material a secar o a través de un intercambiador gas-aire. [13]

La crisis energética presentada en 1973, conllevó al incremento notable de las centrales termoeléctricas con ciclo combinado en modo de cogeneración, ya que representa un ahorro en el capital de la empresa y además una reducción considerable en la afectación del ambiente, en comparación con las turbinas a vapor convencionales.

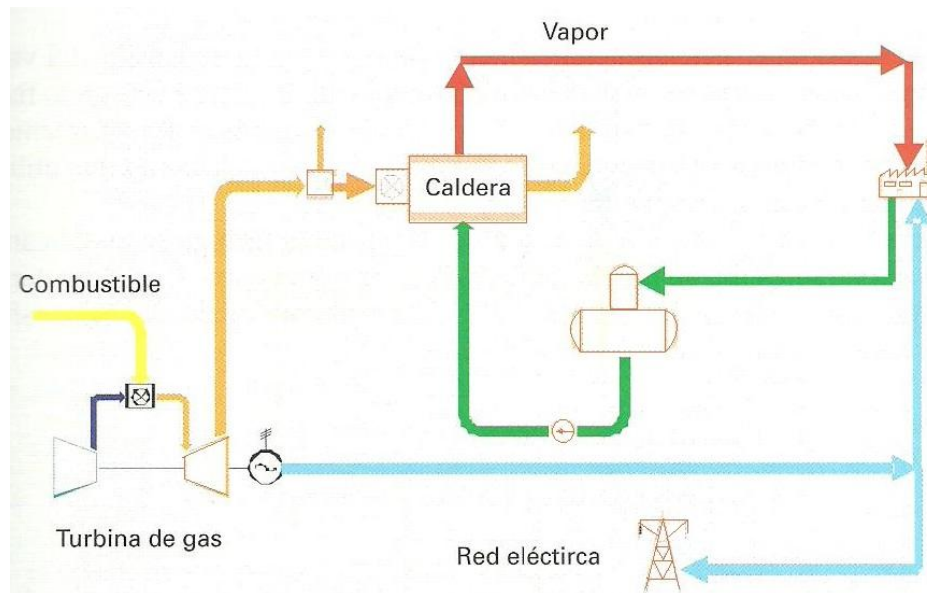


Figura 1.6. Esquema de cogeneración con turbinas a gas [13]

1.3.3. COGENERACIÓN CON TURBINA DE VAPOR

En estos sistemas, la energía mecánica se produce por la expansión del vapor de alta presión procedente de una caldera convencional. El uso de este ciclo fue el primero en cogeneración. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa y residuos. [13]

Dependiendo de la presión de salida del vapor de la turbina se clasifican en turbinas a contrapresión, en donde esta presión está por encima de la atmosférica, y las turbinas a condensación, en las cuales ésta está por debajo de la atmosférica y han de estar provistas de un condensador. [13]

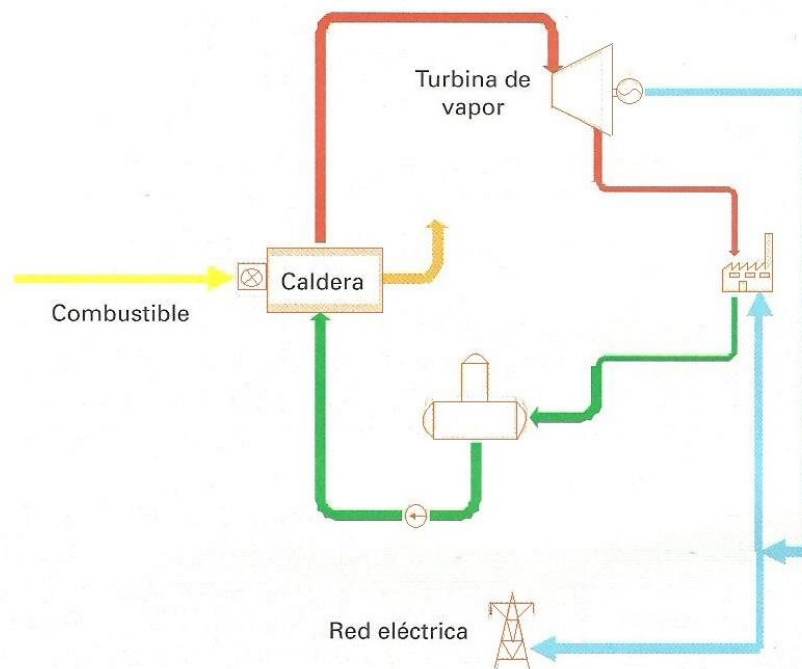


Figura 1.7. Esquema de cogeneración con turbina de vapor [13]

1.3.4. COGENERACIÓN EN CICLO COMBINADO CON TURBINA DE GAS

La aplicación conjunta de una turbina de gas y una turbina de vapor es a lo que se le denomina ciclo combinado. Los gases de escape de la turbina atraviesan la caldera de recuperación, donde se produce vapor a alta presión. Este vapor se expande en una turbina de vapor produciendo una energía eléctrica adicional. El escape de la turbina será vapor de baja presión, que puede aprovecharse como tal o condensarse en un condensador presurizado, produciendo agua caliente o agua sobrecalentada, que será utilizado en la industria asociada. En este tipo de ciclo, si la demanda de calor disminuye, el vapor sobrante en el escape de la turbina puede condensarse, con lo que toda la energía de los gases no se pierde sino que al menos se produce cierta cantidad de electricidad. [13]

En un ciclo combinado con turbina de gas el proceso de vapor es esencial para lograr la eficiencia del mismo. La selección de la presión y la temperatura del

vapor vivo se hacen en función de las condiciones de los gases de escape de la turbina de gas y de las condiciones de vapor necesarias para la fábrica. Por ello se requiere una ingeniería apropiada capaz de diseñar procesos adaptados al consumo de la planta industrial asociada a la cogeneración, que al mismo tiempo dispongan de gran flexibilidad que posibilite su trabajo eficiente en situaciones alejadas del punto de diseño. [13]

Una variante del ciclo combinado expuesto, en el que la turbina de vapor trabaja a contrapresión es el ciclo combinado a condensación, en el que el aprovechamiento del calor proveniente del primer ciclo se realiza en la turbina de vapor, quedando ésta como elemento final del proceso. El vapor de salida se condensa en un condensador que trabaja a presión inferior de la atmosférica, para que el salto térmico sea el mayor posible. [13]

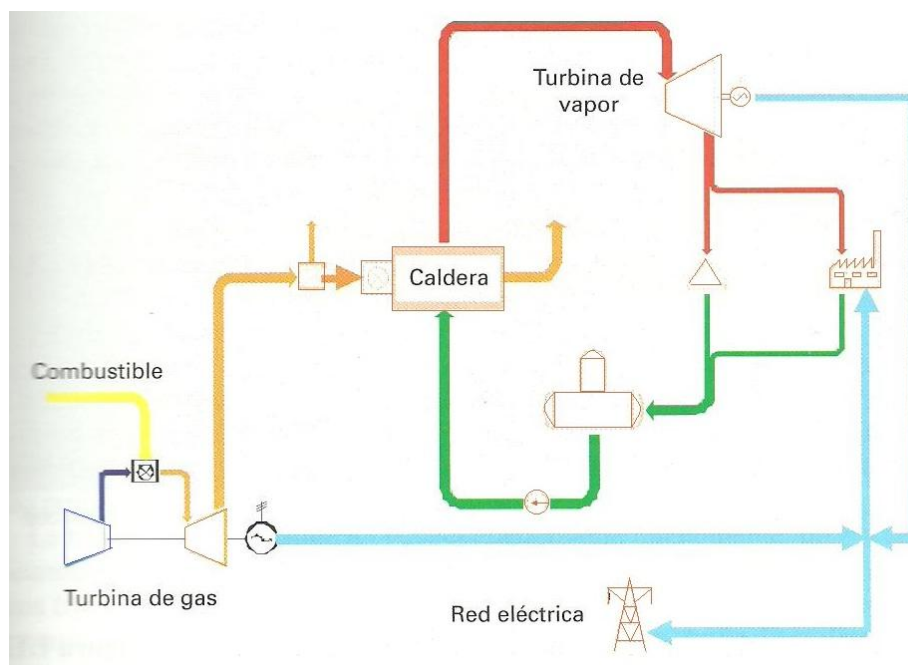


Figura 1.8. Esquema de cogeneración en ciclo combinado con turbina a gas [13]

1.3.5. COGENERACIÓN EN CICLO COMBINADO CON MOTOR ALTERNATIVO

En este tipo de plantas, el calor contenido en los gases de escape del motor se recupera en una caldera de recuperación, produciendo vapor que es utilizado en una turbina de vapor para producir más energía eléctrica o energía mecánica. El circuito de refrigeración de alta temperatura del motor se recupera en intercambiadores y el calor recuperado se utiliza directamente en la industria asociada a la planta de cogeneración. El rendimiento en la planta es alto, mientras que el térmico disminuye considerablemente. Es interesante para plantas con demandas de calor bajas. El calor del escape de la turbina de vapor también puede aprovecharse, en cuyo caso mejora el rendimiento global. [13]

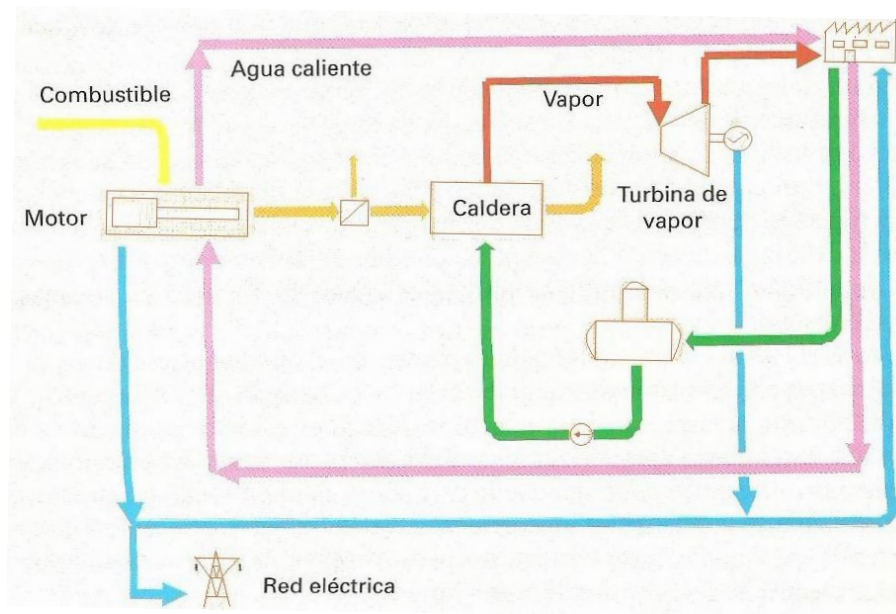


Figura 1.9. Esquema del ciclo combinado con motor alternativo [13]

1.3.6. TRIGENERACION

Suele referirse a la generación simultánea de tres tipos de energía: energía eléctrica, energía térmica en forma de calor y energía térmica en forma de frío, transformando posteriormente parte de esa agua caliente, sobrecalentada o vapor

en agua fría utilizando equipos de absorción, que tienen un ciclo térmico sencillo pero bastante ingenioso. [13]

La Trigeneración, permite a la cogeneración, que inicialmente, no era económicamente viable en centros que no consumieran calor, acceder a centros que precisen frío que se produzca con electricidad. Facilita a la industria del sector alimentario ser cogeneradores potenciales. Asimismo, permite la utilización de cogeneración en el sector terciario donde además de calor se requiere frío para climatización y que debido a la estacionalidad de estos consumos impedía la normal operación de una planta de cogeneración clásica. Al aprovecharse el calor también para la producción de frío, permite una mayor estabilidad en el aprovechamiento de calor. [13]

1.4. CICLOS AVANZADOS DE COGENERACION CON TG.

Los ciclos avanzados de cogeneración son usados para incrementar la eficiencia del ciclo aprovechando la energía que pueda ser desperdiciada. Entre los ciclos avanzados más representativos están:

1.4.1. CICLO BRAYTON CON REGENERACIÓN

Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria. Las turbinas de gas generalmente operan en un ciclo abierto. Se introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta sigue hacia la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura que resultan entran a la turbina donde se expanden hasta la presión atmosférica, produciendo potencia. Los gases de escape que salen de la turbina se expulsan hacia fuera, causando que el ciclo se clasifique como un ciclo abierto. [2]

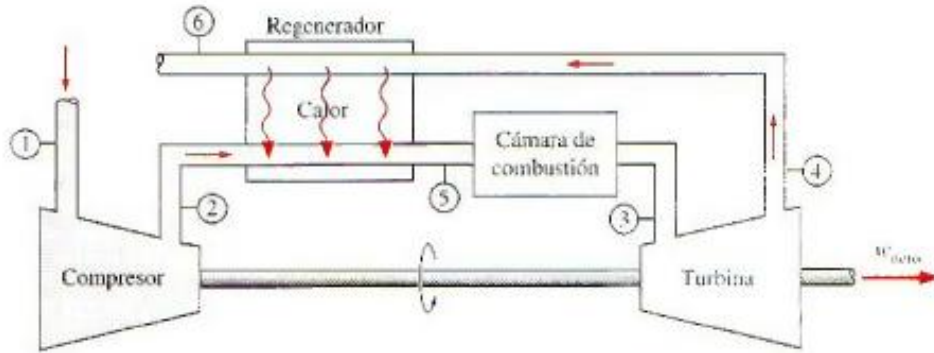


Figura 1.10. Esquema del ciclo brayton con regeneración [2]

1.4.2. CICLO BRAYTON CON INTERENFRIAMIENTO, RECALENTAMIENTO Y REGENERACIÓN

El trabajo neto de un ciclo de turbina de gas es la diferencia entre la salida de trabajo de la turbina y la entrada del trabajo del compresor, y que puede incrementarse si se reduce el trabajo del compresor o si se aumenta el de la turbina o ambas cosas. Como ya sabemos el trabajo requerido para comprimir un gas entre dos presiones especificadas puede disminuirse al efectuar el proceso de compresión en etapas y al enfriar el gas entre estas, es decir, usando compresión en etapas múltiples con interenfriamiento. Cuando el número de etapas aumenta, el proceso de compresión se aproxima al proceso isotérmico a la temperatura de entrada del compresor y el trabajo de compresión disminuye. [2]

De igual modo, la salida de trabajo de una turbina que opera entre dos niveles de presión aumenta al expandir el gas en etapas y recalentarlo entre estas; es decir, si se utiliza expansión en múltiples etapas con recalentamiento. Esto se lleva a cabo sin que se eleve la temperatura máxima del ciclo. Cuando se aumenta el número de etapas, el proceso de expansión se aproxima al proceso isotérmico.

La combustión en las turbinas de gas ocurre comúnmente con cuatro veces la cantidad requerida de aire para la completa combustión, para evitar temperaturas excesivas. Por lo tanto, los gases de escape son ricos en oxígeno y el recalentamiento puede lograrse sencillamente rociando combustible adicional en los gases de escape entre dos estados de expansión. [2]

El fluido de trabajo sale del compresor a una temperatura menor, mientras que de la turbina lo hace a una temperatura más alta, cuando se usa interenfriamiento y recalentamiento. Esto hace que la regeneración sea más atractiva dado que existe un mayor potencial para realizarla. También los gases que salen del compresor pueden calentarse a una temperatura más alta antes de que entren a la cámara de combustión debido a la temperatura mas elevada del escape de la turbina. [2]

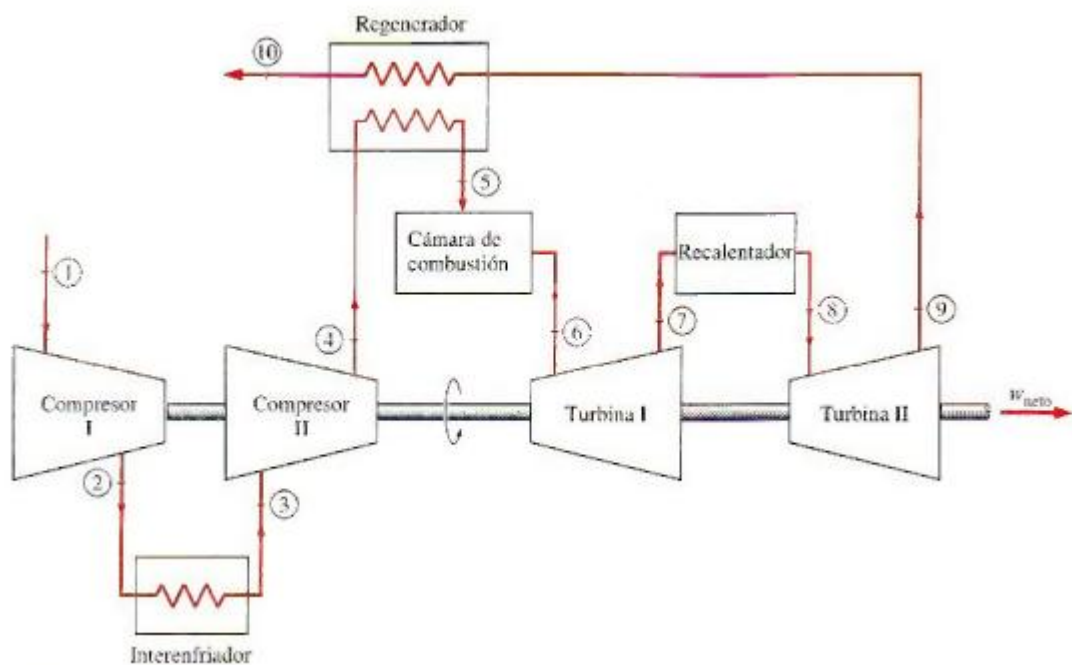


Figura 1.11. Esquema del ciclo brayton con interenfriamiento, recalentamiento y regeneración [2]

1.5. PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LAS TURBINAS A GAS

Son turbo máquinas usadas en ciclos de potencia como el ciclo Brayton y algunos ciclos de refrigeración, cuyo fluido de trabajo es un gas, producto de la quema de un combustible en una cámara de combustión.

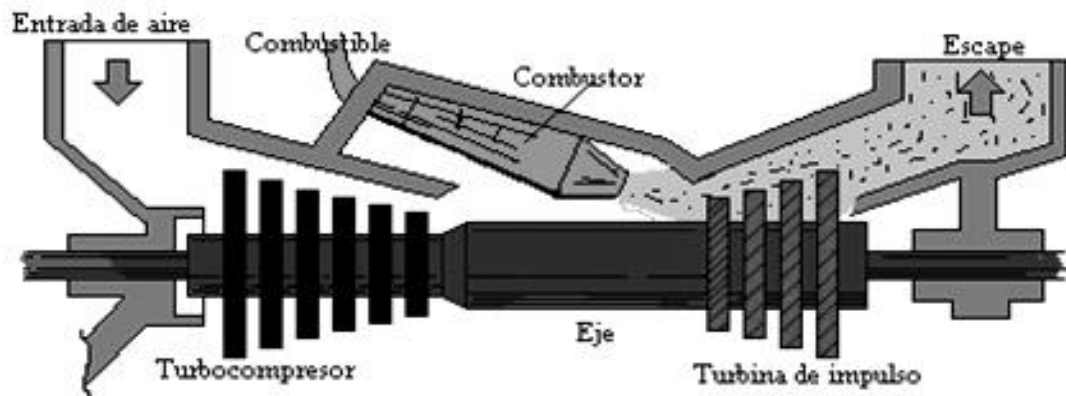


Figura 1.12. Esquema de funcionamiento de una turbina a gas

Las primeras turbinas a gas fueron concebidas por John parsons, en Inglaterra, en 1884, y en estados unidos, por Charles G. Curtis, en 1895. Ya en 1907 parecían presentarse prometedoras en parís, pero aun no estaban lo suficientemente desarrollados los turbobompresores como para que pudiera competir con otros tipos de motores. Por una parte el diseño del compresor era todavía precario, rendía poco y absorbía la mayor parte de la potencia generada en la turbina (alrededor del 80%). Por otra parte las temperaturas de trabajo de los gases en la turbina debían ser bajas para no dañar los alabes de esta, aproximadamente 600°C, con lo que se reducía la potencia disponible a un porcentaje muy bajo, de un 15%. [6]

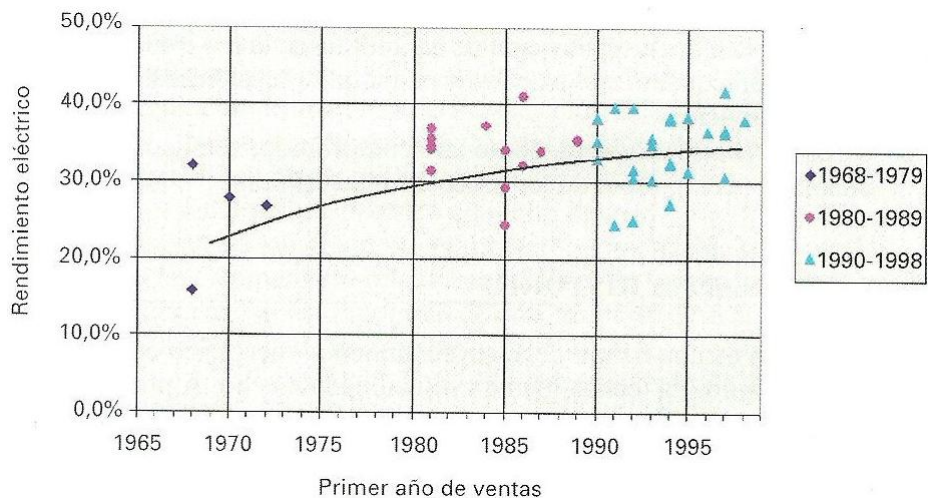
1.5.1. RENDIMIENTO DE TURBINAS A GAS

El uso de la turbina de gas estuvo así detenido hasta los años 30, en que, con el auxilio de la mecánica de fluidos, se pudieron mejorar las formas y diseños de los

turbocompresores y de las turbinas, al mismo tiempo que mejoraba la tecnología de los materiales. Y así, en la década de los 50, se logran rendimientos alrededor del 20%. Actualmente, la turbina a gas se impone en el mercado compitiendo, en ciertos casos, con la turbina de vapor. [13]

Tabla 1.1. Modelos y rendimientos de las turbinas a gas [13]

Modelo	Año de introducción	Potencia ISO (MW)	Temperatura de combustión (°C)	Rendimiento ISO (%)
G3142 (J)	1952	10,45	943	25,6
Solar Mars	1977	8,80	1.100	31,1
GE PGT 10	1986	9,90	1.150	32,0
GE LM 1600	1989	13,50	1.230	35,5
GE LM 6000	1992	41,60	1.320	40,3
GE LMS 100	2005	98,00	1.380	45,0



Grafica 1.1. Rendimiento eléctrico a través de los años [13]

Los turbocompresores han estado sujetos a un desarrollo intensivo con el fin de lograr las más altas relaciones de compresión (hasta de 1 a 30) con el mínimo número de escalonamientos posibles. Al incrementar la presión y la temperatura

de salida del aire del turbocompresor, se ha hecho necesario encontrar aleaciones que resistan el calor y eviten la fatiga y el desgaste. [13]

Estas maquinas son capaces de producir una gran cantidad de energía eléctrica en comparación con sus semejantes, las turbinas a gas se caracterizan por poseer una gran variedad de tamaños, pesos y producción de energía y además en los últimos 20 años se ha logrado aumentar su eficiencia de un 15% a un 45%. Estas características las hacen muy deseables en las industrias sobre todo para la generación de potencia. [13]

La turbina de potencias está diseñada para aprovechar la velocidad con que vienen los gases de salida de la cámara de combustión y transformar su energía cinética en energía mecánica rotacional. Todas sus etapas son por lo tanto de reacción, y deben generar la suficiente energía para alimentar al compresor y la producción de energía eléctrica en el generador. [6]

1.5.2. TIPOS DE TURBINAS A GAS

Las turbinas a gas pueden ser clasificadas en dependencia de la dirección del flujo o el uso que se le de a estas. En función del la dirección del flujo pueden ser clasificadas como:

- **Turbinas axiales:** se denominan de esta forma cuando los gases fluyen coaxialmente al eje de las maquinas. Son las de construcción más complicada, destacándose sobre todo su elevado rendimiento.
- **Turbinas radiales:** en este caso los gases de la combustión fluyen a alta presión radialmente en relación con el eje de la maquina. Son las más utilizadas para la generación de pequeñas potencias, ya que conjugan una notable sencillez constructiva con un diseño robusto, fácil mantenimiento y coste menor que las axiales.

En función del uso en el que sean empleadas:

- **Turbinas industriales:** estas turbinas presentan una elevada relación peso/potencia, así como un diseño conservador que permite un mantenimiento relativamente barato y una vida larga de sus componentes, lo que encarece su precio. Los niveles de ruido presentados por estas turbinas son mucho menores comparados con las turbinas aeroderivadas y además su rendimiento es ligeramente superior. Generalmente la relación de compresión de estas turbinas se encuentran alrededor de 15:1.
- **Turbinas aeroderivadas:** como su nombre lo indica esta clasificación de las turbinas se derivan de la aviación, se destacan por su ligereza y por las elevadas prestaciones a las que son sometidas, lo que obliga a un mantenimiento mucho más complejo y periódico. La potencia máxima desarrollada por estas máquinas están alrededor de las 35 MW y su relación de presión a 18:1. [6]

1.6. COMPRESORES

Un compresor es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tal como lo son los gases y los vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

Al igual que las bombas, los compresores también desplazan fluidos, pero a diferencia de las primeras que son máquinas hidráulicas, éstos son máquinas térmicas, ya que su fluido de trabajo es compresible, sufre un cambio apreciable de densidad y, generalmente, también de temperatura; a diferencia de los ventiladores y los sopladores, los cuales impulsan fluidos compresibles, pero no

aumentan su presión, densidad o temperatura de manera considerable. En general, los compresores son necesarios en todo sistema de alimentación con circulación forzada, en donde se requiera aumentar la presión de un fluido compresible. [6]

Debido a la gran cantidad de usos que tienen este tipo de maquinas, se clasifican de manera general en:

- Turbocompresores
- Compresores reciprocantes o de pistón
- Compresores rotativos positivos y bombas de vacío

En el caso específico del presente trabajo, se abordara solo la explicación de del funcionamiento y características de los turbocompresores.

En la industria de la generación de energía eléctrica, los turbocompresores son las maquinas encargadas de comprimir el aire y están constituidos principalmente por un rotor provisto de alabes, que gira sobre una carcasa de hierro fundido herméticamente cerrada de forma que pueda producirse un gradiente de presión entre la entrada y la salida de la maquina en virtud de la acción de los alabes del rotor sobre el fluido, es decir, estas maquinas operan con gradientes de presión dinámica. Según la dirección del flujo los turbocompresores pueden ser clasificados de dos maneras: centrífugos o radiales y axiales. [6]

1.6.1. TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS O RADIALES

En este caso de turbocompresores, el fluido de objeto de compresión entra al ojo de la tobera de admisión en dirección axial hasta alcanzar la parte central del impulsor, el cual obliga a un recorrido radial hacia fuera por los ductos divergentes entre alabes, ganando presión tanto por efecto de la acción centrífuga como por el cambio de velocidad relativa. El difusor o caja espiral, recoge el fluido a la salida

del impulsor dirigiéndolo hacia la descarga, reduciendo su velocidad y aumentando su presión. De esta formase gana en presión, tanto en el impulsor como en el difusor.

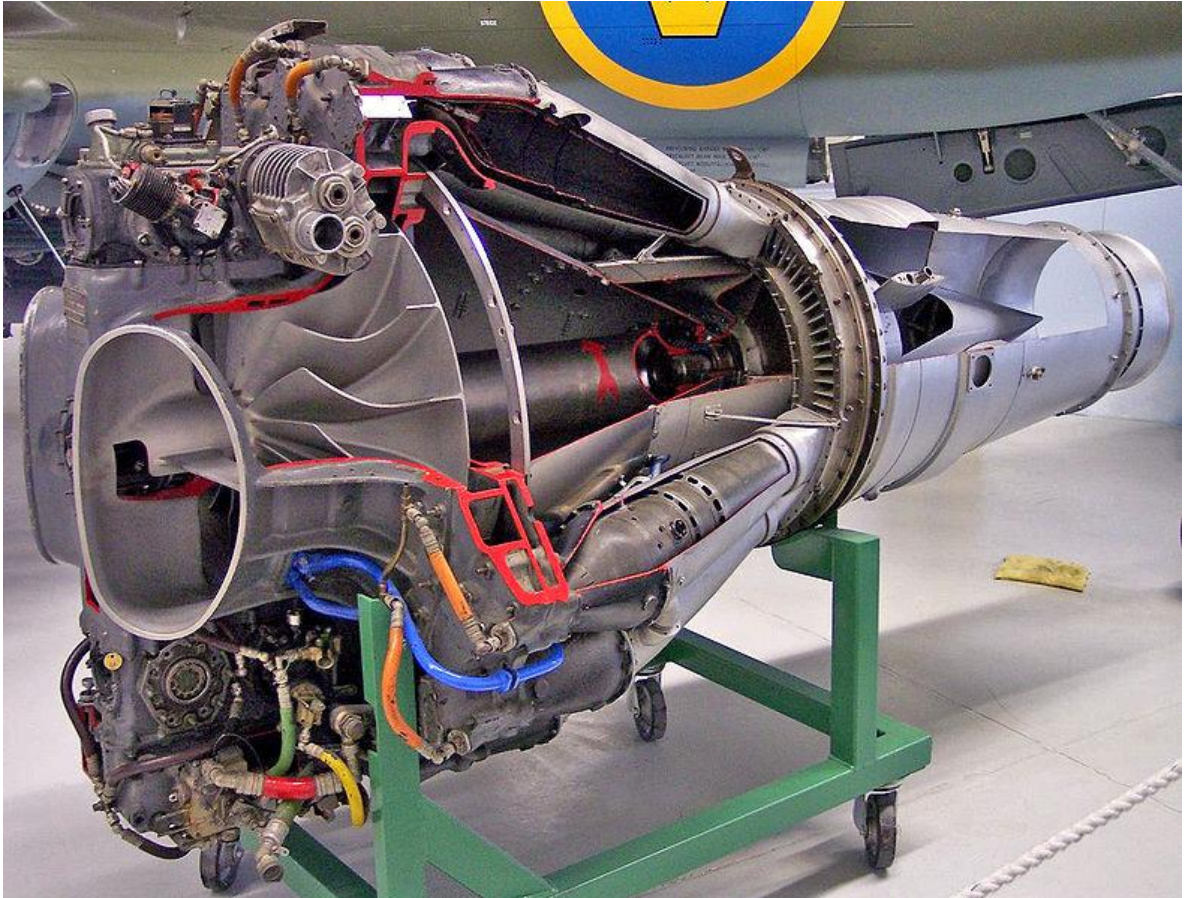


Figura 1.13. Turbocompresor centrífugo o de flujo radial. [24]

En los procesos industriales de compresión de aire o gases se exigen presiones elevadas que requieren turbocompresores de varios escalonamientos o pasos de compresión en serie. La relación de presiones suele ser la misma en cada uno de los escalonamientos por razones de rendimiento, por lo tanto la relación de presiones desde la entrada hasta la salida de la maquina será n veces el numero de escalonamientos que exista. En este caso las dimensiones de los impulsores o

ductos de paso son diferentes en cada escalonamiento, ajustándose al flujo volumétrico, el cual va reduciéndose por efecto de la compresión del fluido. [6]

1.6.2. TURBOCOMPRESORES AXIALES

El turbocompresor axial es una maquina rotativa esencialmente constituida por un rotor provisto de alabes, y un estator de alabes fijos a la carcasa que sirven de difusor y de directores de flujo, en el cual el fluido recorre la maquina en sentido axial y no cambia de sentido como en los centrífugos de flujo radial. La acción reciproca de alabes fijos y móviles determina en el fluido una ganancia en la carga de presión a expensas de la velocidad. La maquina es de las de tipo dinámico y debe trabajar en ducto cerrado para lograr el gradiente de presión deseada. [6]

El fluido que entra a un turbocompresor axial es guiado por una corona de alabes directores, hacia la primera corona de alabes del rotor donde la maquina comunica al fluido una energía tanto bajo la forma de presión como de velocidad. El rotor descarga el fluido sobre la corona de alabes del estator, en la cual, la energía de velocidad ganada en el rotor se convierte teóricamente en energía de presión, en virtud del efecto de difusión que se opera en los ductos divergentes entre alabes. El estator no solo hace de difusor sino que sirve también de guía del fluido al rotor siguiente, para una incidencia correcta de aquel sobre los alabes de este. Un rotor y un estator constituyen un escalonamiento. A la salida del ultimo escalonamiento existe una corona de alabes estacionarios para la guía del fluido. [6]

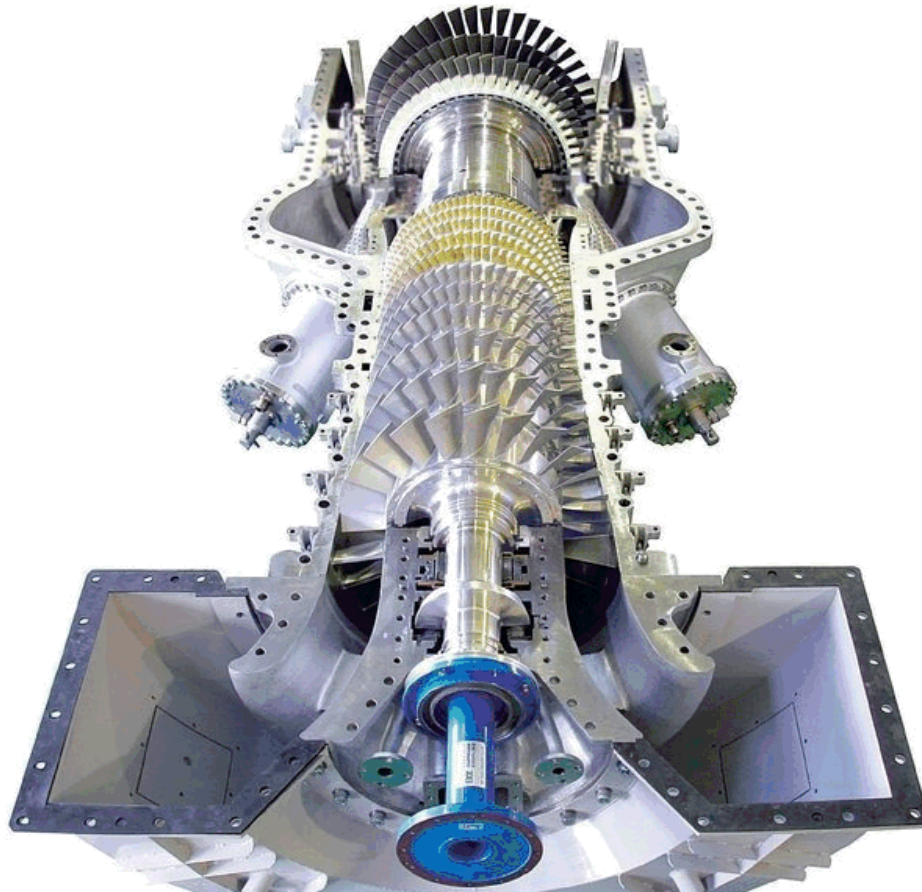


Figura 1.14. Turbocompresor axial de 11 etapas [15]

1.6.3. TURBOCOMPRESORES AXIALES-RADIALES

Este tipo de turbocompresores es un compresor moderno que permite combinar alto gasto volumétrico (40 a $150\text{m}^3/\text{s}$) con relativa alta presión de descarga (alrededor de 8 a 10 bar). La primera fase de compresión lógicamente se efectúa con la forma axial que permite gastos volumétricos más grandes reduciendo el volumen del fluido por la compresión, para después pasar a los escalonamientos centrífugos para llevarlo a las presiones más altas. Por ello, el rendimiento de este tipo de compresor es muy elevado al combinar alto flujo y alta presión. [6]

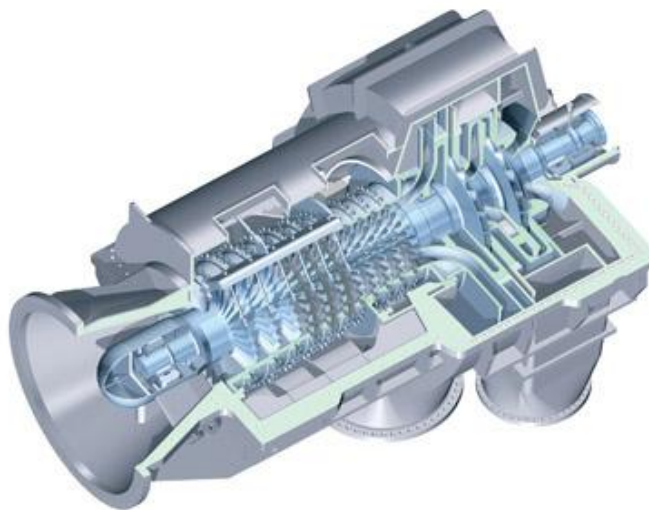


Figura 1.15. Turbocompresor axial-radial, con 11 etapas axiales y 2 radiales. [26]

1.7. CAMARA DE COMBUSTION

La cámara de combustión o combustor, es un calentador de aire de fuego directo en el cual el combustible se quema casi estequiometricamente con un tercio o menos del necesitado en función del aire descargado del compresor. A la cámara de combustión ingresa aire a alta presión proveniente del compresor para elevarle la temperatura por medio de la quema de un combustible y enviarlo a la entrada de la turbogas. [6]

Existen muchos tipos de combustores pero los más importantes son los tubulares, tubo-anulares y anulares. A pesar de que hay muchos y diferentes diseños todas las cámaras de combustión de las turbinas a gas tienen 3 características: zona de circulación, zona de quemado y zona de dilución. La función de la zona de recirculación es la de evaporar, en parte quemar y preparar el combustible para una combustión rápida en la zona de la quema. Al final de la quema del combustible es posible que todo el combustible se haya quemado entonces la

zona de dilución se encarga de mezclar el excedente del aire con los gases de la combustión. [6]

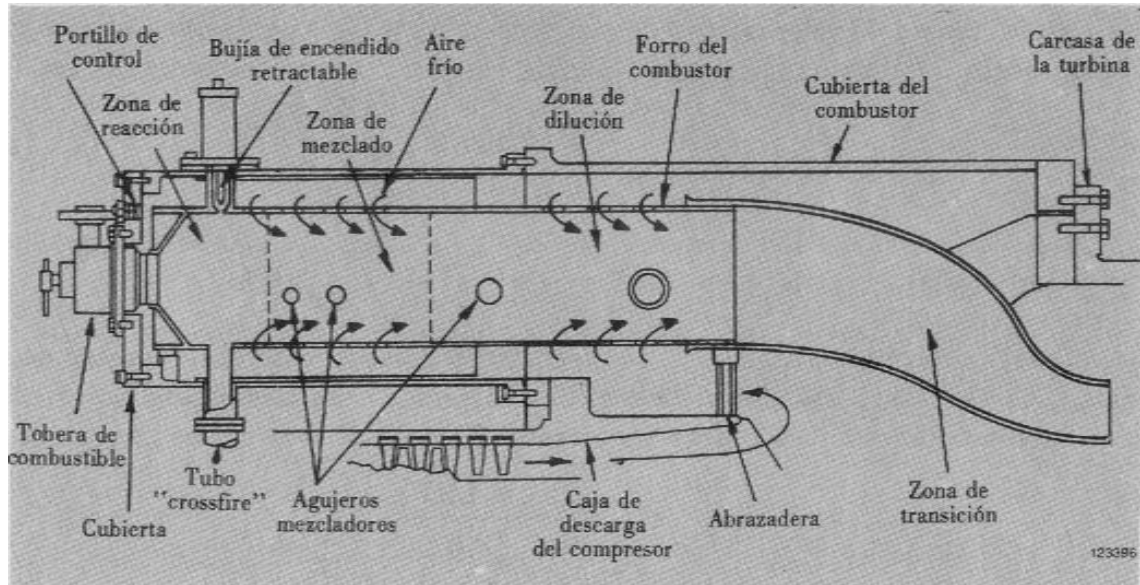


Figura 1.16. Esquema y funcionamiento de una cámara de combustión. [6]

En el proceso de inyección del aire se pueden resaltar 3 fases, como lo son: aire primario, aire secundario ya aire terciario.

El aire primario lo constituye entre un 15 y 20% del aire total suministrado, conformando una mezcla rica con el propósito de alcanzar una temperatura elevada y a la vez una combustión rápida. El aire secundario corresponde a un 30% aproximadamente, y se introduce a través de orificios hechos al tubo de la llama para completar la combustión. Para conseguir un rendimiento elevado se hace necesario que estas inyecciones de aire se realicen en puntos adecuados con el fin de no enfriar localmente la llama. Por ultimo, el aire terciario (aire restante) que constituye entre un 50 y 55%, este aire se mezcla con los productos de la combustión en la zona de dilución, con el objeto de disminuir su temperatura hasta la temperatura requerida por la turbina. En esta etapa del proceso se debe

prever una turbulencia suficiente para que las corrientes frías y calientes se mezclen a fondo y de esta manera poder conseguir una distribución de temperaturas a la salida prefijada de antemano. [6]

1.8. GENERADORAS DE VAPOR RECUPERADORAS DE CALOR

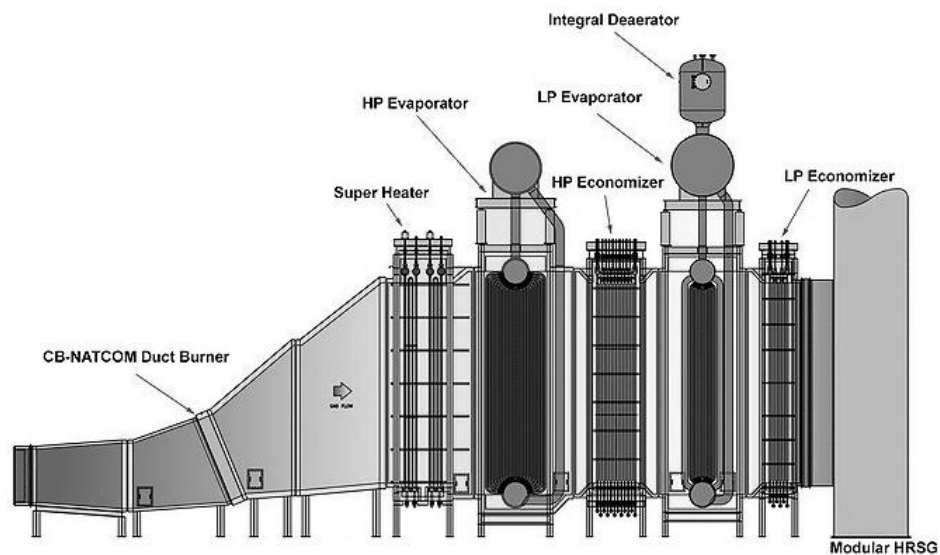


Figura 1.17. Caldera recuperadora de calor HRSG. [27]

Las calderas son los componentes en las centrales termoeléctricas encargados de generar vapor por medio de la ebullición del agua, a una determinada presión de operación para que sirva de fluido de trabajo en la turbina y en el aprovechamiento de la energía térmica en algún proceso industrial.

El desarrollo de la caldera pirotubular tuvo su inicio en los estados unidos, probablemente por la facilidad de fabricación. Hasta el año 1880 solo se usaban calderas que se alimentaban a mano y la presión del vapor era tan baja que no pasaba de los $9 \frac{kg}{cm^2}$. Tal como se construían las calderas no excedían de $84m^2$ de

superficie de calefacción por medio de anchura del hogar. Considerando que el coste de la energía requerido en los procesos era el menor de la producción, se dio poca importancia al rendimiento y consumo de la caldera. Dicha eficiencia se encontraba alrededor de 50% y 65%. Además de esto los rendimientos han presentado a un aumento como consecuencia de la recuperación de calor en equipos como economizadores y calentadores de aire. [6]

Con la instalación de la caldera de Pearl Street en Nueva York se introdujo el uso de la alimentación mecánica y de la caldera acuotubular, consiguiendo aumentar la presión del vapor hasta 14kg/cm^2 . De esta manera se evidenció la manera de obtener potencia a menor costo y aumentar la presión y temperatura. Aunque existen numerosos diseños y patentes de fabricación de calderas, cada una de las cuales puede tener características propias, las calderas podrían ser clasificadas en dos grupos; calderas piro-tubulares y acuotubulares.

Estas calderas, también son conocidas como calderas recuperadoras de residuos de calor o calderas recuperadoras de calor (HRSG), forman una parte fundamental de las plantas químicas, refinerías, plantas de potencia y sistemas de procesos. Estas pueden ser clasificadas en diferentes formas en dependencia de su aplicación, el tipo de caldera usada, si los gases de combustión son usados para proceso o principalmente para recuperar energía, limpieza del gas, y la configuración de la caldera, por mencionar unas pocas.

Las calderas recuperadoras HRSG se componen principalmente de tres partes principales: el sobrecalentador, evaporador y el economizador. Estos componentes se ubican de tal forma que cumplan su función en la unidad, ya sea cuando la caldera es vertical u horizontal, dependiendo de la dirección del flujo.

Si la corriente de gas es limpia, los tubos de agua de la caldera podrían ser usadas superficies extendidas para aumentar el área de transferencia de calor. En aplicaciones en donde el combustible es sólido o líquido, los gases de la combustión generalmente son sucios y podrían contener componentes corrosivos, **vapores de ácido**, ceniza y partículas. Si la ceniza contiene componentes de sodio, potasio o metales no ferrosos, es probable la formación de escoria sobre la superficie de transferencia de calor si estos componentes se funden. En estos casos los tubos desnudos de la caldera se disponen para ser limpiados por sopladores de hollín o por medio de golpes ligeros.

1.8.1. CALDERAS ACUATUBULARES

En estas calderas el agua circula por el interior de los tubos que conforman un circuito cerrado a través del calderín o calderines que constituye la superficie de intercambio de calor de la caldera. Además de esto pueden estar dotadas de otros componentes intercambiadores de calor, como lo es el sobrecalentador, recalentador, economizador, etc.

Estas calderas poseen un hogar configurado por tubos de agua, tubos y refractarios, o solamente refractario, en el cual se produce la combustión del combustible, estableciendo la zona de radiación de la caldera. Las calderas acuatubulares se pueden clasificar de diferentes maneras: de acuerdo a la forma de los tubos (rectas o dobladas), la posición del domo (longitudinal o cruzada), circulación del agua (forzada o natural), número de domos, servicio (móvil o estacionario), capacidad y condiciones térmicas.



Figura 1.18. Caldera acuotubular [28]

Los gases calientes de la combustión son conducidos a través del circuito de la caldera, el cual se encuentra configurado por paneles de tubos que constituyen la zona de convección de la caldera. Finalmente los gases serán expulsados por una chimenea.

1.8.2. CALDERAS PIROTUBULARES

Se denominan de esta manera porque a diferencia de las calderas acuotubulares, en estas los gases calientes procedentes de la combustión circulan por el interior de los tubos cuyo exterior esta bañado por el agua de la caldera. El combustible se quema en un hogar, en donde tiene lugar la transmisión de calor por radiación, y los gases resultantes, se les hace circular a través de los tubos que constituyen el haz tubular de la caldera, y donde tiene lugar el intercambio de calor por conducción y convección.

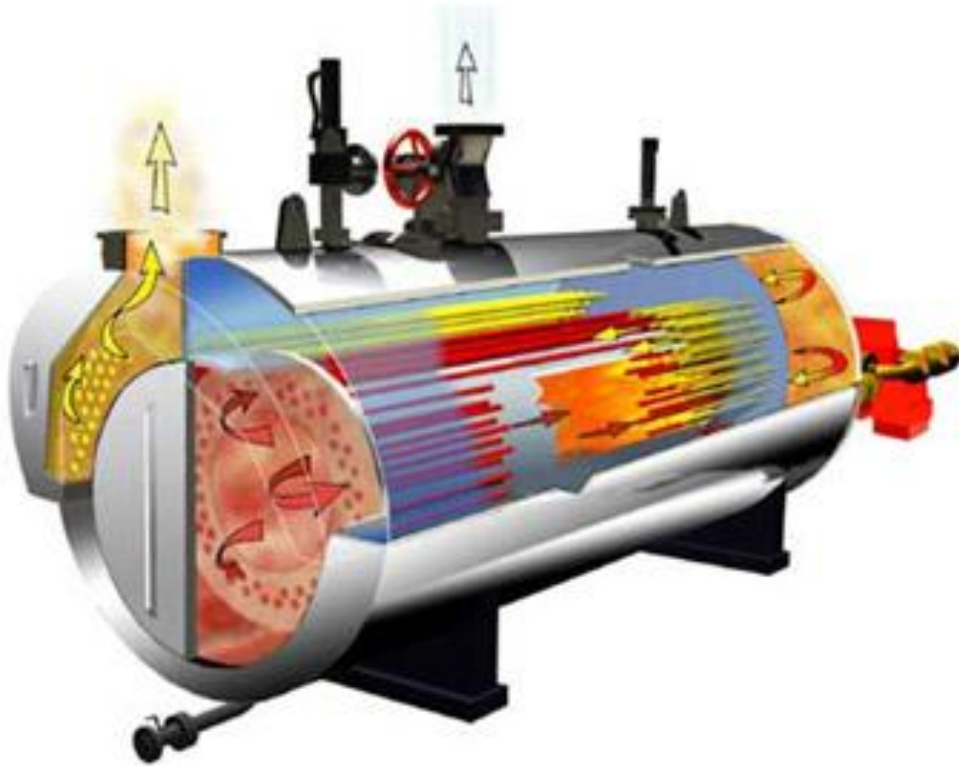


Figura 1.19. Caldera pirotubular [29]

Las altas presiones son una de las mayores limitantes de estas calderas (Hasta 250 psi). En el diseño más común se utiliza una presión de operación de 150 psig y capacidades de hasta 18000 lb/h. La fuerza que esta presión ejerce a lo largo del tambor es dos veces la fuerza que se ejerce alrededor de la circunferencia. De la premisa anterior se deduce que para altas presiones y capacidades de carga mayores se necesitarían paredes extremadamente gruesas, lo que las hace antieconómicas. Una ventaja de la caldera de tubos de fuego con respecto a las acuatubulares, es la habilidad que tienen para cumplir con las fluctuaciones de carga amplia y repentina con solo ligeros cambios de presión, esto gracias a la gran cantidad de agua almacenada en el depósito. Actualmente estas calderas se utilizan para plantas industriales pequeñas o para sistemas de calentamiento.

1.9. PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES – ABOCOL

Abocol es una empresa fundada en el año 1964, encargada de la producción y comercialización de fertilizantes y productos químicos para la nutrición vegetal. Actualmente, se hace de indispensable necesidad el uso de recursos energéticos térmicos y eléctricos, en sus procesos de producción. Para esto, cuenta con una planta de servicios industriales que genera casi en su totalidad la energía requerida para abastecer el consumo de la empresa. Esta planta, opera en un ciclo combinado a modo de cogeneración compuesta básicamente por una turbina a gas, una turbina a vapor y cuatro calderas acuotubulares, una de ellas recuperadora de calor (HRSG).

En el año 1978, es instalada la turbina a vapor con la finalidad de abastecer el consumo eléctrico de la empresa, con una generación de 10 MW aproximadamente, a partir del vapor generado por 3 calderas acuotubulares, dispuestas en paralelo; dos de ellas con una producción de vapor de 40.000 lb/h y la restante 100.000 lb/h. Las líneas de vapor de estas calderas están unidas a un cabezal principal del cual se suministra vapor a los procesos y a la turbina para su aprovechamiento en la generación eléctrica.

El continuo crecimiento y expansión de la empresa en la última década ha incrementado la demanda de consumo energético, tanto así que en el 2007 se optó por aumentar dicha generación. Para lograr esto, se implementó una nueva unidad de generación compuesta por una turbina a gas tipo industrial, y una caldera recuperadora de calor para aprovechar los gases expulsados por la turbina y completar el sistema de cogeneración.

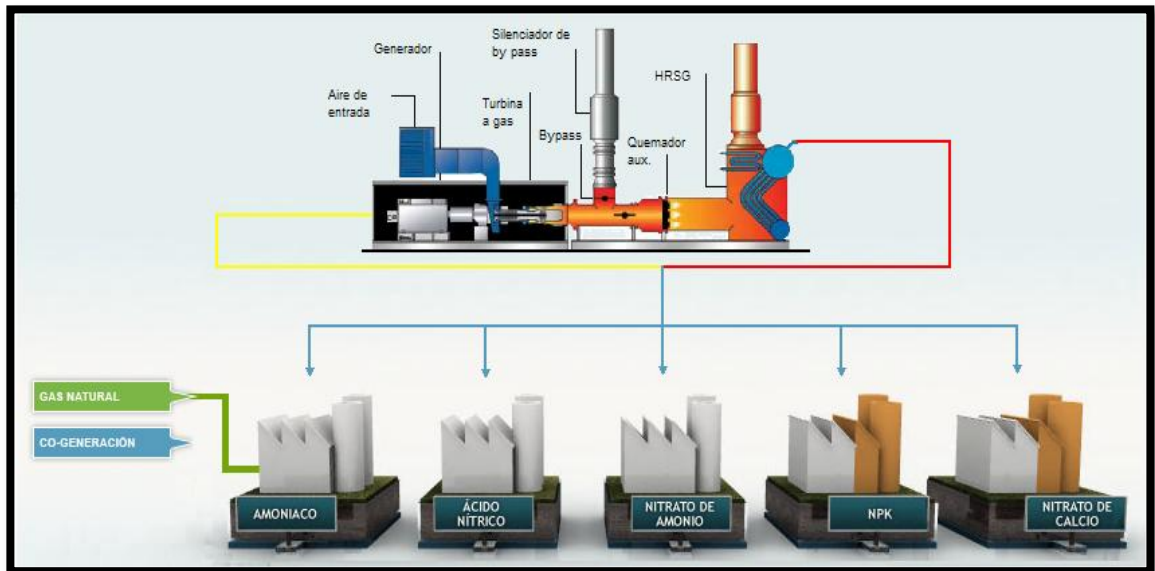


Figura 1.20. Representación grafica de la cogeneración con TG en Abocol.

1.9.1. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA COGENERADORA CON TURBINA A GAS

El sistema de cogeneración con turbina a gas, ubicado en la planta norte de Abocol, está compuesto por un compresor axial de 7 etapas que eleva la presión del aire tomado de la atmósfera para suministrarlo a la cámara de combustión. El sistema utiliza como fuente de energía primaria el gas natural, el cual se suministra a la cámara de combustión para mezclarse con el aire y lograr la reacción del combustible. Los gases productos de la combustión ingresan a una turbina a gas de 2 etapas a alta presión, la cual aprovecha la energía de estos a través de la dinámica de los alabes de rotor para transformarla en trabajo mecánico que luego es aprovechado por el compresor y el generador eléctrico.

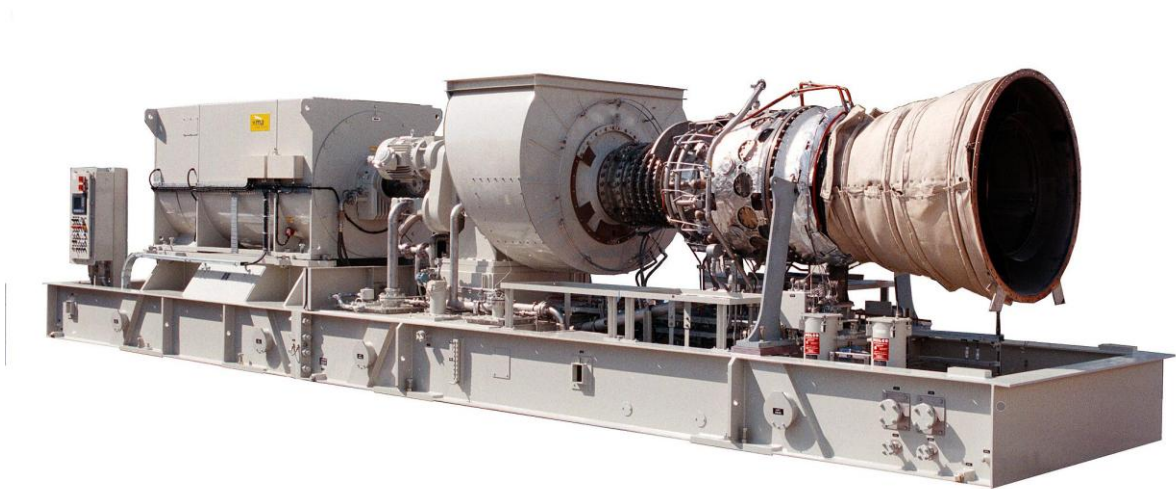


Figura 1.21. Turbina a gas, modelo TITAN 130 [21]

El flujo de gases a la salida de la turbina, posee una energía térmica substancial que será aprovechada por una caldera recuperadora de calor (HRSG) acoplada a la turbina, y de esta manera alcanzar un incremento en la generación de vapor y una mejora considerable de la eficiencia del ciclo.

1.9.2. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA TURBINA A GAS

La siguiente tabla muestra los datos nominales del conjunto generador de la turbina a gas:

Tabla 1.2. Especificaciones técnicas de la Turbogas.

TURBINA A GAS - TITAN 130, CAT.		
PARAMETROS NOMINALES	UNIDAD	VALOR
Potencia neta de salida	Kw	15290
Heat rate	Kj/Kw-h	9940
Flujo de combustible	GJ/h	152,2
Flujo de aire	Kg/s	49,4
Flujo gases de escape	Kg/h	180050
Temperatura gases de escape	°C	505
Humedad relativa	%	60
Eficiencia de la turbina	%	36,2

La turbina a gas es de tipo industrial y de ciclo simple de dos etapas en flujo axial, capaz de generar hasta 15,29 MW. El combustible utilizado en la turbina es el gas natural proveniente de la guajira, el cual tiene la siguiente composición nominal:

Tabla 1.3. Composición química del combustible utilizado.

COMPONENTE	FORMULA	PORCENTAJE VOLUMEN (%)
Metano	CH ₄	97,9912
Nitrógeno	N ₂	1,458
Dióxido de carbono	CO ₂	0,1829
Propano	C ₃ H ₈	0,0521
Etano	C ₂ H ₆	0,2599
i-butano	C ₄ H ₁₀	0,022
n-butano	C ₄ H ₁₀	0,0084
i-pentano	C ₅ H ₁₂	0,0078
n-pentano	C ₅ H ₁₂	0,0016
n-hexano	C ₆ H ₁₄	0,0161

Tabla 1.4. Propiedades del gas natural utilizado.

PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE		
Propiedad	Unidad	Valor
Gravedad específica		0,5654
Poder calorífico bruto real	Btu/pc	996,5
Densidad	Kg/m ³	0,689299

1.9.3. CARACTERÍSTICAS OPERACIONALES DE LA CALDERA RECUPERADORA DE CALOR

La caldera recuperadora de calor (HRSG) es de tipo acuotubular y maneja un solo nivel de presión (Alto), a ella ingresan los gases provenientes de la turbina a gas para elevar la temperatura del agua, evaporarla y llevarla al estado de vapor sobrecalentado.

La tabla 1.5, muestra las especificaciones nominales suministradas por el fabricante para garantizar el correcto funcionamiento de la caldera:

Tabla 1.5. Especificaciones HRSG, medidas a temperatura ambiente de 14,69 psia

Parámetros	Unidades	Quemador	Sin quemador
Flujo de vapor	Lb/h	92600	44700
Presión de vapor	Psig	650	650
Temperatura de vapor	°F	825	822
Temperatura de agua alimentar	°F	325	325
Flujo de gases turbina a gas	Lb/h	365766	365766
Temperatura de gases turbina gas	°F	963	963

La caldera esta compuesta por tres intercambiadores de calor: economizador, evaporador y sobrecalentador. El economizador esta ubicado en la base de la chimenea y esta dispuesto para un solo pasó por los gases de escape, a temperaturas de operación de 450 ° F aproximadamente. A el ingresa el agua de alimentación proveniente de la planta de tratamiento para elevar la temperatura y facilitar una rápida evaporación. El diseño del evaporador se dispone de un domo con tubos cruzados a un solo paso de los gases de escape. El agua proveniente del economizador llega al domo superior y por circulación natural desciende al domo inferior, pasa por los tubos evaporadores y luego retorna al domo superior provocándose la formación de una mezcla de agua y vapor saturado en el. El vapor saturado sale del domo superior e ingresa al sobrecalentador, el cual se compone de tubos descubiertos y sin aletas y se encuentra ubicado a la entrada de la caldera para recibir los gases calientes expulsados por la turbina, de esta manera eleva la temperatura del vapor hasta el estado de vapor sobrecalentado para después suministrarlo hacia el cabezal principal.

2. METODOLOGIA DE CALCULO

La metodología de cálculo presentada en el siguiente capítulo se basa principalmente en la información obtenida de las normas ASME para centrales de cogeneración con turbina a gas. La información recopilada y reelaborada para las condiciones de diseño en la planta de estudio, servirá para calcular los parámetros fundamentales en la evaluación de dicho sistema, como lo son:

- *Heat rate de la turbina*
- *Eficiencia y efectividad de la HRSG*
- *Heat rate de la central de cogeneración*
- *Eficiencia de térmica de la turbina*
- *Eficiencia térmica global de la planta*

2.1. DIAGRAMA DE FLUJOS EN LA PLANTA DE SERVICIOS INDUSTRIALES DE ABOCOL

La figura 2.1., representa cada componente de la planta de cogeneración con sus correspondientes flujos:

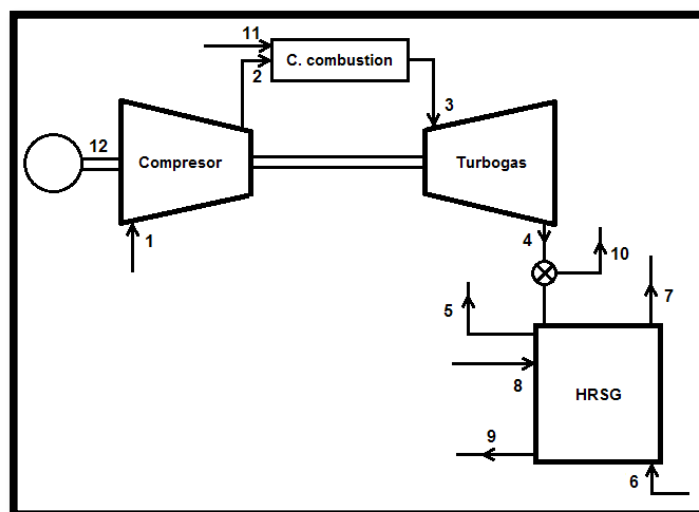


Figura 2.1. Diagrama de flujos ciclo de cogeneración con TG – Abocol.

La siguiente enumeración describe cada punto de medición de la planta de cogeneración, mostrados en la figura 2.1.:

- 1- Entrada de aire ambiente al compresor
- 2- Entrada de aire a la cámara de combustión, salida del compresor.
- 3- Entrada de los gases de combustión a la turbina.
- 4- Salida de los gases de la turbogas.
- 5- Salida de los gases a la chimenea, saliendo de la HRSG.
- 6- Suministro de agua de alimentar a la caldera recuperadora.
- 7- Vapor generado por la caldera recuperadora de calor
- 8- Suministro de combustible al quemador auxiliar de la HRSG.
- 9- Salida de las purgas a la HRSG.
- 10-Salida de los gases a la chimenea regulados con un Bypass.
- 11-Flujo de entrada del combustible a la cámara de combustión.
- 12-Potencia eléctrica generada por la turbina a gas.

2.2. METODOLOGÍA PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR

Las ecuaciones de cálculo fueron tomadas del libro “Compresores” de RICHARD W. GREENE. La eficiencia de los compresores se ve afectada de manera directa por el modo en que estos estén operando, lo que quiere decir, que existen diferentes métodos o formulas para calcular su valor.

De manera general un compresor se podría encontrar en alguna de las siguientes condiciones de funcionamiento:

- Que no se transfiera calor externo al gas ni se remueve calor del gas durante el proceso de compresión.
- Que no haya aumento de entropía.

- Que la temperatura del gas permanezca constante durante el proceso de compresión.
- Que la relación entre la presión y el volumen expresada por la ecuación PVn sea constante.

Conociendo esto se podría decir que la eficiencia puede ser adiabática, isoentropica, isotérmica y politrópica respectivamente. Pero las más comunes y las que serán objeto del presente trabajo de grado serán: la eficiencia isotérmica y adiabática. Lo que se desarrollara suponiendo un proceso isotérmico o un proceso adiabático.

Para las consideraciones mostradas en la figura 2.1., si se pudiera efectuar la compresión del gas sin fricción e isotérmicamente el trabajo requerido para aumentar la presión es:

$$w_{iso} = RT_1 \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (1)$$

Donde:

w_{iso} : trabajo isotermico del compresor $\left[\frac{Btu}{lbmol} \right]$

R : Constante de los gases $\left[1,986 \frac{Btu}{lbmol * R} \right]$

T_1 : Temperatura inicial [R]

P_1 : Presion de succion [psi]

P_2 : Presion de descarga [psi]

Entonces, la eficiencia de un compresor se define como el cociente del trabajo isotérmico y el trabajo real requerido para la compresión, así:

$$n_{iso} = \frac{w_{iso}}{w_a} \quad (2)$$

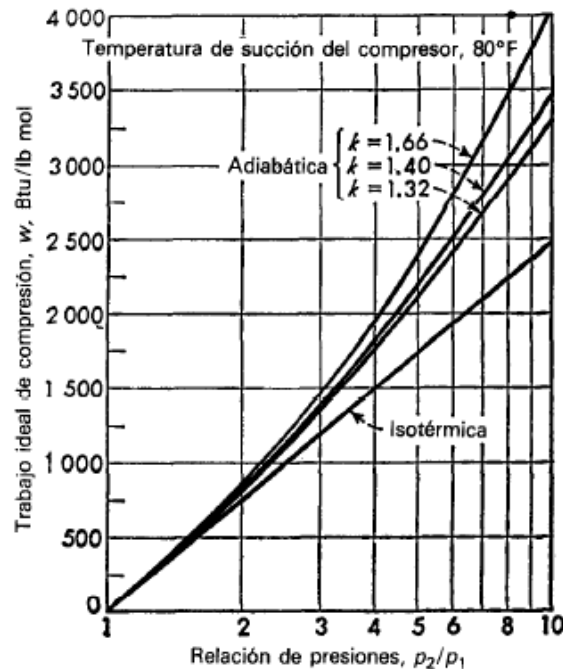
Por otro lado, la compresión adiabática y sin fricción de un gas ideal requiere un trabajo que se calcula mediante la siguiente expresión:

$$w_{adi} = RT_1 \left(\frac{k}{k-1} \right) \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (3)$$

Donde:

$$k = \frac{C_p}{C_v} : \text{relacion de los calores especificos}$$

La siguiente grafica permite obtener de manera más práctica y rápida el valor del trabajo ideal de compresión adiabático, en función de las relaciones de presión y de calor específicos del gas (k). Considerando una temperatura de succión de 80 °F. [12]



Grafica 2.1. Relación de presiones vs trabajo ideal de compresión [12]

Siendo así, la eficiencia adiabática puede ser expresada de la siguiente manera:

$$n_{adi} = \frac{W_{adi}}{W_a} \quad (4)$$

Como una nota importante para resaltar de este proceso, el siguiente diagrama de entalpia vs entropía muestra que el modelo ideal de compresión esta representado por la línea $1 - 2_{isen}$ entre las presiones 1 y 2, y como es sabido que en un compresor real la entropía aumenta si el proceso es adiabático, se forma la línea $1 - 2_{real}$ y se observa de que las irreversibilidades del sistema hacen que la eficiencia del compresor disminuya, ya que la entalpia debe ser mucho mayor.

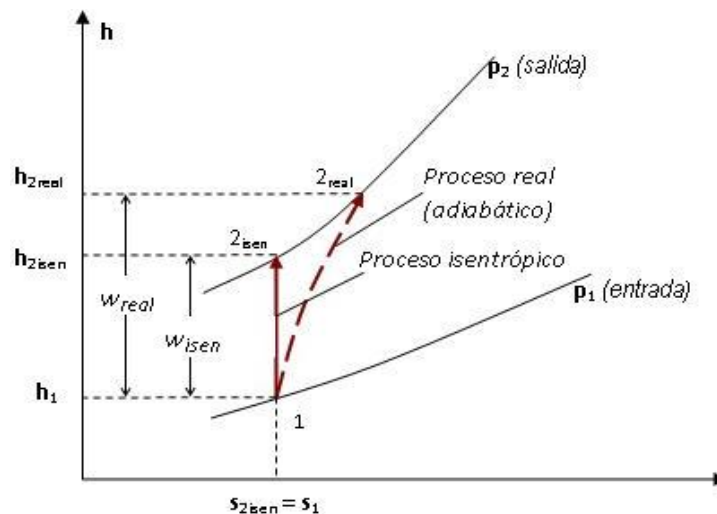


Figura 2.2. Digrama Entalpia vs Entropía en un proceso adiabático [12]

Si se desprecia el cambio de la energía cinética entre la entrada y la salida del compresor, se podría escribir la eficiencia adiabática en función de las entalpias de la siguiente manera:

$$n_c = \frac{h_{isen} - h_1}{h_{real} - h_1} \quad (5)$$

2.3. METODOLOGIA PARA EL CALCULO DE LA EFICIENCIA TERMICA DE LA TURBINA A GAS SEGÚN LA NORMA ASME PTC 22

El principal objetivo de esta norma consiste en la determinación de la potencia generada por una turbogas y la eficiencia térmica a condiciones específicas de operación. La eficiencia térmica puede ser también expresada como un consumo específico de combustible o Heat rate.

El heat rate es la cantidad de energía de entrada necesaria para producir una unidad de energía de salida, generalmente expresada en kJ/kWh, es también una medida de eficiencia de la generación de calor.

$$\text{Heat rate} = \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} \right] = \frac{\text{Entrada de calor a la turbina (Combustible)}}{\text{Potencia generada}}$$

De manera más específica el Heat rate se expresa de la siguiente manera:

$$q_s = \frac{q_r}{P} \quad (6)$$

Donde:

$$q_s: \text{Heat rate} \left[\frac{\text{Kj}}{\text{kwh}} \right]$$

$$q_r: \text{Consumo de calor} \left[\frac{\text{Kj}}{\text{h}} \right]$$

$$P: \text{Potencia generada} [\text{Kw}]$$

2.3.1. CALCULO DE CONSUMO DE CALOR

El consumo de calor en la turbina a gas es la cantidad de de energía consumida en el proceso y se determina mediante la ecuación 7:

$$q_r = V_{ng} \times LHV \quad (7)$$

Donde:

$$q_r: \text{Consumo de calor} \left[\frac{Kj}{h} \right]$$

$$V_{ng}: \text{Consumo de combustible por hora} \left[\frac{Nm^3}{h} \right]$$

$$LHV: \text{Poder calorifico inferior de combustible} \left[\frac{Kj}{Nm^3} \right]$$

2.3.2. CALCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE

El índice de consumo específico de combustible relaciona el consumo de combustible por hora y la potencia generada neta. Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$W_s = \frac{V_{ng}}{P} \quad (8)$$

Donde:

$$W_s: \text{Consumo especifico de combustible} \left[\frac{Nm^3}{kW * h} \right]$$

$$P: \text{Potencia electrica neta generada} [kW]$$

$$V_{ng}: \text{Consumo de combustible por hora} \left[\frac{Nm^3}{h} \right]$$

El consumo de combustible por hora de la planta, se determina de la siguiente manera:

$$V_{ng} = \frac{\dot{m}_f}{\rho_{sf}} \quad (9)$$

Donde:

\dot{m}_f : Flujo masico de combustible $\left[\frac{lb}{h}\right]$

ρ_{sf} : Densidad estandar del combustible $\left[\frac{lb}{Nm^3}\right]$

2.3.3. EFICIENCIA TERMICA DE LA TURBINA A GAS EXPRESADA EN %

La eficiencia térmica de la turbina a gas representa la relación entre la potencia generada y el consumo de calor y se calcula mediante la ecuación 10:

$$n_{gt} = \frac{3600 \times P}{q_r} \times 100\% \quad (10)$$

n_{gt} : Eficiencia termica de la turbina a gas basada en la potencia generada

P : Potencia electrica neta generada [Kw]

q_r : Consumo de calor $\left[\frac{Kj}{h}\right]$

2.3.4. EFICIENCIA GLOBAL DE LA CENTRAL DE COGENERACION

La eficiencia global de cogeneración es la relación de la energía térmica que sale con el vapor y la potencia generada sobre el consumo de calor, y se calcula mediante la ecuación 11.

$$n_{plant} = \frac{(P * 860 * 4,19) + [W_s * (h_7 - h_6)]}{V_{ng} * Q_{lo}} \times 100 \quad (11)$$

Donde:

n_{planta} : Eficincia global de la central de cogeneracion expresada en %

P : Potencia electrica neta generada [kW]

W_s : Vapor generado $\left[\frac{kg}{h}\right]$

h_7 : Entalpia del vapor a la salida de la HRSG $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

h_6 : Entalpia del agua alimentar a la HRSG $\left[\frac{kJ}{kg}\right]$

V_{ng} : Consumo de combustible por hora $\left[\frac{Nm^3}{h}\right]$

Q_{lo} : Poder calorifico inferior del combustible $\left[\frac{kJ}{Nm^3}\right]$

2.3.5. HEAT RATE DE LA CENTRAL DE COGENERACION

El heat rate de la central de cogeneración se calcula mediante la ecuación 12:

$$q_{cogen} = \frac{860 * 4,19 * 100}{n_{planta}} \quad (12)$$

Donde:

q_{cogen} : Heat rate basado en la potencia neta generada y el vapor $\left[\frac{kJ}{kW * h}\right]$

n_{planta} : Eficincia global de la central

2.4. REELABORACION DE LA METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE LA EFICIENCIA DE LA HRSG SEGÚN LA NORMA INTERNACIONAL ASME PTC 4.4.

En esta sección se explicara la metodología para calcular los valores de eficiencia y efectividad según los códigos de la ASME y reestructurarla a las condiciones de operación en ABOCOL. En esta norma se utilizan dos métodos de calculo para la medición de la eficiencia, el método directo que es conocido también como el método e entrada y salida y el método indirecto o método de las perdidas. Además, se establece un método para el cálculo de la efectividad en una HRSG.

2.4.1. METODO DIRECTO

El método directo o método de entrada y salida, plantea el calculo de la eficiencia por medio de la relación entre la energía de salida y de entrada.

$$n = \frac{\text{Energía de salida}}{\text{Energía de entrada}} \times 100\% \quad (13)$$

En una caldera recuperadora de calor la energía de salida esta representada por el calor absorbido por el fluido de trabajo, y la energía de entrada es el total del calor suministrado a la caldera recuperadora.

$$n = \frac{\text{Calor absorbido por el fluido de trabajo}}{\text{Calor de los gases de escape de la turbina} + \text{Calor en el combustible suplementario} + \text{Creditos de calor}}$$

Donde, el calor absorbido por el fluido de trabajo se determina mediante la diferencia de entalpia del vapor menos la del agua de alimentar, multiplicado por el flujo másico, expresado de la siguiente manera:

$$\text{Energía de salida} = \text{Calor absorbido} = \dot{m}_{\text{vapor}}(h_{\text{vapor}} - h_{\text{agua}}) \quad (14)$$

Nota: La energía térmica existente en las purgas no fue tomada en cuenta como energía de salida, debido a que no hace parte de la energía útil del proceso.

El calor suministrado en la caldera recuperadora (energía de entrada) se determina mediante la suma de: el calor de los gases de escape de la turbina, el cual es la energía térmica disponible que poseen los gases de combustión después de haber pasado por la turbina; mas el calor en el combustible suplementario que hace referencia a la energía química del combustible que puede ser transformada en energía térmica; y los llamados créditos de calor que se definen como la cantidad de calor añadido a la HRSG, diferentes del calor sensible en los gases de escape de la turbina y el calor químico del combustible suplementario. Estos créditos incluyen cantidades de calor sensible en el combustible suplementario, el aire de entrada y el vapor atomizado, y el calor de la conversión de energía en la bomba de circulación y de los ventiladores en el aire primario. Para las consideraciones mostradas en la figura 2.1., tenemos:

$$\begin{aligned} \text{Energía de entrada} &= E_{GE} + E_{COMB.S.} \\ \text{Energía entrada} &= \dot{m}_4(Cp_4 * T_4 - Cp_R * T_R) + \dot{m}_8LHV \end{aligned} \quad (15)$$

Donde:

\dot{m}_4 : Flujo de masa de los gases de escape $\left[\frac{Lb}{h} \right]$

Cp_4 : Calor específico de los gases de escape $\left[\frac{Btu}{Lb^{\circ}F} \right]$

Cp_R : Calor específico de los gases de escape a la temp. de referencia $\left[\frac{Btu}{Lb^{\circ}F} \right]$

T_4 : Temperatura de los gases de escape a la entrada de la caldera [$^{\circ}F$]

T_R : Temperatura de los gases de escape a la entrada de referencia [$^{\circ}F$]

\dot{m}_g : Flujo de masa del combustible suplementario $\left[\frac{Lb}{h}\right]$

LHV: Poder calorífico inferior del combustible $\left[\frac{Btu}{ft^3}\right]$

Los créditos de calor son aproximadamente cero, debido a que no hay precalentamiento del combustible y el aire antes de ingresar a la cámara de combustión, además el calor añadido por la bomba al agua de alimentar caldera y la variación de la temperatura del aire al pasar por los ventiladores es despreciable.

2.4.2. METODO INDIRECTO

También llamado método de las pérdidas, define la eficiencia de un generador de vapor como el 100 por ciento menos un cociente expresado en porcentaje. El cociente consiste de la suma de todas las pérdidas divididas entre la energía de entrada. En términos generales, la eficiencia se expresa de la siguiente manera:

$$n = \left(1 - \frac{L}{\text{Energía de entrada}}\right) \times 100\% \quad (16)$$

$$n = \left(1 - \frac{\text{Pérdidas de calor}}{\text{Calor de los gases de escape de la turbina} + \text{Calor en el combustible suplementario} + \text{Creditos de calor}}\right) \times 100\%$$

L : Total de pérdidas de calor en la recuperadora de calor $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

Este método requiere mediciones precisas de la entalpía de los gases de escape a la entrada de la HRSG, la energía del combustible suplementario, los créditos de calor y las pérdidas de calor. De la ecuación 16 y para las consideraciones

mostradas en la figura 2.1., las pérdidas de calor están representadas de la siguiente manera:

$$Perdidas\ de\ calor = P_{chimenea} + P_{rad} + P_{conv} + P_{purgas} + P_{CO} \quad (17)$$

Donde:

- $P_{chimenea} = \dot{m}_5 C p_5 (T_5 - T_R)$ (18)

$P_{chimenea}$: Pérdidas de energía en la chimenea $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

\dot{m}_5 : Flujo de masa de los gases a la salida de la caldera $\left[\frac{Lb}{h}\right]$

Cp_5 : Calor específico de los gases de escape a la temperatura T_5 $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

T_5 : Temperatura de gases de escape a la salida de la caldera [°F]

T_R : Temperatura de referencia [°F]

- $P_{rad} = A_{caldera} \left(\frac{Q}{A}\right)_R$ (19)

P_{rad} : Pérdida de energía por radiación $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

$A_{caldera}$: Área de la superficie de la caldera recuperadora [ft^2]

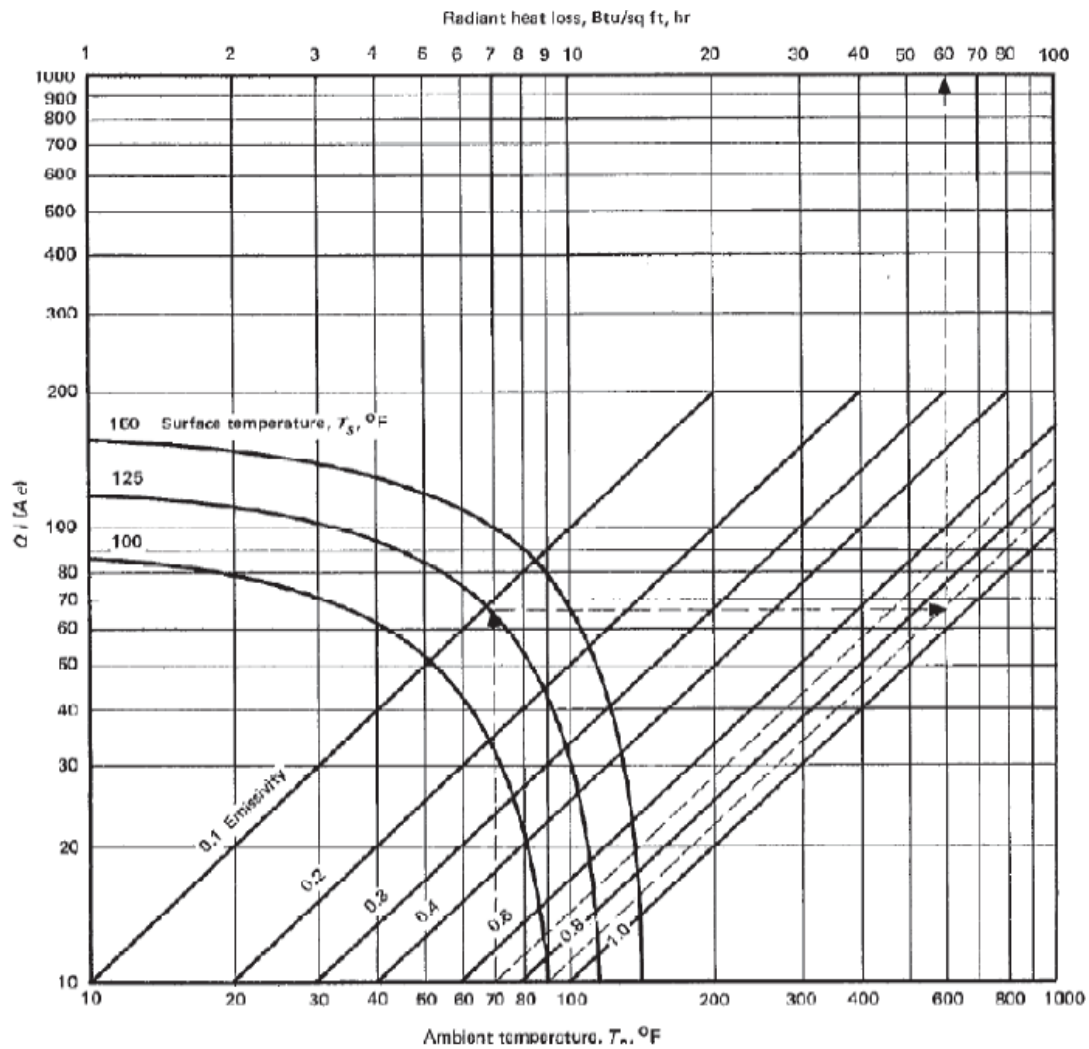
$\left(\frac{Q}{A}\right)_R$: Pérdida de calor por radiación por unidad de área $\left[\frac{Btu}{ft^2 h}\right]$

$$\left(\frac{Q}{A}\right)_R = 0,174 \times e \left[\left(\frac{460 + T_s}{100}\right)^4 - \left(\frac{460 - T_a}{100}\right)^4 \right] \quad (20)$$

T_s : Temperatura superficie de la caldera [°F]

T_a : Temperatura ambiente [°F]

e = Emisividad

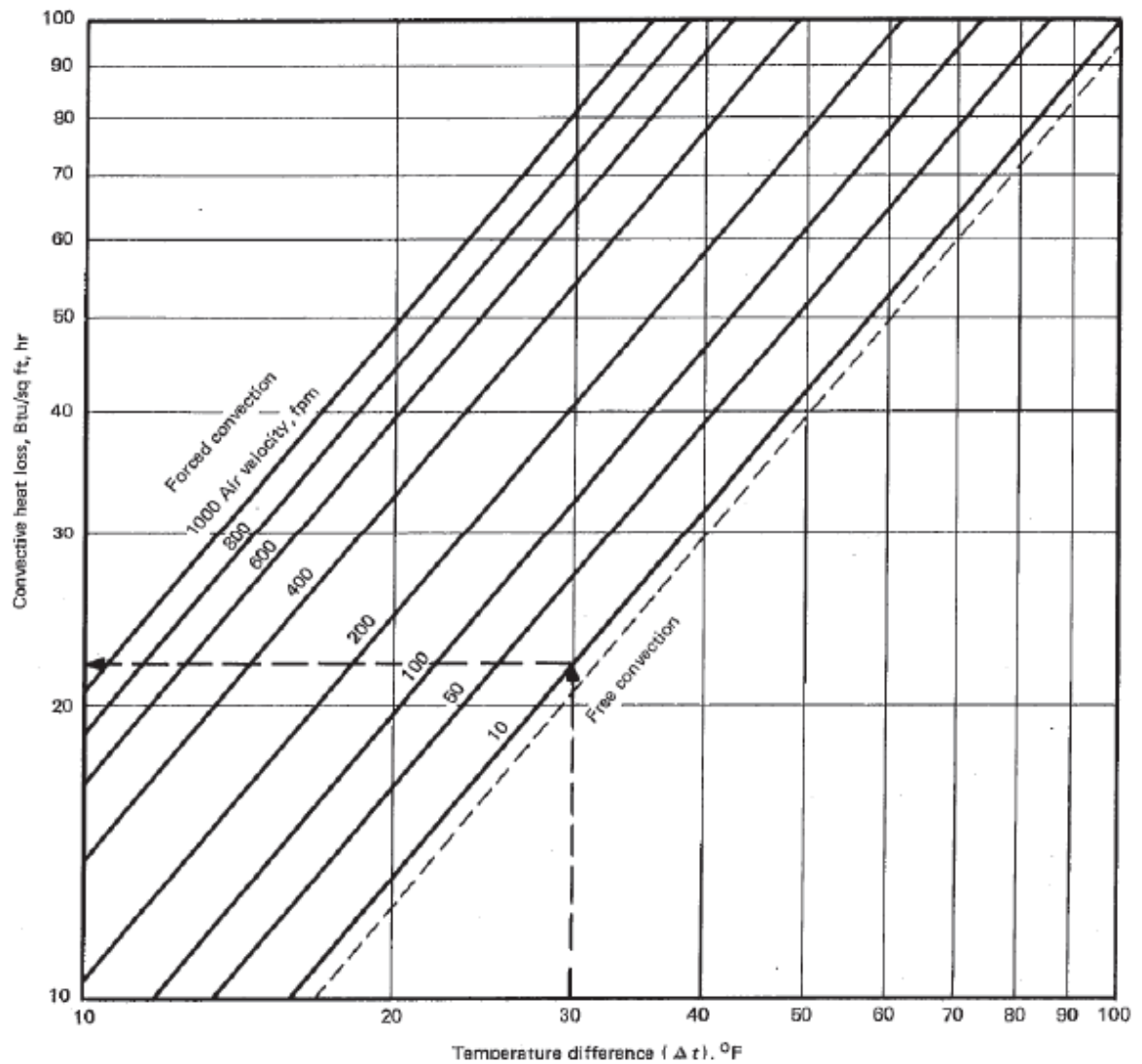


Grafica 2.2. Perdas de calor por radiación en función de la temperatura ambiente, temperatura superficial de la caldera y emisividad [12]

La grafica 2.2, proporciona un método práctico para estimar las perdidas por radiación en función de la temperatura ambiente, temperatura de superficie en la caldera y la emisividad.

- $P_{conv} = A_{caldera} \left(\frac{q}{A}\right)_C$ (21)

P_{conv} : Perdida de energia por conveccion $\left[\frac{Btu}{h}\right]$



Gráfica 2.3. Perdidas de calor por convección en función de la velocidad del aire y la diferencia de temperatura entra la superficie y el aire exterior [12]

La grafica 2.3, proporciona un método práctico para calcular las perdidas por radiación en la caldera, conociendo la diferencia de temperatura entre la superficie

de la caldera y la temperatura ambiente, y la velocidad del aire en el exterior. Para cálculos más precisos de las pérdidas de calor por radiación, se utiliza la ecuación 22:

$$\left(\frac{Q}{A}\right)_c = 0,296(T_s - T_a)^{1,25} \sqrt{\frac{V + 68,9}{68,9}} \quad (22)$$

$\left(\frac{Q}{A}\right)_c$: *Perdidas de calor por radiacion por unidad de area* $\left[\frac{Btu}{ft^2h}\right]$

V : *Velocidad del aire* $\left[\frac{ft}{min}\right]$

- $P_{purga} = \dot{m}_9 \times h_9$ (23)

P_{purga} : *Perdida de energia por purga* $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

\dot{m}_9 : *Flujo de masa de purgas* $\left[\frac{Lb}{h}\right]$

h_9 : *Entalpia de las purgas a la temperatura de liquido saturado* $\left[\frac{Btu}{Lb}\right]$

Dónde:

$$\dot{m}_9 = \frac{TDS_6}{(TDS_{caldera} - TDS_6)} \times \dot{m}_7 \quad (24)$$

$TDS_{caldera}$: *Total de solidos en suspension de caldera* [ppm]

TDS_6 : *Total de solidos en agua de alimentar caldera* [ppm]

\dot{m}_7 : *Flujo de masa de vapor* $\left[\frac{Lb}{h}\right]$

- $P_{CO} = \frac{CO}{CO+CO_2} \times 10160 \times \frac{\%C}{HHV} \times 100$ (25)

P_{CO} : Perdidas por formacion de monoxido de carbono $\left[\frac{Btu}{h}\right]$

$\%CO$: Contenido de carbono en combustible [%volumen]

HHV : Poder calorico superior $\left[\frac{Btu}{Lb}\right]$

2.4.3. EFECTIVIDAD

Este método expuesto por la norma ASME PTC 4.4, define el rendimiento de la HRSG como una relación de la caída actual de entalpia del gas a través de ella, sobre la máxima teórica posible (MTP) y se expresa en forma de porcentaje, así:

$$EF = \frac{\text{Caída de entalpia actual en los gases de escape}}{\text{MTP caída de entalpia en los gases de escape}} \times 100\%$$

Donde la caída de entalpia de los gases de escape se define como su diferencia entra las entalpias a la entrada y salida en la generadora de vapor o de la sección que esta siendo evaluada. La máxima teórica caída posible de entalpia representa la diferencia de la entalpia del gas entre la entrada y la salida de la sección que esta siendo evaluada, tal como podría ocurrir si la sección tiene superficie infinita de transferencia de calor con el resultado que la temperatura de los gases de la HRSG podría igualar la temperatura del vapor de agua en uno o mas puntos de la sección.

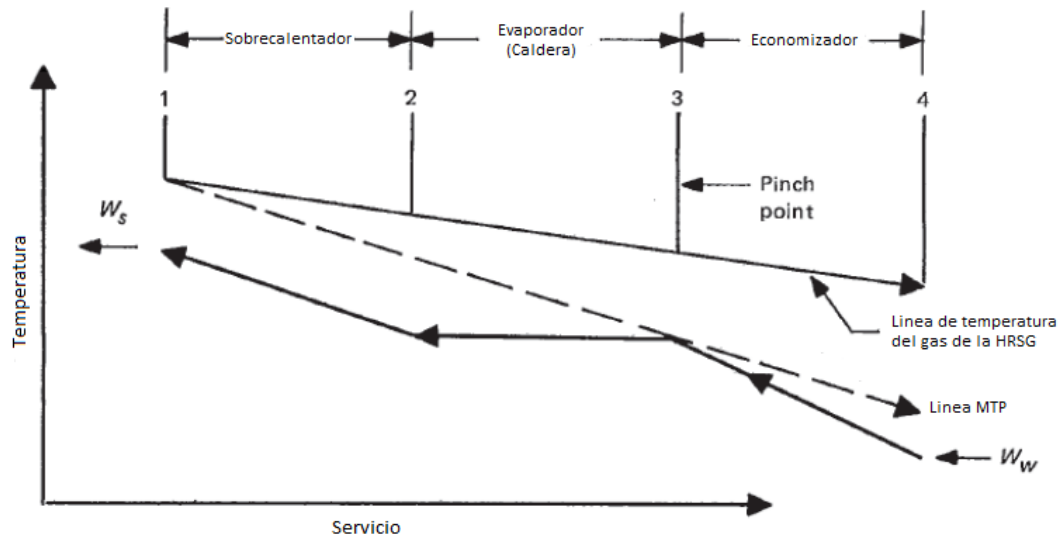


Figura 2.3. Caída de temperatura de los gases de escape. [10]

La figura 2.3., representa la caída de temperatura de los gases de escape al pasar a través de la caldera recuperadora HRSG. En la sección 1 – 2 (estado 1 a estado 2), los gases de escape que salen de la turbina calientan el vapor saturado hasta sobrecalentarlo, luego estos gases ingresan al evaporador para ceder calor y lograr el cambio de fase del agua de líquido saturado a vapor saturado, como se muestra en la sección 2 – 3. Por último, la sección 3 – 4 representa la caída de temperatura de los gases de escape al final de su recorrido en el economizador con el fin de aumentar la temperatura del agua hasta líquido saturado. El Pinch Point se define como la mínima diferencia de temperatura entre los gases de escape de la HRSG y el fluido de trabajo. Las dos rectas descendientes mostradas en la figura, representan la caída de temperatura de los gases de escape, la recta llamada línea de temperatura de la HRSG es la caída real de temperatura de los gases de escape y la recta inferior (línea MTP) representa la caída ideal de temperatura de los gases que se puede presentar en la caldera recuperadora.

Para las consideraciones expuestas en la norma ASME PTC 4.4 y a las condiciones de operación actuales de la planta en cuestión, la efectividad para la caldera HRSG es expresada como:

$$EF = \frac{(h_{G1} - h_{G4}) \times W_{s1}(h_{s1} - h_{w2})}{(h_{G1} - h_{Gs3}) \times [W_{s1}(h_{s1} - h_{w2}) + W_{w3}(h_{w2} - h_{w4})]} \times 100\%$$

Considerando que no hay pérdidas del fluido de trabajo, se puede asumir que el flujo de agua de alimentar es igual al vapor que sale de la caldera, $W_{s1} = W_{w3}$, y la expresión se simplifica a la siguiente forma:

$$EF = \frac{(h_{G1} - h_{G4})(h_{s1} - h_{w2})}{(h_{G1} - h_{Gs3})(h_{s1} - h_{w4})} \times 100\% \quad (26)$$

Donde:

W_{s1} : Flujo de masa del vapor $\left[\frac{lb}{h}\right]$

W_{w3} : Flujo de masa del agua $\left[\frac{lb}{h}\right]$

h_{G1} : Entalpia de los gases de la HRSG a la temp. de entrada, $T_{G1} \left[\frac{Btu}{lb}\right]$

h_{G4} : Entalpia de los gases de la HRSG a la tempe. de salida, $T_{G4} \left[\frac{Btu}{lb}\right]$

h_{Gs3} : Entalpia de los gases de la HRSG a igual temp. del vapor saturado, T_{s2} en el domo de la caldera $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

h_{s1} : Entalpia del vapor sobrecalentado a la temp. salida, $T_{s1} \left[\frac{Btu}{lb}\right]$

h_{w2} : Entalpia del agua saturada a la temp. del vapor saturado, $T_{s2} \left[\frac{Btu}{lb}\right]$

h_{w4} : Entalpia del agua a la temp. de entrada, $T_{w4} \left[\frac{Btu}{lb}\right]$

2.5. METODOLOGIA PARA EL CALCULO DEL FLUJO Y EL CALOR ESPECÍFICO DE LOS GASES PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

El calor específico es un parámetro fundamental para el análisis termo energético de una central de generación de potencia, especialmente en el cálculo de la eficiencia, e influye directamente en la evaluación de los costos de producción de la misma. Por tal motivo, es indispensable realizar cálculos precisos de este parámetro para no cometer errores al momento de realizar este tipo de análisis.

A continuación se presentará la metodología para calcular el flujo de gases producto de la combustión del metano y el cálculo del calor específico de los gases a diferentes temperaturas. Las ecuaciones expuestas en el presente cálculo fueron tomadas de la monografía “Calculo de eficiencia energética del generador de vapor recuperador de calor (HRSG) de la empresa Biofilm S.A. planta Cartagena” [3].

2.5.1. FLUJO DE GASES PRODUCTOS DE LA COMBUSTION

El flujo de gases de la combustión que ingresan a la turbina a gas, se puede determinar a partir del flujo de combustible que ingresa a la cámara de combustión y el aire que suministra el compresor, así:

$$\dot{m}_{gases\ esc} = \dot{m}_{fCH_4} + AFR_{real} \cdot \dot{m}_{fCH_4} \quad (27)$$

\dot{m}_{fCH_4} : Flujo de combustible que ingresa a la camara de combustion $\left[\frac{lb}{h} \right]$

AFR_{real} : Relacion aire – combustible real $\left[\frac{lb_{aire}}{lb_{comb}} \right]$

La relación aire - combustible real es el producto del exceso de aire y la relación aire - combustible teórica:

$$AFR_{real} = \lambda \cdot AFR_{teorico} \quad (28)$$

Por lo tanto, la ecuación 27 quedaría expresada de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{gases\ esc} = \dot{m}_{fCH_4} + \lambda * AFR_{teorico} * \dot{m}_{fCH_4} \quad (29)$$

Conociendo la cantidad de oxígeno presente en los gases de escape expresado en porcentaje en volumen, podemos determinar el coeficiente de exceso de aire presente en la combustión, así:

$$\lambda = \frac{21}{21 - \%O_2} \quad (30)$$

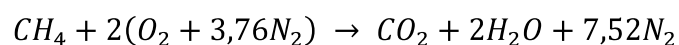
La relación aire-combustible teórica, se conoce como la cantidad de aire necesaria para que ocurra la combustión completa de una unidad de masa de combustible, sin presencia de monóxido de carbono (CO), la cual es:

$$AFR_{teorico} = 17,255 \frac{lb_{aire}}{lb_{comb}}$$

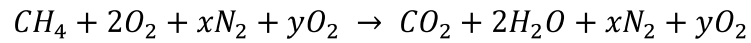
2.5.2 CALOR ESPECÍFICO DE LA MEZCLA DE GASES

Para el calculo del calor especifico de la mezcla de gases, es necesario conocer el porcentaje en volumen y la fracción másica de cada componente que constituyen los gases de escape (CO₂, H₂O, N₂, O₂), partiendo del balance estequiometrico.

La combustión básica del metano es la siguiente:



Y la combustión real del metano es:



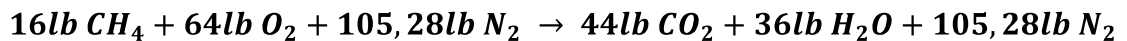
El peso molecular de cada constituyente es mostrado en la tabla 2.1:

Tabla 2.1. Pesos moleculares de los constituyentes de los gases de escape

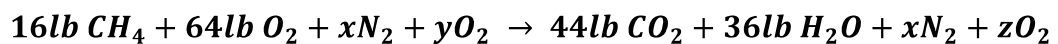
Constituyente	Peso Molecular
CH ₄	16
CO ₂	44
H ₂ O	18
N ₂	28
O ₂	32

Conociendo el peso molecular de cada constituyente, al reemplazarlos en la ecuación de combustión del metano se obtiene las libras de cada uno de ellos:

Ecuación básica:



Ecuación real:



Los coeficientes x y y en los reactivos de la ecuación de combustión del metano, son los pesos moleculares del nitrógeno y oxígeno respectivamente, y para calcularlos se multiplica el coeficiente de exceso de aire por el peso molecular de cada uno de ellos así:

$$x = \lambda \cdot \text{Peso molecular } N_2 \quad (31)$$

Al ser un elemento no reactivo, la cantidad de nitrógeno presente en los reactivos es igual a la de los productos.

Para el oxígeno:

$$y = \lambda \cdot \text{Peso molecular } O_2 \quad (32)$$

Hay que tener en cuenta que de toda esta cantidad de oxígeno solo 64lb de oxígeno reacciona con 16 lb de metano, como se observa en la ecuación básica, por lo tanto aun quedan una cantidad de oxígeno considerable en los productos:

$$z = y - 64lb \quad (33)$$

Conociendo el peso de cada constituyente de los gases producto de la combustión, podemos calcular el flujo másico de cada uno de ellos por medio de la ecuación 34:

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{m}_{fCH_4}}{M_{CH_4}} \times m_i \quad (34)$$

Donde:

\dot{m}_{fCH_4} : Flujo de masa del combustible $\left[\frac{lb}{h}\right]$

M_{CH_4} : Peso molecular del metano [lb]

\dot{m}_i : Flujo de masa de cada constituyente [lb]

Luego, las moles de cada constituyente producto de la combustión, se determina a partir de la relación del flujo másico de cada constituyente y su peso molecular:

$$moles_i = \frac{\dot{m}_i}{M_i} \quad (35)$$

Por último, como se menciona al inicio, para calcular el calor específico de la mezcla de gases producto de la combustión es necesario calcular el porcentaje en volumen y la fracción másica de cada constituyente. El porcentaje en volumen es la relación entre las moles del constituyente y las moles totales de los gases; la fracción másica se determina por la relación entre el producto de la masa molecular y el porcentaje en volumen, dividido entre el peso molecular de la mezcla, es decir:

$$\%Vol = \frac{Moles_i}{Total\ moles} \quad (36)$$

$$fm_i = \frac{M_i \times \%Vol}{M_m} \quad (37)$$

$M_i =$ *Peso molecuclar de cada constituyente*

$M_m =$ *Peso molecular de la mezcla de gases*

Para calcular el calor específico de cada constituyente de los gases producto de la combustión, se utiliza la ecuación 38 en función de la temperatura:

$$Cp_i = a + bT + cT^2 + dT^3 \quad (38)$$

Donde:

Cp_i : Calor específico de cada constituyente $\left[\frac{kJ}{kgmol * K} \right]$

T : Temperatura en el punto evaluado [K]

Los coeficientes a, b, c y d, se obtienen de la tabla 2.2:

Tabla 2.2. Coeficientes de cálculo del calor específico de cada sustancia. [2]

Sustancia	Formula	A	B	c	D
Dióxido de carbono	CO ₂	22,26	0,05981	-0,00003501	7,496E ⁻⁹
Nitrógeno	N ₂	28,9	-0,001571	0,000008081	-2,873E ⁻⁹
Oxígeno	O ₂	25,48	0,0152	-0,000007155	1,312E ⁻⁹
Vapor de agua	H ₂ O	32,24	0,001923	0,00001055	-3,595E ⁻⁹

Después de calcular el calor específico de cada constituyente en la ecuación anterior es necesario dividirlo entre el peso molecular de cada uno.

Luego, el calor específico de la mezcla de los gases de escape se determina a partir de la sumatoria del calor específico de cada gas constituyente por su fracción másica, así:

$$Cp_m = \frac{\sum Cp_i * (M_i \times \%Vol)}{\sum M_i \times \%Vol} \quad (39)$$

3. APLICACIÓN DE LA METODOLOGIA PARA EL CALCULO DE LOS PRINCIPALES INDICADORES ENERGETICOS DE UNA PLANTA COGENERADORA CON TG Y HRSG: CASO ABOCOL

Partiendo de la metodología explicada en el capítulo 2 y teniendo en cuenta las condiciones de diseño y operación de la planta de estudio, se procede a calcular los principales indicadores energéticos los cuales permitirán mas adelante, evaluar y analizar el funcionamiento y comportamiento de la turbina a gas y la caldera HRSG.

El presente capítulo reúne las condiciones y parámetros operacionales necesitados para el análisis de la central de cogeneración con turbina a gas y caldera HRSG ubicado en la planta norte de ABOCOL. Los datos fueron tomados en 3 turnos en intervalos de 2 y 4 horas para la turbina y la caldera respectivamente, en un periodo comprendido entre mayo de 2010 y enero de 2011.

Para el análisis de los indicadores de la central, se elaboro una base de datos basada en los días en los cuales la planta trabajó a diferentes cargas de operación para posteriormente hacer una evaluación estadística sobre los resultados obtenidos. A continuación se tomara como ejemplo para el cálculo de dichos parámetros, los datos recopilados del turno 1 del primer día de evaluación (ver anexos A, B y C), que fueron suministrados por Abocol para el estudio en el presente trabajo y los resultados obtenidos de cada indicador en 10 de los 170 turnos de evaluación.

3.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR

Como se explico en el capitulo 2, la eficiencia isotérmica del compresor se calcula mediante la relación del trabajo isotérmico sobre el trabajo real desarrollado por el compresor.

$$n = \frac{W_{iso}}{W_a}$$

El trabajo isotérmico se obtuvo mediante la ecuación 1:

$$w_{iso} = RT_1 \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

El valor de R corresponde a la constante universal de los gases, T1 hace referencia a la temperatura de entrada del aire y el término $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$ es la relación de presiones, descarga y succión.

Donde:

$$R = 8,31434 [kJ/kmol * K] = \text{Constante de los gases}$$

$$w_{iso} = \left(8,31434 \frac{kJ}{kmol * K}\right) (305,37 K) \ln\left(\frac{210,91psi}{14,7psi}\right)$$
$$w_{iso} = 6762,79 \frac{kJ}{kmol} * \frac{kmol}{28,96 kg} = 233,52 \frac{kJ}{kg}$$

Por otra parte, el trabajo real del compresor se calcula mediante la siguiente ecuación (40):

$$w_{real} = Cp_{aire}(T_2 - T_1) \quad (40)$$

Donde:

$C_{p_{aire}}$: Calor específico del aire a presión constante $\left[1,005 \frac{kJ}{kg K}\right]$

T_1 : temperatura de aire a la entrada del compresor [K]

T_2 : Temperatura del aire a la salida del compresor [K]

Debido a que no se conto con mediciones de la temperatura de descarga del compresor, fue necesario estimarla asumiendo un proceso politrópico, quedando la expresión de la siguiente manera (41):

$$T_2 = T_1 * \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\left(\frac{n-1}{n}\right)} \quad (41)$$

$n = 1,38 =$ Coeficiente politropico para el aire.

$$T_2 = (305,37 K) * \left(\frac{210,91 psi}{14,7 psi}\right)^{\left(\frac{1,38-1}{1,38}\right)}$$

$$T_2 = 635,85 K$$

Entonces el trabajo real será:

$$w_{real} = 1,005 \frac{kJ}{kg K} (635,85 K - 305,37 K)$$

$$w_{real} = 332,14 \frac{kJ}{kg}$$

Siendo así la eficiencia se calcula:

$$n = \frac{w_{iso}}{w_{real}}$$

$$n = \frac{233,52 \frac{kJ}{kg}}{332,14 \frac{kJ}{kg}} = 70,3\%$$

3.1.1. RESULTADOS EFICIENCIA COMPRESOR.

A continuación se relacionan 10 de los 59 días a los que se le realizaron cálculos al compresor.

Tabla 3.1. Muestra de resultados de eficiencia del compresor.

COMPRESOR						
Día	Turno	Temp. entrada del aire [K]	Temp. salida del aire [K]	Trabajo real [kJ/kg]	Trabajo isotérmico [kJ/kg]	Eficiencia del compresor [%]
1	1	305,37	635,87	332,15	233,5220124	70,31%
	2	303,01	630,95	329,58	231,7164408	70,31%
	3	300,51	625,74	326,86	229,804659	70,31%
2	1	305,65	636,80	332,80	233,9109512	70,29%
	2	303,01	631,30	329,93	231,8914353	70,29%
	3	299,54	624,06	326,15	229,2341777	70,29%
3	1	302,73	630,58	329,49	231,6112729	70,29%
	2	301,90	628,85	328,58	230,9737171	70,29%
	3	299,82	624,51	326,32	229,3798276	70,29%
4	1	302,73	629,82	328,72	231,2295298	70,34%
	2	301,48	627,22	327,37	230,2747723	70,34%
	3	300,79	625,78	326,61	229,7443515	70,34%
5	1	304,54	631,72	328,81	231,6739784	70,46%
	2	300,65	623,65	324,61	228,715557	70,46%
	3	300,51	623,36	324,46	228,6098991	70,46%
6	1	305,23	629,74	326,13	230,4824876	70,67%
	2	302,46	624,01	323,17	228,3849804	70,67%
	3	300,79	620,58	321,39	227,126476	70,67%
7	1	305,23	630,80	327,20	231,0161723	70,60%
	2	302,73	625,64	324,52	229,1240446	70,60%
	3	300,65	621,33	322,28	227,5472716	70,60%

8	1	304,96	632,36	329,04	231,8812696	70,47%
	2	303,15	628,62	327,10	230,5083662	70,47%
	3	302,18	626,60	326,05	229,7691105	70,47%
9	1	303,15	628,15	326,63	230,2747582	70,50%
	2	302,46	626,72	325,88	229,7472536	70,50%
	3	300,93	623,55	324,23	228,5867434	70,50%
10	1	304,96	626,15	322,80	228,7426567	70,86%
	2	302,46	621,02	320,16	226,8674436	70,86%
	3	300,37	616,74	317,95	225,3047661	70,86%

3.2. CALCULO DE LOS INDICADORES ENERGÉTICOS DE LA TURBINA A GAS, SEGÚN LA NORMA ASME PTC 22.

La metodología y ecuaciones empleadas en el cálculo de los indicadores de la turbina a gas fueron extraídos de la norma ASME PTC 22 Performance Test Code on Gas Turbines.

3.2.1. CALCULO DEL CONSUMO ESPECÍFICO DE COMBUSTIBLE

Como se menciona en el capítulo anterior, el índice de consumo específico de combustible relaciona el consumo de combustible por hora y la potencia generada neta. Se determina mediante la ecuación (8):

$$W_s = \frac{V_{ng}}{P}$$

Donde:

$$W_s: \text{Consumo específico de combustible} \left[\frac{Nm^3}{kW * h} \right]$$

P : Potencia eléctrica neta generada [kW]

$$V_{ng}: \text{Consumo de combustible por hora} \left[\frac{Nm^3}{h} \right]$$

Tomando como ejemplo para el cálculo de este parámetro los datos del primer día de evaluación en el turno 1, tenemos que:

$$P = 10625 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_f = 5661,5 \text{ lb/h}$$

Para calcular el consumo de combustible por hora en términos de flujo volumétrico a condiciones estándar del gas, se divide el flujo másico entre la densidad del gas natural a condiciones estándar, la cual fue suministrada por el proveedor del combustible a la empresa y tiene un valor de $0,6893 \text{ kg/m}^3$. Por lo tanto:

$$V_{ng} = \frac{\dot{m}_f}{\rho}$$
$$V_{ng} = \frac{5661,5 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 0,453 \frac{\text{kg}}{\text{lb}}}{0,6893 \text{ kg/m}^3} = 3720,67 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$$

Entonces, el consumo específico de combustible será igual a:

$$W_s = \frac{V_{ng}}{P}$$
$$W_s = \frac{3720,67 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}}{10625 \text{ kW}} = 0,350 \frac{\text{Nm}^3}{\text{kW} * \text{h}}$$

3.2.2. CÁLCULO DEL CONSUMO DE CALOR EN LA TURBINA A GAS

El consumo de calor es la cantidad de energía que aprovecha la turbina a gas para producir trabajo y se produce a través de la quema del combustible. Se calcula por medio de la ecuación 7:

$$q_r = V_{ng} \times LHV$$

Donde:

$$q_r: \text{Consumo de calor} \left[\frac{Kj}{h} \right]$$

$$V_{ng}: \text{Consumo de combustible por hora} \left[\frac{Nm^3}{h} \right]$$

$$LHV: \text{Poder calorífico inferior de combustible} \left[\frac{Kj}{Nm^3} \right]$$

Para el ejemplo tomado, los valores de consumo de combustible calculado anteriormente y el poder calorífico inferior (LHV) del combustible suministrado por el proveedor, son los siguientes:

$$V_{ng} = 3720,67 \frac{Nm^3}{h}$$

$$LHV = 36932,58 \frac{kJ}{Nm^3}$$

Por lo tanto:

$$q_r = 3720,67 \frac{Nm^3}{h} \times 36932,58 \frac{kJ}{Nm^3}$$

$$q_r = 137417062,09 \frac{kJ}{h}$$

3.2.3. CÁLCULO DEL HEAT RATE

La eficiencia térmica puede ser también expresada como un consumo específico de combustible o Heat rate. El heat rate es la cantidad de energía de entrada necesaria para producir una unidad de energía de salida, generalmente expresada en kJ/kWh. Se calcula por medio de la ecuación (6):

$$q_s = \frac{q_r}{P}$$

Donde:

$$q_s: \text{Heat rate} \left[\frac{Kj}{kwh} \right]$$

$$q_r: \text{Consumo de calor} \left[\frac{Kj}{h} \right]$$

P : Potencia generada [Kw]

Por lo tanto, para una generación de potencia eléctrica de 10625 kW y el consumo de calor anteriormente calculado, tenemos que:

$$q_s = \frac{137417062,09 \frac{kJ}{h}}{10625 \text{ kW}} = 12933,37 \frac{kJ}{kW * h}$$

3.3.3. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA TERMICA DE LA TURBINA A GAS EXPRESADA EN %

La expresión que define la eficiencia térmica para la turbina a gas, según la norma, es la siguiente:

$$n_{gt} = \frac{3600 \times P}{q_r} \times 100\%$$

Donde:

n_{gt} : Eficiencia termica de la turbina a gas basada en la potencia generada

P : Potencia electrica neta generada [Kw]

$$q_r: \text{Consumo de calor} \left[\frac{Kj}{h} \right]$$

Teniendo la potencia eléctrica generada y una vez calculado el heat rate de la turbina a gas, podemos calcular la eficiencia de la turbina a gas por medio de la ecuación 10, así:

$$n_{gt} = \frac{3600 \times 10625}{12933,37} \times 100\%$$

$$n_{gt} = 27,83 \%$$

3.2.5. RESULTADOS DEL CÁLCULO DE PRINCIPALES INDICADORES DE EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LA TURBINA A GAS

Aplicando la metodología de cálculo explicada anteriormente a los datos operacionales medidos en los 59 días de evaluación, se obtuvieron los valores de heat rate, eficiencia, consumo de calor y consumo específico de combustible en la turbina a gas.

La tabla 3.2, muestra los resultados obtenidos después de realizar los cálculos en 10 días de evaluación.

Tabla 3.2. Muestra de indicadores energéticos de la turbina de gas.

TURBINA TITAN 130							
Día	Turno	Potencia generada [kw]	Consumo de combustible [lb/h]	Heat Rate TG [kj/kWh]	Consumo de calor [Kj/h]	Consumo específico de combustible [Nm ³ /kW-h]	Eficiencia térmica [%]
1	1	10625	5661,50	12933	137417062,09	0,350	27,83
	2	11200	5849,75	12677	141986303,80	0,343	28,40
	3	11325	5751,00	12326	139589424,01	0,334	29,21
2	1	10675	5665,50	12882	137514150,89	0,349	27,95
	2	10875	5726,00	12780	138982619,01	0,346	28,17
	3	11300	5787,00	12430	140463223,23	0,337	28,96
3	1	10925	5734,25	12740	139182864,66	0,345	28,26
	2	11200	5698,00	12348	138302997,40	0,334	29,15

	3	10600	5500,00	12594	133497101,74	0,341	28,58
4	1	9675	5383,50	13506	130669390,40	0,366	26,66
	2	10375	5620,75	13150	136427969,92	0,356	27,38
	3	10900	5728,25	12756	139037231,46	0,345	28,22
5	1	10525	5697,00	13138	138278725,20	0,356	27,40
	2	9225	5131,75	13502	124558863,97	0,366	26,66
	3	9525	5041,50	12847	122368297,89	0,348	28,02
6	1	9700	5486,75	13729	133175495,08	0,372	26,22
	2	7800	4556,00	14177	110584144,64	0,384	25,39
	3	8900	4981,75	13586	120918033,92	0,368	26,50
7	1	9050	5121,00	13735	124297937,82	0,372	26,21
	2	9825	5336,00	13182	129516460,88	0,357	27,31
	3	9725	5262,00	13133	127720318,06	0,356	27,41
8	1	10350	5562,00	13044	135001978,15	0,353	27,60
	2	10400	5568,25	12996	135153679,41	0,352	27,70
	3	10575	5568,50	12781	135159747,46	0,346	28,17
9	1	10325	5474,25	12869	132872092,58	0,348	27,97
	2	8675	5014,50	14030	121712948,48	0,380	25,66
	3	8000	4690,25	14230	113842687,53	0,385	25,30
10	1	8400	4766,25	13772	115687374,75	0,373	26,14
	2	7950	4662,50	14235	113169133,97	0,385	25,29
	3	7850	4677,75	14464	113539285,03	0,392	24,89

3.1.1. HEAT RATE Y EFICIENCIA GLOBAL DE LA CENTRAL DE COGENERACION

$$n_{plant} = \frac{(P * 860 * 4,19) + [W_s * (h_7 - h_6)]}{V_{ng} * LHV} \times 100$$

Donde:

n_{planta} : Eficiencia global de la central de cogeneracion expresada en %

P : Potencia electrica neta generada kW

W_s : Vapor generado $\left[\frac{kg}{h} \right]$

h_7 : Entalpia del vapor a la salida de la HRSG $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

h_6 : Entalpia del agua alimentar a la HRSG $\left[\frac{kJ}{kg} \right]$

V_{ng} : Consumo de combustible por hora $\left[\frac{Nm^3}{h} \right]$

LHV : Poder calorifico inferior del combustible $\left[\frac{kJ}{Nm^3} \right]$

La ecuación 11 nos permite conocer la eficiencia global en una central de cogeneración, teniendo en cuenta la potencia generada, la energía absorbida por el vapor en la caldera y la energía producida por la quema del combustible en la planta. De este modo, teniendo en cuenta las condiciones de diseño de la planta estudiada, para el turno 1 del primer día de evaluación, tenemos que:

$$P = 10625 [kW]$$

$$W_s = 19135 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$LHV = 36932,58 \left[\frac{kJ}{Nm^3} \right]$$

Hay que tener en cuenta que para calcular la eficiencia global es necesario incluir en la variable de consumo de combustible, la cantidad de gas natural que consume tanto la turbina como la caldera, es decir, el flujo de combustible que ingresa a la cámara de combustión de la turbina más el combustible suplementario que ingresa a la caldera HRSG, que por lo general es una cantidad muy pequeña en comparación a la cantidad que ingresa a la turbina. Por lo tanto, para los datos evaluados en este calculo:

$$V_{suplem} = 0,59 mscfh = 590 \frac{Nft^3}{h}$$

$$V_{ng} = 3720,67 \frac{Nm^3}{h} + 590 \frac{ft^3}{h} * \frac{0,0283m^3}{ft^3}$$

$$V_{ng} = 3737,36 \frac{Nm^3}{h}$$

Por otro parte, se puede determinar el valor de entalpia del agua para los estados de vapor y liquido, conociendo la temperatura y la presión en la cual se encuentran. Para esto, es necesario remitirse a las tablas de vapor sobrecalentado y liquido comprimido en los textos académicos de termodinámica [1]. De este modo:

Para el vapor sobrecalentando:

$$T_7 = 809^\circ F \rightarrow P_7 = 606,5 \text{ psi} \rightarrow h_7 = 1412,28 \frac{Btu}{lb} * \frac{1,055kJ}{1Btu} * \frac{1lb}{0,453kg}$$

$$h_7 = 3289,08 \frac{kJ}{kg}$$

Para el agua de alimentacion:

$$T_6 = 325^\circ F \rightarrow P_6 = 618,5 \text{ psi} \rightarrow h_6 = 296,95 \frac{Btu}{lb} * \frac{1,055kJ}{1Btu} * \frac{1lb}{0,453kg}$$

$$h_6 = 691,57 \frac{kJ}{kg}$$

Una vez realizados los cálculos para determinar la entalpia, podemos calcular la eficiencia global de la planta con la ecuación mostrada anteriormente, por lo tanto para el día evaluado:

$$n_{plant} = \frac{(P * 860 * 4,19) + [W_s * (h_7 - h_6)]}{V_{ng} * LHV} \times 100$$

$$n_{planta} = \frac{(10625 \text{ kW} * 860 * 4,19) + \left[19135 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \left(3289,08 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 691,57 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)\right]}{3737,36 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} * 36932,58 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}} \times 100$$

$$n_{planta} = 63,76\%$$

Obtenido el valor de eficiencia global de la planta de cogeneración, se determina el heat rate de la planta mediante la ecuación (12) de cálculo:

$$q_{cogen} = \frac{860 * 4,19 * 100}{n_{planta}}$$

q_{cogen} : Heat rate basado en la potencia neta generada y el vapor $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kW} * \text{h}}\right]$

n_{planta} = Eficiencia global de la central

Entonces:

$$q_{cogen} = \frac{860 * 4,19 * 100}{63,76} = 5651,62 \frac{\text{kJ}}{\text{kW} * \text{h}}$$

3.2.7. RESULTADOS DEL CÁLCULO DEL HEAT RATE Y LA EFICIENCIA GLOBAL DE LA PLANTA DE COGENERACIÓN

Con base en los datos de potencia generada, flujo de vapor y el consumo de combustible consumido por la turbina y el quemador auxiliar de la caldera, se obtienen los valores de heat rate y eficiencia global de la planta de cogeneración mostrados en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Muestra de indicadores energéticos planta de cogeneración.

PLANTA DE COGENERACIÓN					
Día	Turno	Potencia generada [kw]	Flujo de vapor [kg/h]	Eficiencia GLOBAL central de cogen. [%]	Heat rate planta [kJ/kW-h]
1	1	10625	19135	63,76	5651,62
	2	11200	19119	63,03	5717,15
	3	11325	19264	64,61	5576,74
2	1	10675	18836	62,94	5725,26
	2	10875	19762	64,76	5563,85
	3	11300	19166	64,08	5623,21
3	1	10925	19556	64,38	5597,00
	2	11200	19692	65,78	5477,93
	3	10600	18007	63,22	5700,04
4	1	9675	17400	60,66	5940,33
	2	10375	18589	62,15	5798,29
	3	10900	18741	62,51	5764,06
5	1	10525	19031	62,54	5761,89
	2	9225	16947	61,10	5897,30
	3	9525	16584	62,28	5785,97
6	1	9700	19359	64,17	5615,38
	2	7800	15345	59,99	6006,27
	3	8900	15923	59,62	6044,39
7	1	9050	16795	60,42	5964,37
	2	9825	17429	61,65	5845,01
	3	9725	17200	61,61	5848,49
8	1	10350	18711	63,23	5698,46
	2	10400	18482	62,85	5733,31
	3	10575	18301	62,91	5727,91
9	1	10325	18521	63,75	5652,63
	2	8675	16177	59,19	6087,97

	3	8000	14473	57,70	6244,90
10	1	8400	15640	61,07	5900,45
	2	7950	14573	58,23	6188,74
	3	7850	14800	58,05	6207,74

3.3. CALCULO DEL FLUJO Y EL CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTION

El calor específico se define como la cantidad de calor que hay que suministrar a la unidad de masa de la sustancia o sistema el cual se evaluara, para elevar su temperatura en una unidad, ya sea en Kelvin o grados Celsius. Este parámetro es de vital importancia para calcular la entalpia de los gases de escape provenientes de la turbina a gas.

Antes de calcular dicho parámetro con la metodología presentada en el capítulo dos del presente trabajo, es necesario calcular el flujo másico de la mezcla de gases producto de la combustión del metano, partiendo de los datos tomados en el turno uno del primer día de evaluación.

$$\dot{m}_{fCH_4} = 5661,5 \text{ lb/h} = \text{Flujo de combustible} - \text{gas natural}$$

$$\%O_2 = 15,6\% = \text{Porcentaje de oxigeno en gases de escape}$$

3.3.1. CALCULO DEL FLUJO DE GASES DE ESCAPE

Conociendo la cantidad de oxigeno en los gases de escape expresado en porcentaje en volumen, podemos determinar el coeficiente de exceso de aire presente en la combustión con la ecuación (30):

$$\lambda = \frac{21}{21 - \%O_2} = \frac{21}{21 - 15,6} = 3,889$$

La relación aire - combustible teórica se conoce como la cantidad de aire necesaria para que ocurra la combustión completa de una unidad de masa de combustible, sin presencia de monóxido de carbono (CO), la cual es:

$$AFR_{teorico} = 17,255 \text{ lb}_{aire} / \text{lb}_{comb}$$

La relación aire - combustible real es el producto del exceso de aire y la relación aire - combustible teórico, por lo tanto:

$$AFR_{real} = \lambda \cdot AFR_{teorico}$$

$$AFR_{real} = 3,889 \times 17,255 = 59,33 \text{ lb}_{aire} / \text{lb}_{comb}$$

El flujo de gases de la combustión que ingresan a la turbina a gas, se puede determinar a partir del flujo de combustible que ingresa a la cámara de combustión y el aire que suministra el compresor, así:

$$\dot{m}_{gases\ esc} = \dot{m}_{fCH_4} + AFR_{real} \cdot \dot{m}_{fCH_4}$$

$$\dot{m}_{gases\ esc} = 5661,5 \text{ lb}_{CH_4} / \text{h} + \left(59,33 \text{ lb}_{aire} / \text{lb}_{CH_4} \right) \left(5661,5 \text{ lb}_{CH_4} / \text{h} \right)$$

$$\dot{m}_{gases\ esc} = \mathbf{341529,99 \text{ lb/h}}$$

Por lo tanto, el flujo de gases de escape proveniente de la turbina a gas es de **341529,99 lb/h**.

3.3.2. RESULTADOS DEL FLUJO MASICO DE LA MEZCLA DE GASES DE ESCAPE DE LA TURBINA.

En la tabla 3.4 se relaciona una muestra de diez días de resultados obtenidos en los cálculos del flujo de gases de escape en la turbina, partiendo del porcentaje de oxígeno hallado en el análisis de gases.

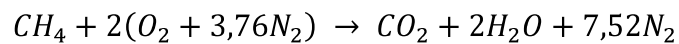
Tabla 3.4. Muestra de cálculo de flujo de escape

FLUJO DE GASES DE ESCAPE					
Día	Turno	Flujo de combustible [lb/h]	% Oxígeno	Exceso de Aire	Flujo de gases [lb/h]
1	1	5661,50	15,6	3,889	341529,99
	2	5849,75	15,6	3,889	352886,17
	3	5751,00	15,6	3,889	346929,08
2	1	5665,50	15,7	3,962	348112,91
	2	5726,00	15,7	3,962	351830,29
	3	5787,00	15,7	3,962	355578,39
3	1	5734,25	15,8	4,038	359002,65
	2	5698,00	15,8	4,038	356733,15
	3	5500,00	15,8	4,038	344337,02
4	1	5383,50	15,9	4,118	343546,47
	2	5620,75	15,9	4,118	358686,51
	3	5728,25	15,9	4,118	365546,59
5	1	5697,00	16,2	4,375	385918,34
	2	5131,75	16,2	4,375	347627,95
	3	5041,50	16,2	4,375	341514,36
6	1	5486,75	16,8	5,000	423988,61
	2	4556,00	16,8	5,000	352064,90
	3	4981,75	16,8	5,000	384964,73
7	1	5121,00	16	4,200	333228,59
	2	5336,00	16	4,200	347218,86
	3	5262,00	16	4,200	342403,60
8	1	5562,00	15,8	4,038	348218,64
	2	5568,25	15,8	4,038	348609,93
	3	5568,50	15,8	4,038	348625,58

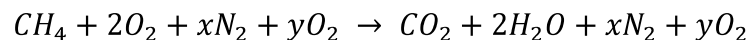
9	1	5474,25	16,9	5,122	433206,78
	2	5014,50	16,9	5,122	396824,29
	3	4690,25	16,9	5,122	371164,65
10	1	4766,25	16,8	5,000	368311,97
	2	4662,50	16,8	5,000	360294,69
	3	4677,75	16,8	5,000	361473,13

3.3.3. CALCULO DEL CALOR ESPECIFICO DE LOS GASES PRODUCTO DE LA COMBUSTION A DIFERENTES TEMPERATURAS

Para el calculo del calor especifico de la mezcla de gases, es necesario conocer el porcentaje en volumen y la fracción másica de cada componente que constituyen los gases de escape (CO_2 , H_2O , N_2 , O_2), partiendo del balance estequiometrico. La combustión básica del metano es la siguiente:

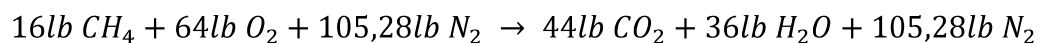


Y la combustión real del metano es:

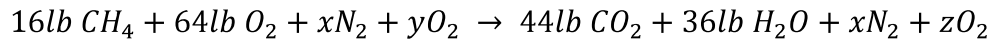


Conociendo el peso molecular de cada constituyente (Tabla 6), al reemplazarlos en la ecuación de combustión del metano se obtiene las libras de cada uno de ellos, así:

Ecuación básica:



Ecuación real:



Los coeficientes x y y en los reactivos de la ecuación de combustión del metano, son los pesos moleculares del nitrógeno y oxígeno respectivamente, y para calcularlos se multiplica el coeficiente de exceso de aire por el peso molecular de cada uno de ellos así:

$$x = \lambda \cdot \text{Peso molecular}$$
$$x = 3,889 \times 28 = 108,89lb$$

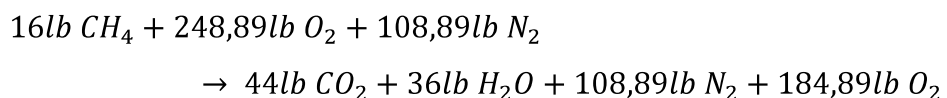
Al ser un elemento no reactivo, la cantidad de nitrógeno presente en los reactivos es igual a la de los productos.

$$y = \lambda \cdot \text{Peso molecular}$$
$$y = 3,889 \times 2 \times 32 = 248,89lb$$

Hay que tener en cuenta que de toda esta cantidad de oxígeno solo 64lb de oxígeno reacciona con 16 lb de metano, como se observa en la ecuación básica, por lo tanto aun queda una cantidad de oxígeno considerable en los productos:

$$z = 248,89lb - 64lb = 184,89lb$$

La ecuación real de combustión para este caso quedaría expresada así:



Conociendo el peso de cada constituyente de los gases producto de la combustión, podemos calcular el flujo másico de cada uno de ellos por medio de la ecuación (34):

$$\dot{m}_i = \frac{\dot{m}_{fCH_4}}{M_{CH_4}} \times m_i$$

Donde:

\dot{m}_{fCH_4} : Flujo de masa del combustible $\left[\frac{lb}{h}\right]$

M_{CH_4} : Peso molecular del metano [lb]

m_i : masa de cada constituyente [lb]

Por lo tanto:

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{5661,5}{16} \times 44 = 15569,125 \frac{lb}{h} CO_2$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{5661,5}{16} \times 36 = 12738,37 \frac{lb}{h} H_2O$$

$$\dot{m}_{N_2} = \frac{5661,5}{16} \times 108,89 = 38529,65 \frac{lb}{h} N_2$$

$$\dot{m}_{O_2} = \frac{5661,5}{16} \times 184,89 = 65421,78 \frac{lb}{h} O_2$$

Para calcular los moles de cada constituyente producto de la combustión, se determina a partir de la relación del flujo másico de cada constituyente y su peso molecular, así:

$$moles_i = \frac{\dot{m}_i}{M_i}$$

Entonces:

$$moles_{CO_2} = \frac{15569,125}{44} = 353,84 \text{ moles}$$

$$moles_{H_2O} = \frac{12738,37}{18} = 707,69 \text{ moles}$$

$$moles_{N_2} = \frac{38529,65}{28} = 1376,06 \text{ moles}$$

$$moles_{O_2} = \frac{65421,78}{32} = 2044,43 \text{ moles}$$

Total de moles de los gases producto de la combustión es **4482,02 moles**.

Por último, como se menciona anteriormente, para calcular el calor específico de la mezcla de gases producto de la combustión es necesario calcular el porcentaje en volumen y la fracción másica de cada constituyente. El porcentaje en volumen es la relación entre las moles del constituyente y las moles totales de los gases; la fracción másica se determina por la relación entre el producto de la masa molecular y el porcentaje en volumen, y el peso molecular de la mezcla, es decir:

$$\%Vol = \frac{Moles_i}{Total\ moles}$$

$$fm_i = \frac{M_i \times \%Vol}{M_m}$$

Para el CO₂:

$$\%Vol = \frac{353,84}{4482,02} \times 100 = 7,89\%$$

$$fm_{CO_2} = \frac{44 * 0,0789}{29,6488} = 0,1172$$

Para el H₂O:

$$\%Vol = \frac{707,69}{4482,02} \times 100 = 15,79\%$$

$$fm_{H_2O} = \frac{18 * 0,1579}{29,6488} = 0,0959$$

Para el N₂:

$$\%Vol = \frac{1376,06}{4482,02} \times 100 = 30,7\%$$

$$fm_{N_2} = \frac{28 * 0,307}{29,6488} = 0,2899$$

Para O₂:

$$\%Vol = \frac{2044,43}{4482,02} \times 100 = 45,61\%$$

$$fm_{O_2} = \frac{32 * 0,4561}{29,6488} = 0,4923$$

Para calcular el calor específico de cada constituyente de los gases producto de la combustión, se utiliza la ecuación (38) en función de la temperatura:

$$Cp_i = a + bT + cT^2 + dT^3$$

Donde los coeficientes a, b, c y d, se obtienen de la tabla 2.2:

Sustancia	Formula	A	B	C	D
Dióxido de carbono	CO ₂	22,26	0,05981	-0,00003501	7,496E ⁻⁹
Nitrógeno	N ₂	28,9	-0,001571	0,000008081	-2,873E ⁻⁹
Oxígeno	O ₂	25,48	0,0152	-0,000007155	1,312E ⁻⁹
Vapor de agua	H ₂ O	32,24	0,001923	0,00001055	-3,595E ⁻⁹

De esta manera, procedemos a calcular el calor específico de cada constituyente para las condiciones de operación dadas a la entrada de la caldera HRSG:

$$T_e = 926,5^\circ\text{F} = 770,09\text{K} \rightarrow \text{Temperatura gases a la entrada de HRSG}$$

Para el CO₂:

$$\begin{aligned} \overline{Cp}_{CO_2} &= 22,26 + 0,05981 * 770,09 - 0,00003501 * 770,09^2 + 7,496 \times 10^{-9} * 770,09^3 \\ &= 50,98 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} * \text{K}} \end{aligned}$$

Para el H₂O:

$$\begin{aligned} \overline{Cp}_{H_2O} &= 32,24 + 0,001923 * 770,09 + 0,00001055 * 770,09^2 - 3,595 \times 10^{-9} \\ &\quad * 770,09^3 = 38,335 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} * \text{K}} \end{aligned}$$

Para el N₂:

$$\begin{aligned}\bar{c}_{p_{N_2}} &= 28,9 - 0,001571 * 770,09 + 0,000008081 * 770,09^2 - 2,873 \times 10^{-9} \\ &* 770,09^3 = 30,899 \frac{kJ}{kmol * K}\end{aligned}$$

Para el O₂:

$$\begin{aligned}\bar{c}_{p_{O_2}} &= 25,48 + 0,0152 * 770,09 - 0,000007155 * 770,09^2 + 1,312 \times 10^{-9} * 770,09^3 \\ &= 33,54 \frac{kJ}{kmol * K}\end{aligned}$$

Dividiendo el calor específico de cada constituyente entre su peso molecular, resulta:

$$c_{p_{CO_2}} = \frac{50,98 \frac{kJ}{kgmol * K}}{44 \frac{kg}{kmol}} = 1,1587 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$c_{p_{H_2O}} = \frac{38,335 \frac{kJ}{kmol * K}}{18 \frac{kg}{kmol}} = 2,1313 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$c_{p_{N_2}} = \frac{30,899 \frac{kJ}{kmol * K}}{28 \frac{kg}{kmol}} = 1,1133 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$c_{p_{O_2}} = \frac{33,54 \frac{kJ}{kmol * K}}{32 \frac{kg}{kmol}} = 1,0481 \frac{kJ}{kg * K}$$

El calor específico de la mezcla de los gases de escape se determina a partir de la sumatoria de cada gas constituyente por su fracción másica, así:

$$Cp_m = \sum f m_i Cp_i$$

Por lo tanto:

$$Cp_{gases.ent} = 0,1172 * 1,1587 + 0,0959 * 2,1313 + 0,2899 * 1,1133 + 0,4923 * 1,0481$$

$$Cp_{gases.ent} = 1,1789 \frac{kJ}{kg * K}$$

Utilizando el mismo procedimiento calculamos el calor específico de los gases expulsados por la turbina a la salida de la HRSG y para la temperatura de referencia, el cual tiene un valor de:

Para $T_s = 507,87K \rightarrow$ *Temperatura gases de salida de HRSG*

$$Cp_{gases.salida} = 1,1013 \frac{kJ}{kg * K}$$

Para $T_R = 305,37K \rightarrow$ *Temperatura de referencia*

$$Cp_{temp.refe.} = 1,0343 \frac{kJ}{kg * K}$$

3.3.4. RESULTADOS DEL CÁLCULO DE CALOR ESPECÍFICO A DIFERENTES TEMPERATURAS

La tabla 3.5 hace referencia a algunos de los resultados obtenidos de calor específico en varios días de evaluación. En esta tabla se incluyen valores de calor

específico a la entrada y salida de la caldera HRSG y el calor específico de los gases a la temperatura de referencia.

Tabla 3.5. Muestra de cálculo de calor específico de los gases

CALOR ESPECIFICO							
Día	Turno	Temp. Salida gases[K]	Temp ent. Gases [K]	Temp. Referencia [K]	Calor específico gases de entrada HRSG [kJ/kg*K]	Calor específico gases de salida HRSG [kJ/kg*K]	Calor específico a la temp. Referencia [kJ/kg*K]
1	1	507,87	770,09	305,37	1,1789	1,1013	1,0343
	2	507,87	769,54	303,01	1,1787	1,1013	1,0335
	3	508,43	768,98	300,51	1,1786	1,1015	1,0326
2	1	507,87	771,76	305,65	1,1780	1,1003	1,0336
	2	507,59	775,65	303,01	1,1791	1,1003	1,0327
	3	508,43	760,37	299,54	1,1749	1,1005	1,0315
3	1	507,04	771,21	302,73	1,1766	1,0991	1,0319
	2	508,15	775,93	301,90	1,1779	1,0994	1,0316
	3	508,98	752,87	299,82	1,1716	1,0997	1,0309
4	1	511,21	744,26	302,73	1,1680	1,0994	1,0311
	2	509,54	761,21	301,48	1,1726	1,0989	1,0307
	3	509,54	761,76	300,79	1,1728	1,0989	1,0305
5	1	509,26	771,76	304,54	1,1716	1,0958	1,0295
	2	510,65	738,43	300,65	1,1626	1,0963	1,0281
	3	510,65	733,98	300,51	1,1614	1,0963	1,0281
6	1	508,15	776,21	305,23	1,1650	1,0895	1,0251
	2	513,98	706,21	302,46	1,1464	1,0912	1,0241
	3	510,93	726,21	300,79	1,1518	1,0903	1,0236
7	1	509,54	743,98	305,23	1,1667	1,0979	1,0312
	2	508,71	750,09	302,73	1,1683	1,0976	1,0304
	3	511,21	742,59	300,65	1,1663	1,0984	1,0297
8	1	508,98	767,87	304,96	1,1757	1,0997	1,0326
	2	508,43	764,82	303,15	1,1749	1,0995	1,0320
	3	509,26	760,09	302,18	1,1736	1,0998	1,0317
9	1	508,98	760,37	303,15	1,1595	1,0887	1,0236
	2	509,82	731,21	302,46	1,1518	1,0890	1,0234

	3	510,09	707,04	300,93	1,1454	1,0890	1,0229
10	1	508,71	724,82	304,96	1,1514	1,0896	1,0250
	2	509,82	712,87	302,46	1,1482	1,0900	1,0241
	3	510,37	707,04	300,37	1,1466	1,0901	1,0235

3.3.5. ERROR AL ESTIMAR EL CALOR ESPECÍFICO DE LOS GASES A TEMPERATURA CONSTANTE

En la mayoría de los casos al momento de calcular el calor específico de una mezcla de gases, se trabajan con valores aproximados o tabulados en tabla, manteniéndolo constante en cualquier punto del sistema evaluado sin tener en cuenta el cambio de temperatura. Esto es un error considerable a la hora de calcular la entalpía de los gases ya que como sabemos es un parámetro importante en el análisis energético de una planta, que depende del calor específico y la temperatura. Como información adicional al presente trabajo, en esta sección, se comprobaba el error al asumir el calor específico encontrado en tabla, para determinar la entalpía y compararlo con el calculado en la sección anterior, obteniendo así el porcentaje de error entre uno y otro.

Para el cálculo del calor específico constante de la mezcla de gases de escape, es necesario remitirse a los textos académicos de termodinámica que presentan una metodología aparentemente sencilla para calcularlos [2]. Como se mencionó anteriormente, el calor específico de la mezcla de gases de escape se determina mediante la siguiente expresión que involucra el peso molecular y el porcentaje en volumen de cada constituyente, ecuación (39):

$$Cp_m = \frac{\sum Cp_i * (M_i * \%Vol)}{\sum M_i * \%Vol}$$

El calor específico de los constituyentes de la mezcla de gases aparece tabulado en tablas de cualquier libro de termodinámica, en este caso se utilizara la tabla A-3M del libro Termodinámica 5ª ed. de Kenneth Wark:

Constituyente	C_p (kJ/kgK)
CO_2	0,846
N_2	1,04
H_2O	1,86
O_2	0,918

Por lo tanto, para el turno 1 del primer día de evaluación tenemos que:

$$C_{p_{mezcla}} = \frac{0,846 * 44 * 0,0789 + 1,04 * 28 * 0,307 + 1,86 * 18 * 0,1579 + 0,918 * 32 * 0,4561}{44 * 0,0789 + 28 * 0,307 + 18 * 0,1579 + 32 * 0,4561}$$

$$C_{p_{mezcla}} = 1,0358 \text{ kJ}/\text{kgK} \rightarrow C_{p_{constante}}$$

El calor específico constante calculado se puede asumir para cualquier punto del sistema sin importar la temperatura a la que se encuentren los gases.

El calor específico calculado en la sección anterior para el turno uno del primer día de evaluación, a la entrada y salida de la HRSG es el siguiente:

$$\text{Para una temperatura de entrada } T_e = 770,09K \rightarrow C_{p_e} = 1,1789 \text{ kJ}/\text{kgK}$$

$$\text{Para una temperatura de salida } T_s = 507,87K \rightarrow C_{p_s} = 1,1013 \text{ kJ}/\text{kgK}$$

El cambio de entalpia en la caldera HRSG será igual a:

$$\Delta h = h_e - h_s = Cp_e * T_e - Cp_s * T_s$$

$$\Delta h = 1,1789 * 770,09 - 1,1013 * 507,87$$

$$\Delta h = 348,54 \frac{kJ}{kg}$$

Ahora, para el calor específico constante a la entrada y salida de la caldera, el cambio de entalpia será igual a:

$$\Delta h = Cp_{cte} * \Delta T$$

$$\Delta h = 1,0358 * (770,09 - 507,87)$$

$$\Delta h = 271,6 \frac{kJ}{kg}$$

$$\% Error \Delta h = \frac{348,54 - 271,6}{348,54} \times 100 = \mathbf{22,07\%}$$

Del resultado anterior, se observa que existe una gran diferencia en los resultados al utilizar un método y otro para calcular el calor específico, por lo cual, para la realización de estudios termoenergeticos en plantas y análisis económicos es mejor utilizar el calor específico en función de la temperatura con el fin de obtener resultados mucho mas precisos.

3.4. CÁLCULO DE EFICIENCIA DE LA HRSG, SEGÚN LA NORMA INTERNACIONAL ASME PTC 4.4.

Reelaborada la metodología presentada en el anterior capítulo para el cálculo de la eficiencia energética en una caldera tipo HRSG, basada en la norma internacional ASME PTC 4.4, se procede a realizar los cálculos que permitirán

evaluar la caldera recuperadora de calor a las condiciones específicas de diseño y operación de la planta.

Este procedimiento de cálculo, emplea dos métodos para determinar la eficiencia en una caldera tipo HRSG, los cuales son el método directo de entrada y salida, y el método indirecto que relaciona las pérdidas con la energía de entrada, además involucra el cálculo de la efectividad para conocer el desempeño total de la caldera o una parte de ella. Como ejemplo de cálculo para la explicación de esta metodología, se tomarán los datos medidos en el turno uno del primer día de evaluación como anteriormente se trabajó.

3.4.1. CALCULO DE LA EFICIENCIA POR EL METODO DIRECTO

El método directo o método de entrada y salida, plantea el cálculo de la eficiencia por medio de la relación entre la energía de salida y de entrada.

$$n = \frac{\text{Energía de salida}}{\text{Energía de entrada}} \times 100\%$$

La energía de salida es igual al calor absorbido por el fluido de trabajo y se determina de la siguiente manera:

$$\text{Energía de salida} = \text{Calor absorbido} = \dot{m}_7(h_7 - h_6)$$

Donde:

\dot{m}_7 : Flujo de vapor generado por la caldera $\left[\frac{lb}{h}\right]$

h_7 : Entalpía de vapor salida de la caldera $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

h_6 : Entalpia del agua de alimentar caldera $\left[\frac{Btu}{lb}\right]$

Siguiendo con los datos recopilados para la aplicación de esta metodología, tenemos que para el turno uno del primer día de evaluación:

$$\dot{m}_{vapor} = 42240 \frac{lb}{h}$$

Las entalpias del agua de alimentar caldera y el vapor de salida, fueron calculadas en la sección anterior por medio de las tablas de vapor sobrecalentado y liquido comprimido mostradas en los textos de termodinámica, por lo tanto:

Para el vapor sobrecalentando:

$$T_7 = 809^\circ\text{F} \rightarrow P_7 = 606,5 \text{ psi} \rightarrow h_7 = 1412,28 \frac{Btu}{lb}$$

Para el agua de alimentar:

$$T_6 = 325^\circ\text{F} \rightarrow P_6 = 618,5 \text{ psi} \rightarrow h_6 = 296,95 \frac{Btu}{lb}$$

Entonces:

$$\text{Energia de salida} = 42240 \frac{lb}{h} * \left(1412,28 \frac{Btu}{lb} - 296,95 \frac{Btu}{lb} \right)$$

$$\text{Energia de salida} = 47111571,41 \frac{Btu}{h}$$

Por otra parte, la energía de entrada es igual al total del calor suministrado en la caldera recuperadora y se determina así:

$$\text{Energía de entrada} = E_{GE} + E_{COMB.S.}$$

$$\text{Energía entrada} = \dot{m}_4(Cp_4T_4 - Cp_R T_R) + \dot{m}_8 LHV$$

$$\dot{m}_4: \text{Flujo de masa de los gases de escape} \left[\frac{Lb}{h} \right]$$

$$Cp_4: \text{Calor específico de los gases de escape} \left[\frac{Btu}{Lb^\circ F} \right]$$

$$T_4: \text{Temperatura de los gases de escape a la entrada de la caldera} [^\circ F]$$

$$\dot{m}_8: \text{Flujo de masa del combustible suplementario} \left[\frac{Lb}{h} \right]$$

$$Cp_R: \text{Calor específico de los gases de escape a la temp. de referencia} \left[\frac{Btu}{Lb^\circ F} \right]$$

$$T_R: \text{Temperatura de referencia} [^\circ F]$$

$$LHV: \text{Poder calorífico inferior del combustible} \left[\frac{Btu}{ft^3} \right]$$

Conociendo el flujo de masa de los gases de escape y del combustible suplementario, la temperatura de entrada de los gases, la temperatura de referencia, el poder calorífico inferior del combustible y el calor específico de los gases calculado en la sección anterior, se calcula la energía de entrada a la HRSG con la ecuación 15 así:

$$\dot{m}_4 = 341529,99 \frac{lb}{h}$$

$$Cp_4 = 1,1789 \frac{kJ}{kg * K} = 0,5062 \frac{Btu}{lb * K}$$

$$T_4 = 926,5^\circ F = 770,09K$$

$$\dot{m}_8 = 0,59 \text{ mscfh} = 590 \frac{\text{sft}^3}{\text{h}}$$

$$C_{pR} = 1,0343 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 0,444 \frac{\text{Btu}}{\text{Lb} * \text{K}}$$

$$T_R = 90^\circ\text{F} = 305,37\text{K}$$

$$\text{LHV} = 991,29 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3}$$

$$\begin{aligned} E. \text{ entrada} &= 341529,99 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * \left(0,5062 \frac{\text{Btu}}{\text{lb} * \text{K}} * 770,09\text{K} - 0,444 \frac{\text{Btu}}{\text{Lb} * \text{K}} * 305,37\text{K} \right) \\ &+ 590 \frac{\text{ft}^3}{\text{h}} * 991,29 \frac{\text{Btu}}{\text{ft}^3} \end{aligned}$$

$$\text{Energía de entrada} = 87325451,44 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

Una vez obtenidos los valores de energía de entrada y salida de la caldera HRSG, se calcula la eficiencia utilizando la expresión del método directo descrita por la ASME.

$$n = \frac{\text{Energía de salida}}{\text{Energía de entrada}} \times 100\%$$

$$n = \frac{47111571,41}{87325451,44} \times 100\%$$

$$n = 53,95\%$$

3.4.2. RESULTADOS DEL CALCULO DE EFICIENCIA POR EL METODO DIRECTO

En la tabla 3.6 se exponen algunos de los resultados que se obtuvieron en el calculo de la eficiencia por el método directo o método de entrada y salida.

Tabla 3.6. Muestra de cálculos de la eficiencia de la HRSG por el método directo.

CALDERA HRSG				
Día	Turno	Energía de salida [Btu/h]	Energía de entrada [Btu/h]	Eficiencia método directo
1	1	47111571,41	87325451,44	53,95%
	2	46908797,05	90479971,6	51,84%
	3	47164834,98	89280495,9	52,83%
2	1	45926220,71	89184078,66	51,50%
	2	48521199,09	91379216,17	53,10%
	3	47065072,66	89715931,15	52,46%
3	1	47978097,15	92231841,38	52,02%
	2	48334709,23	92785034,1	52,09%
	3	44134404,53	85223414,77	51,79%
4	1	42421188,95	82695699,9	51,30%
	2	45264188,31	90111459,71	50,23%
	3	45499514,1	92072581,39	49,42%
5	1	46361428,15	98378016,89	47,13%
	2	40961571,66	82504941,95	49,65%
	3	40041976,99	80204283,93	49,92%
6	1	48225672,18	108152385,6	44,59%
	2	36565716,33	76056250,81	48,08%
	3	38257325,03	87868858,47	43,54%
7	1	40597813,3	79659410,04	50,96%
	2	42456998,02	84646154,46	50,16%
	3	41710799,65	82325760,83	50,67%
8	1	45918006,84	88411692,14	51,94%
	2	45331396,61	88164996,65	51,42%
	3	44819967,56	87367546,73	51,30%
9	1	45366412	106763955,1	42,49%
	2	38977032,91	91262972,89	42,71%
	3	34923770,63	79934960,37	43,69%
10	1	38618420,63	83066693,95	46,49%
	2	35616320,63	79201208,34	44,97%
	3	35977837,09	78624590,68	45,76%

3.4.3. CALCULO DE LA EFICIENCIA POR EL METODO INDIRECTO

También llamado método de las pérdidas, define la eficiencia de un generador de vapor como el 100 por ciento menos un cociente expresado en porcentaje. El cociente consiste de la suma de todas las pérdidas divididas entre la energía de entrada. Se expresa de la siguiente manera:

$$n = \left(1 - \frac{L}{\text{Energía de entrada}} \right) \times 100\%$$

L : Pérdidas de calor total en la recuperadora de calor $\left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right]$

Las pérdidas de calor en una caldera HRSG son iguales a la energía perdida por chimenea, radiación, convección, purgas e inquemados. Cada una de estas, se calcula a través de las ecuaciones expuestas en el capítulo dos, las cuales ayudaran a determinar el total de pérdidas para el ejemplo tomado como referencia:

$$\text{Pérdidas de calor} = P_{\text{chimenea}} + P_{\text{rad}} + P_{\text{conv}} + P_{\text{purgas}} + P_{\text{CO}}$$

- $P_{\text{chimenea}} = \dot{m}_5 C_{p5} (T_5 - T_R)$

$$\dot{m}_5 = 341529,99 \frac{\text{Lb}}{\text{h}}$$

$$C_{p5} = 1,1013 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} = 0,473 \frac{\text{Btu}}{\text{lb K}}$$

$$T_5 = 454,5^\circ\text{F} = 507,87\text{K}$$

$$T_R = 90^\circ\text{F} = 305,37\text{K}$$

La temperatura de referencia es la temperatura mínima a la cual deben salir los gases de escape para que no lleguen al punto de rocío y de esta manera, evitar que se condense el vapor de agua presente en los gases lo que perjudicaría la integridad física del material de la caldera.

$$P_{chimenea} = 341529,99 \frac{Lb}{h} * 0,473 \frac{Btu}{lb K} * (507,87K - 305,37K)$$

$$P_{chimenea} = 32712596,27 \frac{Btu}{h}$$

Los siguientes parámetros son necesarios para calcular las perdidas de energía por radiación y convección, en la caldera recuperadora de calor. Algunos de ellos fueron medidos en campo y otros recopilados en los datos de diseño que suministro la empresa.

$$A_{caldera} = \text{Area superficial de la caldera} = 1755,6ft^2$$

$$T_s = \text{Temperatura de superficie} = 51^\circ C = 123,8^\circ F$$

$$e = \text{Emisividad} = 0,7$$

$$V = \text{Velocidad del aire promedio} = 250 \frac{ft}{min}$$

- $P_{rad} = A_{caldera} \left(\frac{Q}{A}\right)_R$

$$\left(\frac{Q}{A}\right)_R = 0,174 \times e \left[\left(\frac{460 + T_s}{100}\right)^4 - \left(\frac{460 - T_a}{100}\right)^4 \right]$$

$$P_{rad} = 1755,6 * 0,174 \times 0,7 \left[\left(\frac{460 + 123,8}{100}\right)^4 - \left(\frac{460 - 90}{100}\right)^4 \right]$$

$$P_{rad} = 208311,63 \frac{Btu}{h}$$

- $P_{conv} = A_{caldera} \left(\frac{Q}{A}\right)_c$

$$\left(\frac{Q}{A}\right)_c = 0,296(T_s - T_a)^{1,25} \sqrt{\frac{V + 68,9}{68,9}}$$

$$P_{conv} = 1755,6 * 0,296(123,8 - 90)^{1,25} \sqrt{\frac{250 + 68,9}{68,9}}$$

$$P_{conv} = 91113,1 \frac{Btu}{h}$$

Para el cálculo de las pérdidas de energía a través de las purgas, el flujo de masa se estimo mediante la diferencia entre el agua de alimentar la caldera y el vapor que sale de esta, debido a que no fue posible contar con mediciones de la cantidad de purgas que se extraen de ella. Tampoco se cuenta con mediciones de total de sólidos disueltos en el agua de alimentar que permitan obtener el flujo de purgas. Por lo tanto:

$$P_{purga} = \dot{m}_9 \times h_9$$

h_9 : Entalpia de las purgas a la temperatura de liquido saturado $\left[\frac{Btu}{Lb}\right]$

$$\dot{m}_9: \text{Flujo de masa de purgas} \rightarrow \dot{m}_9 = \dot{m}_6 - \dot{m}_7 \left[\frac{Lb}{h}\right]$$

$$\dot{m}_6: \text{Flujo de masa de agua de alimentar caldera} \left[\frac{Lb}{h}\right]$$

$$\dot{m}_7: \text{Flujo de masa del vapor generado por la caldera} \left[\frac{Lb}{h}\right]$$

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_6 - \dot{m}_7$$

$$\dot{m}_9 = 45955 \frac{lb}{h} - 42240 \frac{lb}{h} = 3715 \frac{lb}{h}$$

Para una temperatura de saturación de 500°F (temperatura a la cual sale el agua del economizador), la entalpia del líquido saturado es:

$$T_{sat} = 500^{\circ}\text{F} \rightarrow h_g = 487,7 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

Entonces:

$$\begin{aligned} P_{purga} &= \dot{m}_g \times h_g \\ P_{purga} &= 3715 \frac{\text{lb}}{\text{h}} \times 487,7 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \\ P_{purga} &= \mathbf{1811805,5} \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Las perdidas por CO se excluyen de estos cálculos debido a que en el análisis de gases en chimenea, realizado por la empresa en los días de evaluación, no se encontraron partículas de CO y en casos esporádicos fueron mas que despreciables las ppm halladas.

Luego de calcular cada una de las perdidas de energía existentes en la caldera recuperadora de calor, se procede a calcular la eficiencia del método indirecto por medio de la relación entre la sumatoria de las perdidas y la energía de entrada, así:

$$\begin{aligned} \text{Perdidas de calor} &= P_{chimenea} + P_{rad} + P_{conv} + P_{purgas} \\ \text{Perdidas de calor} &= 32712596,27 + 208311,63 + 91113,1 + 1811805,5 \\ &= 34786844,39 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} \end{aligned}$$

3.4.4. RESULTADOS DEL TOTAL PÉRDIDAS ENCONTRADAS EN LA HRSG.

En la tabla 3.7 se muestran los resultados obtenidos de las diferentes pérdidas de energía de la HRSG y la sumatoria de todas ellas.

Tabla 3.7. Muestra de cálculos de las pérdidas en la HRSG.

PERDIDAS EN LA CALDERA RECUPERADORA						
Día	Turno	P. chimenea [Btu/h]	P. radiación [Btu/h]	P. convección [Btu/h]	P. purgas [Btu/h]	Total de pérdidas [Btu/h]
1	1	32675613,16	208311,63	91113,10	1811805,50	34786843,39
	2	34155766,56	206438,35	105652,13	1770351,00	36238208,04
	3	34085452,69	204384,09	121495,27	1611848,50	36023180,55
2	1	33230187,33	208527,82	89431,44	1355806,00	34883952,59
	2	33974474,44	206438,35	105652,13	1499677,50	35786242,42
	3	35067394,19	203565,18	127773,15	1489923,50	36888656,01
3	1	34583644,23	206213,73	107390,39	1355806,00	36253054,35
	2	34703083,27	205534,44	112638,82	1802051,50	36823308,03
	3	33978955,61	203800,31	125973,03	1255827,50	35564556,45
4	1	33779424,14	206213,73	107390,39	529154,50	34622182,75
	2	35180932,94	205191,73	115281,64	2177580,50	37678986,81
	3	35973460,23	204615,99	119713,31	2016639,50	38314429,03
5	1	37141681,29	207657,80	96195,18	1912702,00	39358236,26
	2	34332474,37	204500,16	120603,63	1197303,50	35854881,66
	3	33750990,44	204384,09	121495,27	1363121,50	35439991,30
6	1	40210802,42	208203,21	91956,27	1772789,50	42283751,40
	2	34862801,25	205988,20	109134,29	178010,50	35355934,24
	3	37838382,69	204615,99	119713,31	1633795,00	39796506,99
7	1	32065965,81	208203,21	91956,27	2197088,50	34563213,78
	2	33676833,11	206213,73	107390,39	2555548,00	36545985,22
	3	33972845,99	204500,16	120603,63	356021,00	34653970,78
8	1	33517772,21	207985,71	93647,24	892491,00	34711896,15
	2	33755669,91	206550,33	104785,14	438930,00	34505935,37
	3	34062193,97	205761,77	110883,78	260919,50	34639759,03
9	1	41646391,42	206550,33	104785,14	1511870,00	43469596,89
	2	38440764,65	205988,20	109134,29	1260704,50	40016591,64

	3	36270944,68	204731,60	118824,31	855913,50	37450414,08
10	1	35079323,78	207985,71	93647,24	1260704,50	36641661,23
	2	34934674,81	205988,20	109134,29	1338736,50	36588533,80
	3	35500436,52	204267,80	122388,23	326759,00	36153851,54

$$n = \left(1 - \frac{\text{Perdidas de calor}}{\text{Energía de entrada}}\right) \times 100\%$$

$$n = \left(1 - \frac{34786844,39}{87325451,44}\right) \times 100\%$$

$$n = 60,16\%$$

3.4.5. RESULTADOS DEL CÁLCULO DE EFICIENCIA EMPLEANDO EL MÉTODO INDIRECTO

La tabla 3.8 muestra los valores que posee la eficiencia de la HRSG obtenida por el método indirecto o método de las pérdidas.

Tabla 3.8. Muestra de cálculos de la eficiencia de la HRSG por el método indirecto.

EFICIENCIA POR EL MÉTODO INDIRECTO				
Día	Turno	Energía de entrada. [btu/h]	Total de pérdidas [btu/h]	Eficiencia método indirecto [%]
1	1	87325451,44	34786843,39	60,16%
	2	90479971,6	36238208,04	59,95%
	3	89280495,9	36023180,55	59,65%
2	1	89184078,66	34883952,59	60,89%
	2	91379216,17	35786242,42	60,84%
	3	89715931,15	36888656,01	58,88%
3	1	92231841,38	36253054,35	60,69%
	2	92785034,1	36823308,03	60,31%
	3	85223414,77	35564556,45	58,27%
4	1	82695699,9	34622182,75	58,13%
	2	90111459,71	37678986,81	58,19%
	3	92072581,39	38314429,03	58,39%
5	1	98378016,89	39358236,26	59,99%

	2	82504941,95	35854881,66	56,54%
	3	80204283,93	35439991,30	55,81%
6	1	108152385,6	42283751,40	60,90%
	2	76056250,81	35355934,24	53,51%
	3	87868858,47	39796506,99	54,71%
7	1	79659410,04	34563213,78	56,61%
	2	84646154,46	36545985,22	56,82%
	3	82325760,83	34653970,78	57,91%
8	1	88411692,14	34711896,15	60,74%
	2	88164996,65	34505935,37	60,86%
	3	87367546,73	34639759,03	60,35%
9	1	106763955,1	43469596,89	59,28%
	2	91262972,89	40016591,64	56,15%
	3	79934960,37	37450414,08	53,15%
10	1	83066693,95	36641661,23	55,89%
	2	79201208,34	36588533,80	53,80%
	3	78624590,68	36153851,54	54,02%

3.4.6. CALCULO DE LA EFECTIVIDAD

Para las consideraciones expuestas en la norma ASME PTC 4.4 y a las condiciones de operación actuales de la planta en cuestión, la efectividad para la caldera HRSG es expresada como:

$$EF = \frac{(h_{G1} - h_{G4}) \times W_{s1}(h_{s1} - h_{w2})}{(h_{G1} - h_{Gs3}) \times [W_{s1}(h_{s1} - h_{w2}) + W_{w3}(h_{w2} - h_{w4})]} \times 100\%$$

Considerando que no hay pérdidas del fluido de trabajo, se puede asumir que el flujo de agua de alimentar es igual al vapor que sale de la caldera, $W_{s1} = W_{w3}$, y la expresión se simplifica a la siguiente forma:

$$EF = \frac{(h_{G1} - h_{G4})(h_{s1} - h_{w2})}{(h_{G1} - h_{Gs3})(h_{s1} - h_{w4})} \times 100\%$$

Donde:

$$h_{G1} = \frac{Btu}{lb} = \text{Entalpia de los gases de la HRSG a la temp. de entrada, } T_{G1}$$

$$h_{G4} = \frac{Btu}{lb} = \text{Entalpia de los gases de la HRSG a la tempe. de salida, } T_{G4}$$

$$h_{Gs3} = \frac{Btu}{lb} = \text{Entalpia de los gases de la HRSG a igual temp. del vapor saturado, } T_{s2} \text{ en el domo de la caldera.}$$

$$h_{s1} = \frac{Btu}{lb} = \text{Entalpia del vapor sobrecalentado a la temp. salida, } T_{s1}$$

$$h_{w2} = \frac{Btu}{lb} = \text{Entalpia del agua saturada a la temp. del vapor saturado, } T_{s2}$$

$$h_{w4} = \frac{Btu}{lb} = \text{Entalpia del agua a la temp. de entrada, } T_{w4}$$

La entalpia para los gases de escape provenientes de la turbina a cualquier temperatura se calcula mediante la multiplicación del calor específico por la temperatura a la cual se encuentran los gases, es decir:

$$h_{G1} = Cp_{G1} * T_{G1}$$

$$h_{G1} = 1,1789 \frac{kJ}{kgK} * 770,09K = 907,86 \frac{kJ}{kg} * 0,429 \frac{Btu * kg}{kJ * lb} = 389,47 \frac{Btu}{lb}$$

$$h_{G4} = Cp_{G4} * T_{G4}$$

$$h_{G4} = 1,1013 \frac{kJ}{kgK} * 507,87K = 559,32 \frac{kJ}{kg} * 0,429 \frac{Btu * kg}{kJ * lb} = 239,95 \frac{Btu}{lb}$$

Para el cálculo de la entalpia de los gases a la temperatura del vapor saturado, el calor específico se calcula a la temperatura del vapor saturado siguiendo la metodología explicada en la sección 3.2.2. Entonces la entalpia será igual a:

$$h_{Gs3} = Cp_{Gs3} * T_{s2}$$

$$Cp_{Gs3} = \frac{kJ}{kg} = \text{Calor específico de los gases a la temp de vapor saturado}, T_{s2}$$

$$h_{Gs3} = 1,1093 \frac{kJ}{kg K} * 533,15K = 591,42 \frac{kJ}{kg} * 0,429 \frac{Btu * kg}{kJ * lb} = 253,72 \frac{Btu}{lb}$$

La entalpia del agua en los estados de vapor y líquido, se calcula mediante las tablas presentadas en los textos académicos de termodinámica conociendo la temperatura y la presión. Por lo tanto:

Para el vapor sobrecalentado a la salida de la caldera:

$$T_{s1} = 809^{\circ}\text{F} \rightarrow P_{s1} = 606,5\text{psi} \rightarrow h_{s1} = 1412,28 \frac{Btu}{lb}$$

Para el agua saturada a la temperatura del vapor saturado:

$$T_{w2} = 500^{\circ}\text{F} \rightarrow h_{w2} = 487,7 \frac{Btu}{lb}$$

Para el agua de alimentar a la temperatura de entrada de la caldera:

$$T_{w4} = 325^{\circ}\text{F} \rightarrow P_{w4} = 618,5 \rightarrow h_{w4} = 296,95 \frac{Btu}{lb}$$

Una vez encontradas todas las entalpias requeridas por la norma para el cálculo de la efectividad se procede a calcular su valor:

$$EF = \frac{\left(389,47 \frac{Btu}{lb} - 239,95 \frac{Btu}{lb}\right) \left(1412,28 \frac{Btu}{lb} - 487,7 \frac{Btu}{lb}\right)}{\left(389,47 \frac{Btu}{lb} - 253,72 \frac{Btu}{lb}\right) \left(1412,28 \frac{Btu}{lb} - 296,95 \frac{Btu}{lb}\right)} \times 100\%$$

$$EF = 91,31\%$$

3.4.7. RESULTADOS DE LA EFECTIVIDAD

La tabla 3.9 mostrara los valores calculados de efectividad para diez de los 59 días de evaluación.

Tabla 3.9. Muestra de cálculos de la efectividad de la HRSG.

EFECTIVIDAD		
Día	Turno	Efectividad
1	1	91,31%
	2	91,78%
	3	91,84%
2	1	92,11%
	2	91,67%
	3	91,70%
3	1	92,31%
	2	91,47%
	3	91,52%
4	1	90,96%
	2	92,18%
	3	92,36%
5	1	93,07%
	2	91,78%
	3	91,96%
6	1	90,21%
	2	91,39%
	3	92,13%
7	1	92,48%
	2	92,14%
	3	91,45%
8	1	91,48%
	2	91,77%

	3	91,64%
9	1	91,74%
	2	92,39%
	3	91,91%
10	1	90,48%
	2	90,98%
	3	90,97%

4. ANALISIS DE RESULTADOS

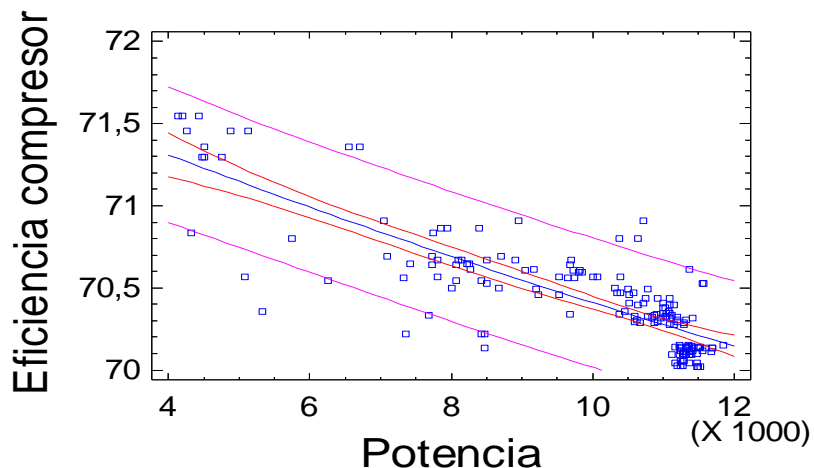
Luego de obtener los resultados en el capítulo anterior, se realizó un análisis estadístico por medio de regresión simple y polinómica, utilizando como herramienta el programa estadístico StatGraphics, el cual también permite obtener graficas con tendencias y ecuaciones de curvas. Este capítulo, expone los resultados y el análisis realizado a los indicadores energéticos.

Con la ayuda de la regresión polinómica se obtendrán curvas y ecuaciones que detallan el comportamiento de todos y cada uno de los indicadores, los cuales estarán dentro de un rango de valores delineados por un par de líneas de predicción, que indican el rango en donde estarán los resultados.

4.1. ANALISIS DE LA EFICIENCIA DEL COMPRESOR CONTRA POTENCIA GENERADA

Para realizar el análisis del compresor se realizó una regresión polinómica para conocer el comportamiento de la eficiencia en función de la potencia generada.

Gráfico de Ajuste para el Modelo



Grafica 4.1. Eficiencia compresor (%) vs Potencia (Kw)

La grafica 4.1 muestra los resultados de ajuste al modelo polinomio de segundo orden para describir la relación entre Eficiencia del Compresor y la Potencia generada. La ecuación del modelo de ajuste es:

$$\text{Efi. Compresor} = 71,9979 - 0,000181286 * \text{Potencia} + 2,25552\text{E-}9 * \text{Potencia}^2$$
$$R^2 = 68,5669 \%$$

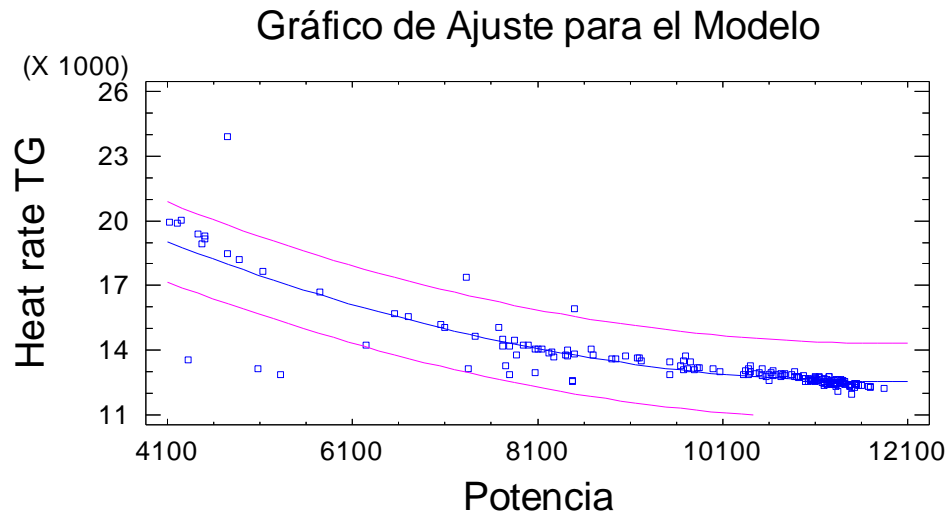
El estadístico R-cuadrado indica que el modelo explica un 68,9457% de la variabilidad en Eficiencia compresor. El estadístico R-cuadrado ajustado, que es más conveniente para comparar modelos con diferentes números de variables independientes, es 68,5669%. Dicho valor se encuentra dentro de los límites aceptables para considerar el modelo matemático como valido en la estimación del comportamiento de la eficiencia del compresor. El error estándar de la estimación muestra la desviación típica de los residuos que es 0,198072. Este valor puede usarse para construir los límites de predicción.

Los valores de eficiencia del compresor son mínimamente influenciados por la generación de potencia aunque se observa claramente como la curva de eficiencia tiende a disminuir a medida de que la generación de potencia incrementa su valor.

4.2. ANALISIS ESTADISTICO DE LOS INDICADORES DE LA TG Y COGENERACION.

A continuación se encontraran una serie de regresiones entre varios indicadores de la turbina y de la central de cogeneración, lo cual permite establecer y conocer cuales serán las tendencias, curvas y ecuaciones resultantes entre cada uno de los indicadores.

4.2.1. GRAFICA DE HEAT RATE CONTRA POTENCIA



Grafica 4.2. Heat rate (kJ/kw-h) vs. Potencia (kW)

Al realizar una regresión polinómica sobre los resultados obtenidos de Heat Rate y las mediciones de potencia eléctrica generada, se obtiene como resultado la grafica 4.2, que representa o indica el comportamiento del Heat Rate en dependencia de la carga a la que se encuentra operando la planta de cogeneración con TG. La línea azul representa la curva del modelo y las rojas los límites de predicción que garantizan en más de un 90 % que los valores se encontraran dentro de este rango. Mediante la regresión se obtiene la siguiente expresión:

$$\text{Heat rate TG} = 27578,2 - 2,52338 * \text{Potencia} + 0,000105898 * \text{Potencia}^2$$
$$R^2 = 76,1535$$

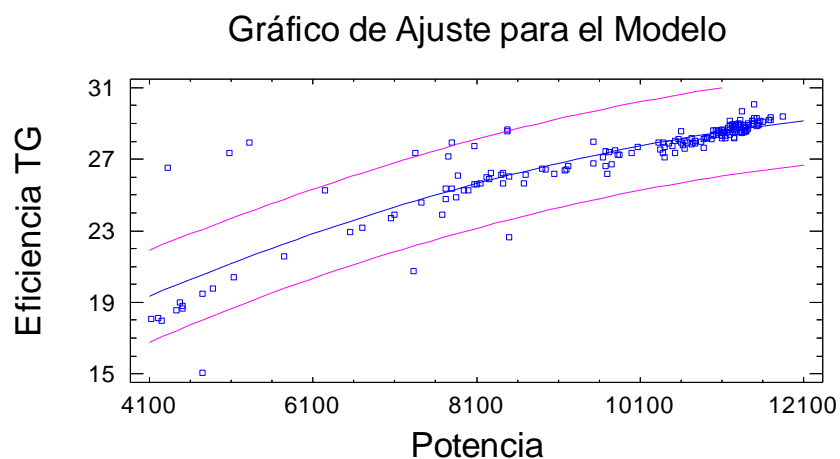
El estadístico R-cuadrado indica que el modelo explica un 76,4357% de la variabilidad en Heat rate TG. El estadístico R-cuadrado ajustado, que es más conveniente para comparar modelos con diferentes números de variables

independientes, es 76,1535%. Este R^2 llamado también coeficiente de determinación, demuestra que tanto en porcentaje se acomoda el modelo de regresión al comportamiento de los datos presentados en la vida real, en otras palabras es un indicador que nos permite estar al tanto de la validez del modelo que estamos usando.

El error estándar de la estimación muestra la desviación típica de los residuos que es 897,173. Este valor puede usarse para construir los límites de predicción.

Como es sabido con anterioridad la eficiencia de la planta aumenta en cuanto el Heat Rate sea menor, al ver la grafica notamos que: existe una tendencia a decremento del Heat Rate a medida que se aumenta la potencia, que después de 13 MW asciende nuevamente y que el rango de valores en el cual el Heat Rate es mas optimo se localiza cuando se genera entre 11 y 13 MW.

4.2.2. GRAFICA DE EFICIENCIA TÉRMICA CONTRA POTENCIA



Grafica 4.3. Eficiencia (%) vs. Potencia (kW)

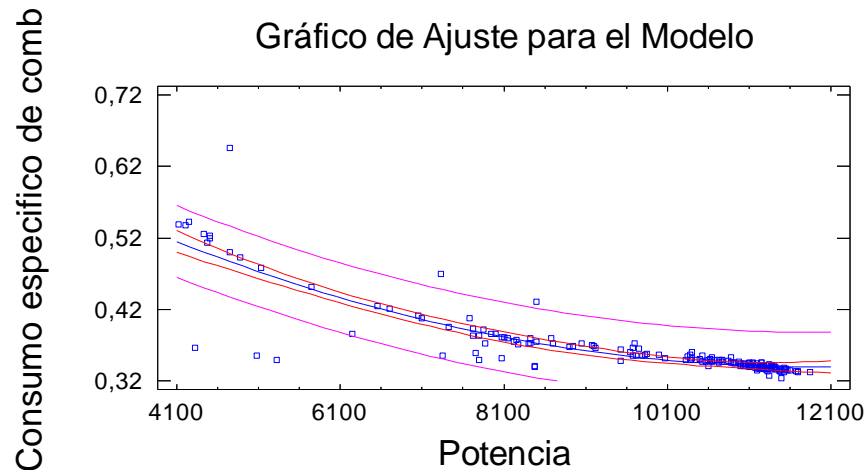
La grafica 4.3 ajusta el modelo que presenta el comportamiento de la eficiencia térmica de la turbina en función de la variación en la generación de potencia eléctrica. El estadístico R-cuadrado indica que el modelo explica un 79,7067% de la variabilidad en Eficiencia TG. El estadístico R-cuadrado ajustado, que es más conveniente para comparar modelos con diferentes números de variables independientes, es 79,4637%.

Por medio de la regresión polinómica obtenemos la siguiente expresión que permite analizar el comportamiento de la eficiencia a diferente potencia:

$$\text{Eficiencia TG} = 10,0416 + 0,00262432 * \text{Potencia} - (8,64039\text{E}^{-8}) * \text{Potencia}^2$$
$$R^2 = 79,7067$$

El error estándar de la estimación muestra la desviación típica de los residuos que es 1,24719. Este valor puede usarse para construir los límites de predicción. Además, notamos una curva cóncava hacia abajo con una tendencia al incremento de la eficiencia de la turbina a medida que aumenta la potencia generada. Los valores máximos de eficiencia se pueden obtener cuando la planta esta generando más de 12 MW.

4.2.3. GRAFICA DEL CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE CONTRA POTENCIA



Grafica 4.4. Consumo específico de combustible (Nm³/kW-h) vs. Potencia (kW)

La grafica 4.4 muestra los resultados de ajuste al modelo polinomio de segundo orden para describir la relación entre Consumo específico de combustible y Potencia. La ecuación del modelo de ajuste es:

$$\text{Consumo específico de comb.} = 0,746828 - 0,0000683881 * \text{Potencia} + 2,87232E^9 * \text{Potencia}^2$$
$$R^2 = 76,417$$

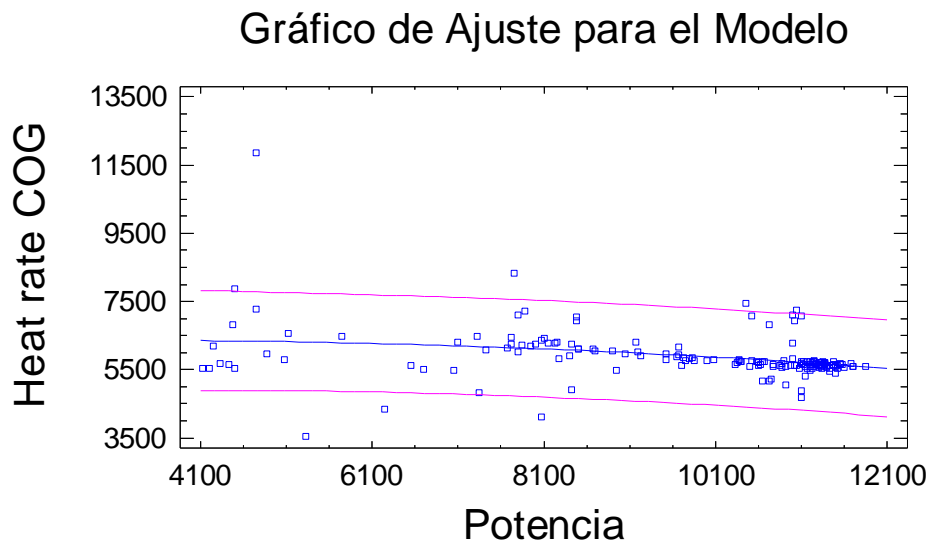
El estadístico R-cuadrado indica que el modelo explica un 76,417% de la variabilidad en Consumo específico de combustible. El estadístico R-cuadrado ajustado, que es más conveniente para comparar modelos con diferentes números de variables independientes, es 76,1346%. La ecuación generada para el modelo de ajuste calculado para estos indicadores, es viable para la estimación del

consumo específico de combustible teniendo como dato la potencia generada, ya que posee un alto porcentaje de ajuste.

El error estándar de la estimación muestra la desviación típica de los residuos que es 0,0242864. Este valor puede usarse para construir los límites de predicción.

En este caso se observa como el consumo específico de combustible tiende a disminuir significativamente con el aumento de la carga a la que se somete la planta cogeneradora, pero también se observa como después de los 11 MW tiende a mantenerse constante, fenómeno que se evidencia de similar manera en la grafica de ajuste del Heat Rate vs Potencia.

4.2.4. GRAFICA DEL HEAT RATE DE LA PLANTA CONTRA POTENCIA GENERADA



Grafica 4.5. Heat rate de la planta (kJ/kW-h) vs. Potencia (kW)

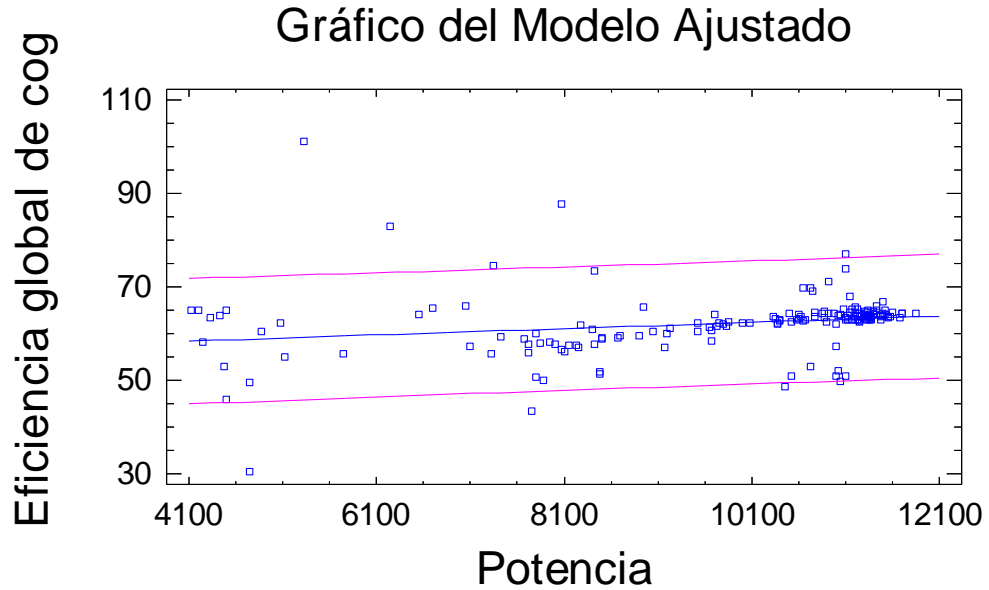
La salida muestra los resultados de ajuste al modelo polinomio de segundo orden para describir la relación entre Heat rate COG y Potencia. La ecuación del modelo de ajuste es:

$$\text{Heat rate COG} = 6269,95 + 0,0613899 * \text{Potencia} - 0,00001002 * \text{Potencia}^2$$
$$R^2 = 8,16751\%$$

El estadístico R-cuadrado indica que el modelo explica un 9,25429% de la variabilidad en Heat rate COG. El estadístico R-cuadrado ajustado, que es más conveniente para comparar modelos con diferentes números de variables independientes, es 8,16751%.

En la grafica 4.5 notamos que el Heat Rate de la planta presenta una leve inclinación a disminuir con el aumento de la potencia, pero con un R^2 tan bajo, el modelo obtenido no es valido para realizar estimaciones, ya que no se acomoda lo suficientemente bien a los datos reales obtenidos en la practica. Por consiguiente se debería considerar desarrollar un estudio más extenso y profundo sobre la medición de algunos parámetros que están involucrados en el cálculo de los indicadores.

4.2.5. GRAFICA DE LA EFICIENCIA GLOBAL CONTRA POTENCIA



Grafica 4.6. Eficiencia Global (%) vs Potencia (kW)

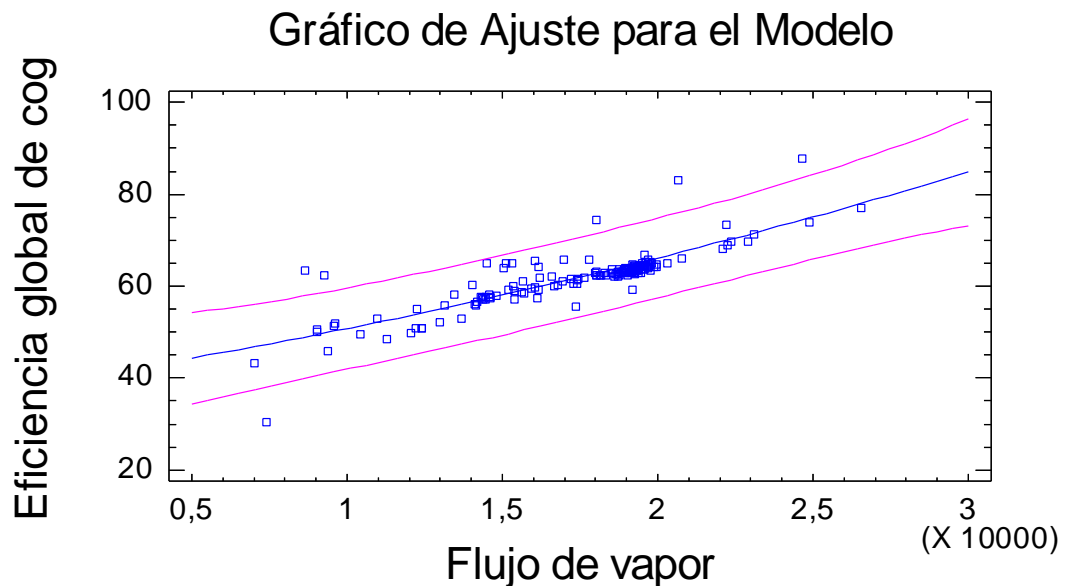
La grafica 4.6 muestra los resultados de ajuste al modelo polinomio de segundo orden para describir la relación entre Heat rate COG y Potencia. La ecuación del modelo de ajuste es:

$$\text{Eficiencia global de cog} = 55,594 + 0,000670367 \cdot \text{Potencia}$$
$$R^2 = 4,18139$$

El estadístico R-cuadrado indica que el modelo explica un 5,32726% de la variabilidad en Eficiencia global de cogeneración. El estadístico R-cuadrado ajustado, que es más conveniente para comparar modelos con diferentes números de variables independientes, es 4,19345%. Como vemos el R^2 tiene un valor muy bajo, por lo cual se recomienda indagar mucho mas sobre este fenómeno y de esta manera conseguir un modelo valido.

Al igual que la grafica de Heat Rate de Cogeneración vs Potencia, esta grafica tampoco es valida como ajuste para el modelo, los datos se encuentran muy dispersos aunque con un muy leve incremento de la eficiencia global en función del aumento de la generación.

4.2.6. GRAFICA DE EFICIENCIA GLOBAL CONTRA FLUJO DE VAPOR



Grafica 4.7. Eficiencia Global (%) vs. Flujo de vapor (kg/h)

La salida muestra los resultados de ajuste al modelo polinomio de segundo orden para describir la relación entre Eficiencia global de cogeneración y Flujo de vapor. La ecuación del modelo de ajuste es:

$$\text{Eficiencia global} = 38,7274 + 0,00103716 \cdot \text{Flujo de vapor} + 1,66138\text{E-}8 \cdot \text{Flujo de vapor}^2$$

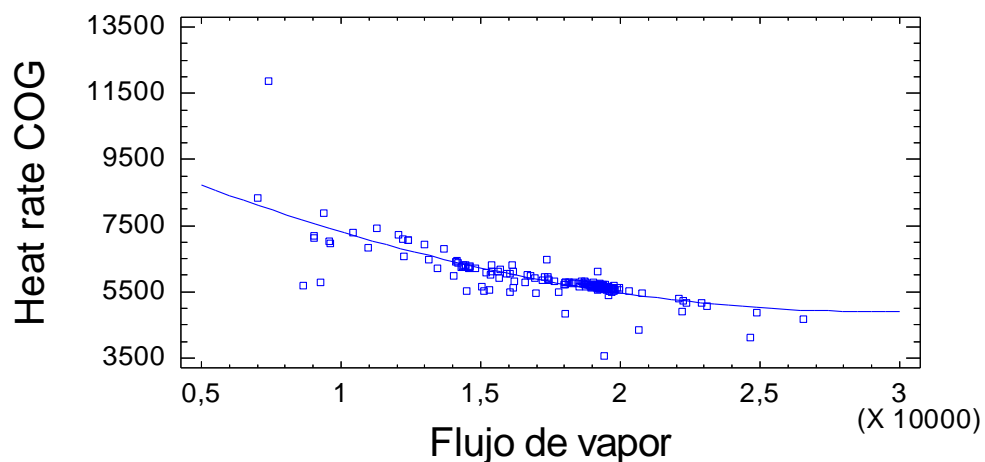
$$R^2 = 58,5757\%$$

El estadístico R-cuadrado indica que el modelo explica un 59,0659% de la variabilidad en Eficiencia global de cogeneración. El estadístico R-cuadrado ajustado, que es más conveniente para comparar modelos con diferentes números de variables independientes, es 58,5757%. El error estándar de la estimación muestra la desviación típica de los residuos que es 4,37277. Este valor puede usarse para construir los límites de predicción. Este coeficiente de determinación se encuentra en el límite del porcentaje mínimo requerido y por lo tanto puede ser considerado como un modelo válido para estimación. Notamos también que algunos de los datos se encuentran por fuera de las líneas de predicción, sería de gran importancia indagar más sobre los parámetros, ya que esto podría interferir en la formulación de la ecuación.

El modelo generado para la eficiencia global de cogeneración contra el flujo de vapor se asemeja a una línea recta. Dicha eficiencia es directamente proporcional a la generación de vapor, característica deseable en industrias con necesidades de energía térmica y eléctrica.

4.2.7. GRAFICA DE HEAT RATE DE LA PLANTA CONTRA FLUJO DE VAPOR

Gráfico de Ajuste para el Modelo



Grafica 4.8. Heat rate planta (kJ/kW-h) vs. Flujo de vapor (kg/h)

La salida muestra los resultados de ajuste al modelo polinomio de segundo orden para describir la relación entre Heat rate COG y Flujo de vapor. La ecuación del modelo de ajuste es:

$$\text{Heat Rate COG} = 10452,3 - 0,378367 * \text{Flujo de vapor} + 0,00000643707 * \text{Flujo de vapor}^2$$
$$R^2 = 61,9374$$

El estadístico R-cuadrado indica que el modelo explica un 61,9374% de la variabilidad en Heat rate COG. El estadístico R-cuadrado ajustado, que es más conveniente para comparar modelos con diferentes números de variables independientes, es 61,4816%.

La ecuación que ajusta al modelo es considerada como válida para estimar valores correspondientes del Heat Rate en dependencia de la generación de vapor, debido a que el coeficiente de determinación posee un porcentaje dentro de lo permitido.

El aumento de la generación de vapor en la planta de cogeneración disminuye considerablemente el Heat Rate de la central, haciéndola mucho más eficiente. Es de apreciar que desde los 28.000 Kg/h de vapor en adelante, el Heat Rate adquiere su menor valor.

4.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS DE EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LA HRSG

Los resultados obtenidos en el capítulo anterior aplicando la metodología dispuesta por la norma ASME para el cálculo de la eficiencia energética en la caldera HRSG, fueron de vital importancia para evaluar el rendimiento del sistema

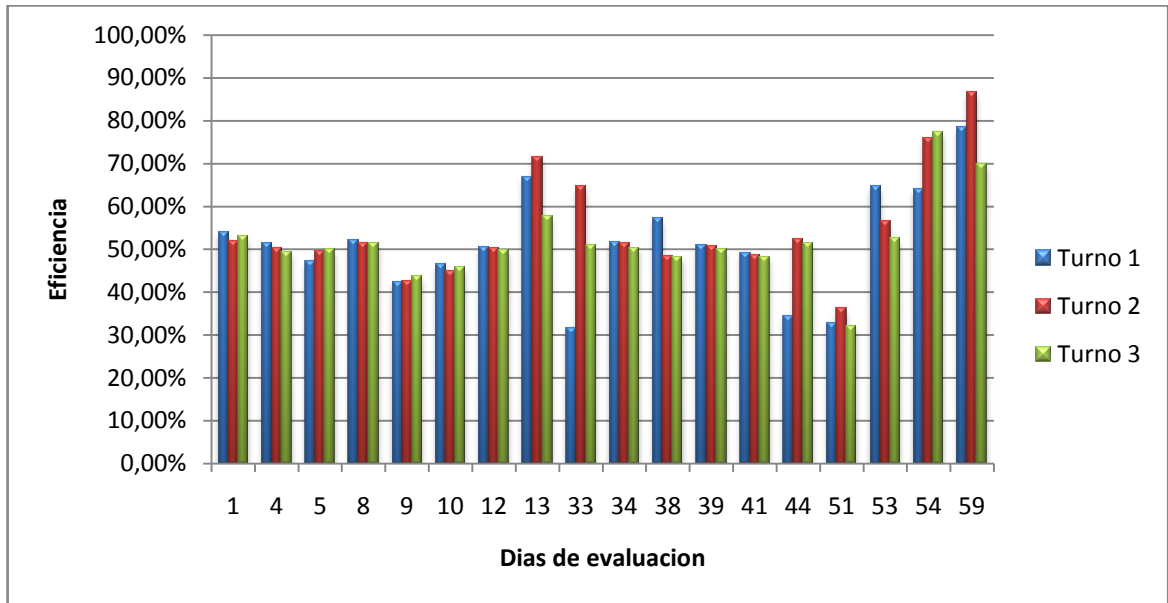
de generación de vapor en los 170 turnos tomados para el análisis. Por otra parte, debido al gran número de datos y resultados obtenidos, solo se han mostrado una parte de los valores obtenidos en los 10 primeros días de evaluación, mas no quiere decir que no se hallan tenido en cuenta el resto de datos para el análisis de eficiencia que se mostrará a continuación.

4.3.1. ANÁLISIS DE EFICIENCIA EMPLEANDO EL MÉTODO DIRECTO DE ENTRADA Y SALIDA

Aplicando la metodología para el cálculo de la eficiencia por el método directo, podemos comparar los valores de eficiencia para cada uno de los turnos en algunos de los días evaluado.

Tabla 4.1. Eficiencia en cada turno de evaluación calculada por el método directo

Día	Turno 1	Turno 2	Turno 3
1	53,95%	51,84%	52,83%
4	51,30%	50,23%	49,42%
5	47,13%	49,65%	49,92%
8	51,94%	51,42%	51,30%
9	42,49%	42,71%	43,69%
10	46,49%	44,97%	45,76%
12	50,53%	50,18%	49,87%
13	66,72%	71,56%	57,56%
33	31,68%	64,56%	50,80%
34	51,68%	51,32%	50,29%
38	57,28%	48,36%	48,20%
39	50,83%	50,63%	49,95%
41	49,22%	48,70%	48,23%
44	34,40%	52,18%	51,42%
51	32,74%	36,21%	32,08%
53	64,57%	56,54%	52,57%
54	63,81%	75,78%	77,42%
59	78,39%	86,53%	69,68%



Grafica 4.9. Variación de la eficiencia por el método directo en diferentes turnos

La tabla 4.1 muestra los valores de eficiencia de la HRSG calculada por el método directo para cada turno en algunos de los días de evaluación. En algunos casos, los valores de eficiencia presentaron poca variabilidad a lo largo de cada turno, como es el caso del día 1, en el cual la eficiencia se mantuvo alrededor del 52%. Otros casos similares como los días 4, 5, 8, 9, 34, 39, entre otros; la eficiencia presentó poca variación manteniéndose en rangos normales.

Por otra parte, se puede observar por ejemplo que en los días 54 y 59, los valores de eficiencia son considerablemente altos y con una variación significativa en cada turno. Esto debido a que el flujo de vapor generado fue considerablemente alto en comparación con la energía que aportan los gases de escape provenientes de la turbina, lo cual aumenta la eficiencia de la caldera. Esto se puede observar en el anexo.

En términos generales para los 170 turnos, el promedio de los valores obtenidos de eficiencia es de 51,24%, lo cual indica que la caldera trabaja con un rendimiento aceptable.

4.3.2. PERDIDAS TOTALES DE ENERGIA EN LA HRSG

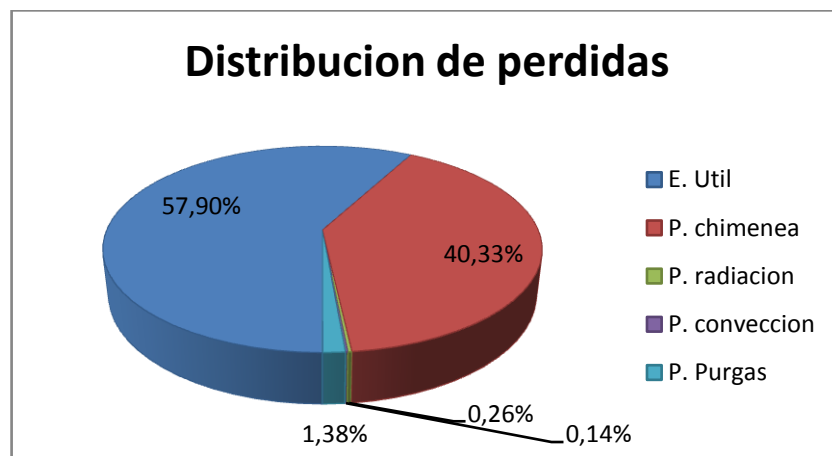
Luego de haber calculado cada una de las pérdidas en la caldera HRSG, mediante la metodología explicada, podemos determinar el porcentaje de cada una de ellas partiendo de la energía de entrada aportada por el flujo de gases provenientes de la turbina y el combustible suplementario. La tabla 3.7 mostrada en el capítulo 3, contiene los valores de las diferentes pérdidas en la HRSG, para los 10 primeros días de evaluación. Tomando dichos valores, el porcentaje en pérdidas de la energía de entrada a la caldera HRSG será:

Tabla 4.2. Pérdidas de la HRSG representadas en porcentaje

Día	Turno	P. chimenea	P. radiación	P. convección	P. purgas	Total de pérdidas
1	1	37,42%	0,24%	0,10%	2,07%	39,84%
	2	37,75%	0,23%	0,12%	1,96%	40,05%
	3	38,18%	0,23%	0,14%	1,81%	40,35%
2	1	37,26%	0,23%	0,10%	1,52%	39,11%
	2	37,18%	0,23%	0,12%	1,64%	39,16%
	3	39,09%	0,23%	0,14%	1,66%	41,12%
3	1	37,50%	0,22%	0,12%	1,47%	39,31%
	2	37,40%	0,22%	0,12%	1,94%	39,69%
	3	39,87%	0,24%	0,15%	1,47%	41,73%
4	1	40,85%	0,25%	0,13%	0,64%	41,87%
	2	39,04%	0,23%	0,13%	2,42%	41,81%
	3	39,07%	0,22%	0,13%	2,19%	41,61%
5	1	37,75%	0,21%	0,10%	1,94%	40,01%
	2	41,61%	0,25%	0,15%	1,45%	43,46%
	3	42,08%	0,25%	0,15%	1,70%	44,19%
6	1	37,18%	0,19%	0,09%	1,64%	39,10%
	2	45,84%	0,27%	0,14%	0,23%	46,49%
	3	43,06%	0,23%	0,14%	1,86%	45,29%

7	1	40,25%	0,26%	0,12%	2,76%	43,39%
	2	39,79%	0,24%	0,13%	3,02%	43,18%
	3	41,27%	0,25%	0,15%	0,43%	42,09%
8	1	37,91%	0,24%	0,11%	1,01%	39,26%
	2	38,29%	0,23%	0,12%	0,50%	39,14%
	3	38,99%	0,24%	0,13%	0,30%	39,65%
9	1	39,01%	0,19%	0,10%	1,42%	40,72%
	2	42,12%	0,23%	0,12%	1,38%	43,85%
	3	45,38%	0,26%	0,15%	1,07%	46,85%
10	1	42,23%	0,25%	0,11%	1,52%	44,11%
	2	44,11%	0,26%	0,14%	1,69%	46,20%
	3	45,15%	0,26%	0,16%	0,42%	45,98%

Como se observa en la tabla anterior, en la mayoría de los casos las pérdidas constituyen más del 40% de la energía de entrada que ingresa a la caldera aportada por el flujo de gases y el combustible suplementario. El mayor porcentaje de toda la energía perdida se encuentra en la chimenea, seguido por las purgas, las perdidas por convección y radiación como ultimas. En general, para los 170 turnos evaluados, el total de perdidas permanece alrededor del 42,1%, con una variación $\pm 10\%$; manteniendo en los demás turnos, una tendencia parecida a la mostrada para los 10 primeros días de evaluación.



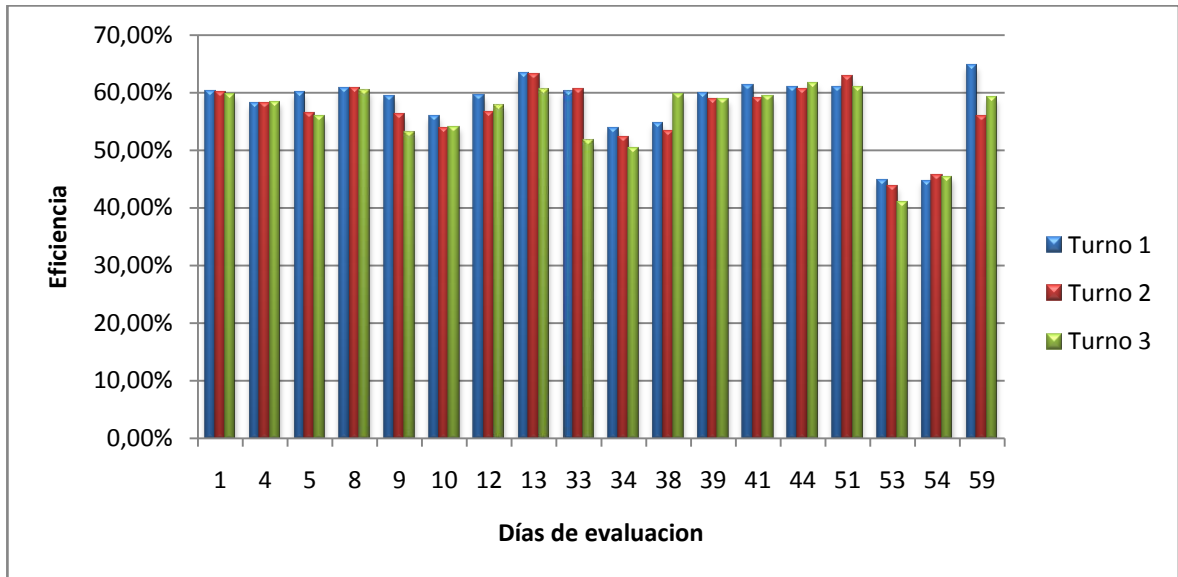
Grafica 4.10. Diagrama pastel de la distribución de la energía en útil y diferentes pérdidas.

4.3.3. ANÁLISIS DE EFICIENCIA EMPLEANDO EL MÉTODO INDIRECTO DE LAS PERDIDAS

Aplicando la metodología para el cálculo de la eficiencia por el método indirecto de las perdidas, podemos comparar los valores de eficiencia para cada uno de los turnos en algunos de los días evaluados.

Tabla 4.3. Eficiencia en cada turno de evaluación por el método directo

Día	Turno 1	Turno 2	Turno 3
1	60,16%	59,95%	59,65%
4	58,13%	58,19%	58,39%
5	59,99%	56,54%	55,81%
8	60,74%	60,86%	60,35%
9	59,28%	56,15%	53,15%
10	55,89%	53,80%	54,02%
12	59,52%	56,65%	57,89%
13	63,24%	63,16%	60,47%
33	60,15%	60,59%	51,68%
34	53,73%	52,27%	50,23%
38	54,71%	53,26%	59,70%
39	59,87%	58,76%	58,87%
41	61,26%	58,91%	59,36%
44	61,03%	60,66%	61,59%
51	61,05%	62,73%	61,01%
53	44,75%	43,64%	40,98%
54	44,67%	45,56%	45,36%
59	64,70%	55,81%	59,20%



Grafica 4.11. Variación de la eficiencia por el método indirecto en diferentes turnos

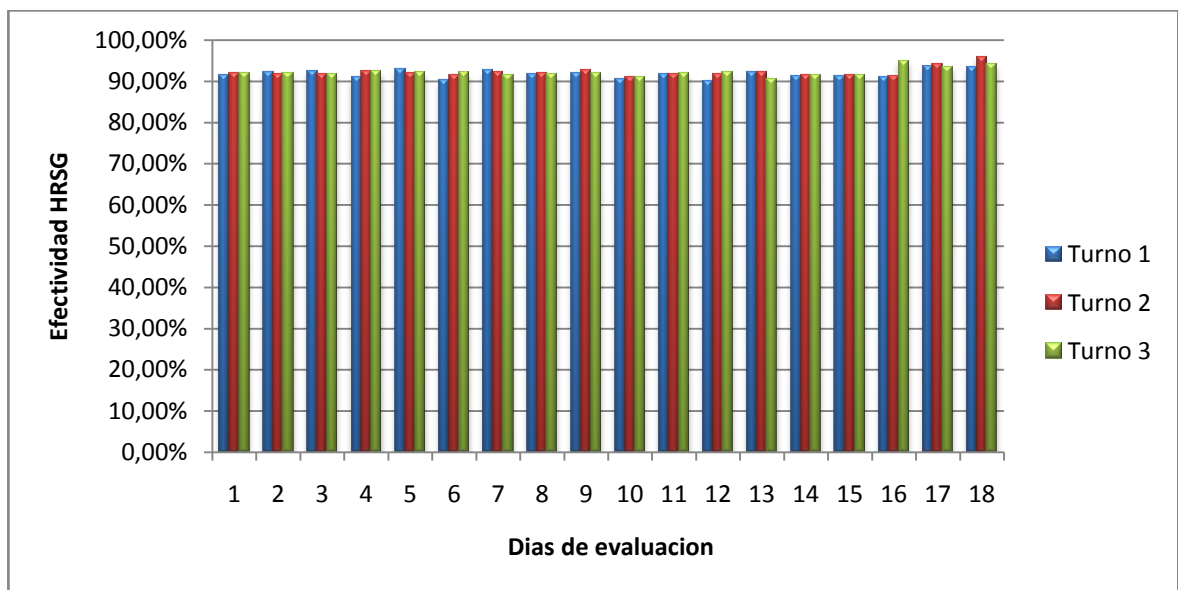
La tabla 20 muestra los valores de eficiencia de la HRSG calculada por el método indirecto para cada turno en algunos de los días de evaluación. Los valores de eficiencia en la mayoría de los casos, se mantienen estables debido a que no se ve afectada por la generación de vapor. En el día 1 se puede observar que hay poca variabilidad a lo largo de cada turno, en el cual la eficiencia se mantuvo alrededor del 60%. Otros casos similares como los días 4, 5, 8, 10,12, 33, 44, entre otros; la eficiencia presento poca variación manteniéndose en rangos muy estables.

En los días 53 y 54, mostrados en la grafica, se observan valores por debajo del promedio que venia marcando la eficiencia en días anteriores, esto se debe a que el flujo de gases expulsados por la turbina en esos turnos fue bajo, y al mantenerse el porcentaje de pérdidas, la energía que aprovecha la caldera es baja por lo cual disminuye la eficiencia por este método.

En términos generales para los 170 turnos, el promedio de los valores obtenidos de eficiencia es de 57,9%, cercano al promedio obtenido por el método directo que fue de 51,24%, lo cual confirma la validez de utilizar cualquiera de los dos métodos.

4.3.4. ANÁLISIS DE LA EFECTIVIDAD EN LA HRSG

Aplicando la metodología para el cálculo de la eficiencia por el método indirecto de las perdidas, podemos comparar los valores de eficiencia para cada uno de los turnos en algunos de los días evaluados.



Grafica 4.12. Variación de la efectividad en los primeros 18 días de evaluación

Como se observa en la grafica, la efectividad de la HRSG se mantiene prácticamente estable en cada turno de los primeros 18 días de evaluación. Para los 170 turnos evaluados, la media es 91,84%, con muy poca variación, manteniéndose en la gran mayoría de los días cerca de este valor.

5. CONCLUSIONES

- ✓ Después de reelaborar las metodologías de cálculos de los principales indicadores para caldera, turbina y compresor, se logro diseñar una hoja de caculo en Excel que permite calcular los índices energéticos reales más trascendentales de la planta de cogeneración, como lo son el Heat Rate TG y Heat Rate Cog, Eficiencia térmica, Eficiencia de la planta etc.
- ✓ El hecho de conocer y controlar los principales indicadores energéticos de la planta de cogeneración, representa un aspecto de vital importancia en la disminución del impacto ambiental y en los costos de producción. En la siguiente tabla se harán comparaciones económicas del Heat Rate Real vs Heat Rate Nominal, cuantificando en dinero el exceso de consumo.

Tabla 5.1. Análisis económico

Potencia generada en kW	
12000	
Heat rate real [kj/kg*h]	12546,95
Heat rate Nominal [kj/kg*h]	11220
Diferencia [kj/kg*h]	1326,95
Exceso de consumo [kj/h]	15923424
Consumo combustible [Nm3]	431,14
Costo exceso de combustible/hora	USD 70,94
Costo exceso de combustible/día	USD 1.702,52
Costo exceso de combustible/año	USD 621.421,05
	\$ 1.149.628.951,58

Para estos cálculos se tomo como referencia una potencia de 12 MW, debido a que es la potencia que comúnmente se genera en la central, luego se procedió a calcular el Heat Rate Real y el Heat Rate Nominal, este primero con la ecuación de regresión hallada en el capítulo 4 y el segundo según las graficas expuestas en el catalogo del equipo. De la diferencia de estos dos indicadores es posible calcular exceso de consumo presente en la generación y de esta manera cuantificarlo monetariamente.

- ✓ Por medio del programa estadístico Statgraphics se logro graficar curvas de regresión que representaban el comportamiento de los indicadores más relevantes de la planta cuando se operaba a diferentes cargas. Cabe destacar que estas curvas se desarrollan dentro de unos límites de predicción que garantizan los puntos en donde se encontraran los datos calculados. Además, el programa arrojo modelos matemáticos para las diferentes curvas de regresión obtenidas que permiten predecir el comportamiento de un indicador en función de una variable. Los resultados mas confiables obtenidos mediante el programa fueron los siguientes:

- La grafica de heat rate de la turbina contra potencia generada, permitió conocer el rango óptimo en el cual trabaja la planta con valores mínimos de heat rate que se encuentra cuando se trabaja produciendo entre los 11000 kW y 13000 kW. El modelo matemático obtenido es el siguiente:

$$\text{Heat rate TG} = 27578,2 - 2,52338 * \text{Potencia} + 0,000105898 * \text{Potencia}^2$$
$$R^2 = 76,1535$$

- La grafica de eficiencia de la turbina contra potencia generada, permite conocer el desempeño mas optimo de la turbina a una carga determinada. En la grafica se observó que a partir de 11000 kW generados, la eficiencia

alcanza sus valores más óptimos y la curva tiende a convertirse en una línea recta a partir de los 12000 kW. El modelo matemático obtenido fue:

$$\text{Eficiencia TG} = 10,0416 + 0,00262432 * \text{Potencia} - (8,64039E^{-8}) * \text{Potencia}^2$$
$$R^2 = 79,7067$$

- La grafica de consumo especifico de combustible contra potencia generada, demuestra que al trabajar la planta con mayor carga el consumo de combustible será menor en relación con cada kW generado por hora. Se observó que el rango mas optimo de consumo especifico de combustible se encuentra entre los 10500 y 11500 kW. El modelo matemático ajustado es:

$$\text{Consumo especifico de comb.} = 0,746828 - 0,0000683881 * \text{Potencia} + 2,87232E^{-9} * \text{Potencia}^2$$
$$R^2 = 76,417$$

- ✓ Con la implementación de la metodología en la caldera recuperadora se logro obtener valores de eficiencia por dos métodos distintos y además identificar y cuantificar cada una de las perdidas energías que se generan en la producción del vapor.
- ✓ Los cálculos realizados a la caldera recuperadora de calor, partiendo de la metodología expuesta por la ASME, permitieron conocer el comportamiento de dicha caldera cuando la turbina trabajaba a diferentes cargas de operación. Cuando la planta trabajaba a su capacidad normal (alrededor de los 11 MW), la eficiencia de la caldera se mantuvo por el método directo cerca del 52,24%, y por el método indirecto cerca del 57,9%, valores muy cercanos que

confirman la validez de utilizar cualquiera de los dos métodos para el cálculo. En algunos turnos, los valores de eficiencia se salieron de los parámetros normales a los que debería estar, esto puede ser debido a diferentes causas ya sea por errores de medición del flujo de vapor y combustible suministrado a la planta, o por un bajo ingreso de flujo de gases a la caldera recuperadora de calor.

- ✓ El hecho de identificar los principales índices energéticos y conocer sus rangos óptimos de funcionamiento, brinda la posibilidad no solo de aumentar la eficiencia de la planta sino que también permite disminuir las emisiones de gases contaminantes a la atmosfera, motivo por el cual disminuiría de manera directa la contaminación al medio ambiente y también proteger los recursos energéticos no renovables como lo son los combustibles fósiles.

6. RECOMENDACIONES

- En el análisis de los resultados expuestos en el capítulo 4, se noto que dos de las regresiones se generaron con un coeficiente de determinación menor a 60%, lo cual invalida la ecuación para realizar estimaciones, por tal motivo se recomienda hacer un estudio mas extenso y minucioso sobre dichas regresiones.
- Seria importante indagar sobre las mediciones realizadas en la caldera HRSG, ya que algunos de los datos, en especial el flujo de vapor, no coinciden con la generación de potencia ni con la quema de combustible en el quemador auxiliar de la caldera. Estos valores afectan considerablemente en el cálculo de eficiencia de la HRSG y del heat reat de la planta de cogeneración, además generan tendencias imprecisas en las curvas de regresión.
- Una opción para optimizar el proceso de compresión del aire en la turbina a gas, es por medio de la implementación de un sistema de enfriamiento que permita disminuir la temperatura del aire que ingresa al compresor y disminuir el trabajo realizado por este. Además, no solo aumentaría la eficiencia del compresor sino también, disminuiría el heat rate de la turbina a gas, parámetro muy importante en la valoración económica.
- La manera mas practica de aprovechar la energía que se pierde por chimenea, es por medio de un intercambiador de calor, que permita absorber la energía térmica de los gases de escape por medio de otro fluido de trabajo que necesite ganar energía para algún proceso. De esta manera, se disminuye el envío de gases producto de la combustión a la atmosfera y contribuyendo al medio ambiente.

BIBLIOGRAFIA

- [1] KENNETH WARK, DONALD E.RICHARDS. Termodinámica, Quinta edición. Mc Graw-Hill.
- [2] YUNUS A. CENGEL, MICHAEL A. BOLES. Termodinámica, Quinta edición. Mc Graw-Hill.
- [3] MIRANDA J, BENÍTEZ L. Cálculo de la eficiencia energética del generador de vapor recuperador de calor (HRSG) de la empresa Biofilm S.A., planta Cartagena. [Tesis de Grado]. Cartagena. Universidad Tecnológica de Bolívar. 2010
- [4] BERMUDEZ LUIS F. Método para el control operacional en línea de la generación de electricidad en turbo gas: caso Biofilm S.A. planta Cartagena. [Tesis de maestría]. Universidad Tecnológica de Bolívar. 2010
- [5] PHILIP J. POTTER. Power plant theory and design, segunda edicion. The Ronald press company.
- [6] ING. MANUEL POLO ENCINAS, M.C. Turbo máquinas de fluido compresible. Limusa.
- [7] MEHERWAN, Boyce. Gas turbine engineering handbook. 2 Ed. Boston: Gulf Professional Publishing, 2002. p. 10-22.
- [8] GANAPATHY, V. Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators Design, Applications, and Calculations. 2nd Ed. Texas: ABCO, 2000.

[9] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 4.4 Gas Turbine Heat Recovery Steam Generators. New York. 1981.

[10] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 22 Performance Test Code on Gas Turbines

[11] THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.PTC 1 General Instructions.

[12] RICHARD W. GREENE. Compresores. McGraw-Hill, 1992

[13] GARCIA GARRIDO SANTIAGO, FRAILE CHICO DIEGO. Cogeneracion: Diseño, operación y mantenimiento de plantas de cogeneración. Editorial Díaz de Santos. 1 de enero de 2008

CIBERGRAFIA

- [14] <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/TURBINA.htm>
- [15] <http://www.renovetec.com/partesturbinagas.html>
- [16] <http://es.libros.redsauce.net/index.php?folderID=8>
- [17] <http://www.energymanagertraining.com/CodesandManualsCD5Dec%2006/BE%20CODE%20-COGENERATION.pdf>
- [18] <http://www.emc.uji.es/asignatura/obtener.php?letra=3&codigo=59&fichero=1086018789359>
- [19] <http://vganapathy.tripod.com/boilers.html>
- [20] <http://www.china5e.net/solar/solar-pdf/ds130ipg.pdf>
- [21] <http://mysolar.cat.com/cda/files/255309/7/bpgpsg.pdf>
- [22] <http://homepage.mac.com/uriarte/tco2.html>
- [23] <http://redalyc.uaemex.mx/pdf/404/40450405.pdf>
- [24] <http://es.wikipedia.org/wiki/Turbom%C3%A1quina>
- [25] http://ganix-energiaelectrica.blogspot.com/2009_12_01_archive.html
- [26] <http://www.energy.siemens.com/mx/en/compression-expansion/turbocompressors/single-shaft-compressors/stc-sx.html>
- [27] <http://en.wikipedia.org/wiki/File:HRSGPoster.jpg>
- [28] <http://www.intecndt.com.ar/calderas.htm>
- [29] http://www.babcock-wanson.es/calderas_pirotubulares.aspx

ANEXOS

Anexo A. Datos operacionales medidos en la turbina a gas en 59 días.

<i>Día</i>	<i>Turno</i>	<i>Potencia Generada [kw]</i>	<i>Flujo Gas Natural [lb/h]</i>	<i>Temperatura Aire Entrada [F]</i>	<i>Temperatura Gases Salida [F]</i>	<i>Presión de descarga compre. [psi]</i>
1	1	10625	5661,5	90	934,25	210,91
	2	11200	5849,75	85,75	923,75	210,91
	3	11325	5751	81,25	919	210,91
2	1	10675	5665,5	90,5	930,75	211,34
	2	10875	5726	85,75	919,75	211,34
	3	11300	5787	79,5	906	211,34
3	1	10925	5734,25	85,25	925,75	211,17
	2	11200	5698	83,75	925,25	211,17
	3	10600	5500	80	886,5	211,17
4	1	9675	5383,5	85,25	884,5	210,25
	2	10375	5620,75	83	904,5	210,25
	3	10900	5728,25	81,75	907	210,25
5	1	10525	5697	88,5	926,5	208,01
	2	9225	5131,75	81,5	859,25	208,01
	3	9525	5041,5	81,25	858	208,01
6	1	9700	5486,75	89,75	895,5	203,97
	2	7800	4556	84,75	821,75	203,97
	3	8900	4981,75	81,75	840,25	203,97
7	1	9050	5121	89,75	884,75	205,22
	2	9825	5336	85,25	881,75	205,22
	3	9725	5262	81,5	868,5	205,22
8	1	10350	5562	89,25	921,25	207,75
	2	10400	5568,25	86	913	207,75
	3	10575	5568,5	84,25	899,75	207,75
9	1	10325	5474,25	86	898,5	207,20
	2	8675	5014,5	84,75	852,25	207,20
	3	8000	4690,25	82	816	207,20
10	1	8400	4766,25	89,25	841	200,44
	2	7950	4662,5	84,75	821,5	200,44

	3	7850	4677,75	81	811,25	200,44
11	1	10775	5725,55	86,75	929,75	207,34
	2	10500	5605,75	85,75	916,25	207,34
	3	9200	5161	81	863	207,34
12	1	9750	5405	88	909,25	206,05
	2	7325	5235	83,33	878,333	206,05
	3	9650	5273	82,75	871	206,05
13	1	10650	5713	87,75	927	209,21
	2	11100	5776	83,75	924,25	209,21
	3	11150	5835,5	82	920,5	209,21
14	1	10600	5625,75	90	922	210,54
	2	11025	5760,5	85	924	210,54
	3	10775	5689,5	81,75	907,25	210,54
15	1	10850	5745,25	87,5	927	210,62
	2	11200	5786,25	85,25	927,5	210,62
	3	11050	5751,75	84	919,75	210,62
16	1	11075	5736,25	88,25	935,75	209,99
	2	5325	2824,5	86	462	209,99
	3	10450	5554	82	889,75	209,99
17	1	10525	5557,5	89,5	919,25	208,95
	2	10725	5644,25	85,5	914	208,95
	3	11000	5741,75	82	909,75	208,95
18	1	11000	5755	90	937,25	210,15
	2	11050	5728	86	924,25	210,15
	3	11100	5741,5	83,25	916	210,15
19	1	11000	5692,5	90,75	940,5	209,54
	2	11025	5706,75	85,25	921,75	209,54
20	2	4750	4666,33	82,5	550,25	129,30
	3	7875	4468,5	80	796,5	129,30
21	2	4325	2414,5	82,5	418,75	200,94
	3	7750	4230,5	82	685	200,94
22	2	9850	5352,75	85	903,25	205,44
	3	9800	5282,5	82	887	205,44
23	1	9525	5271,25	82,25	886,75	205,97
	2	10000	5419,75	84,5	907,5	205,97
	3	10075	5391,25	81,25	891,75	205,97
24	1	10400	5685	86,5	934,75	205,97

	2	7800	4139,25	84,66	681,5	205,97
	3	5075	2746,5	81,5	449,75	205,97
25	3	11350	5661,5	82	880,25	73,76
26	1	11475	5831,75	88	911,5	216,13
	2	11175	5809,5	85,75	907	216,13
	3	11375	5845,5	83,5	901,75	216,13
27	1	11250	5804	88,75	907,75	215,89
	2	11275	5773,75	85,25	903,75	215,89
	3	11300	5774	81,75	893,5	215,89
28	1	11200	5735,75	87	907	216,46
	2	11275	5772	85	906,75	216,46
	3	11250	5916,25	82,75	904	216,46
29	1	11575	5888,75	89	927,25	206,70
	2	8500	5567	80,66	900,66	206,70
	3	11550	5894,25	81,5	906,5	206,70
30	1	11525	5919,5	85,75	917,5	216,55
	2	11475	5835,5	83	905,5	216,55
	3	11500	5874,75	83,25	906,5	216,55
31	1	11325	5888,25	86,25	920,5	215,06
	2	11375	5828	83,75	914,5	215,06
	3	11225	5835,75	83,25	905,75	215,06
32	1	11300	5810,5	89	924,5	214,70
	2	11375	5862,5	85	912	214,70
	3	11675	5921,75	83,5	914,5	214,70
33	1	8475	4393,5	87	690,75	212,65
	2	7350	3977	85	644	212,65
	3	8425	4761,5	82,75	817,25	212,65
34	1	8500	4839,5	88,75	829,25	203,95
	2	8150	4708,5	87,25	807,25	203,95
	3	8100	4689,75	83,25	792	203,95
35	1	7725	4512,5	89	795,5	204,54
	2	9675	5223,25	81,25	839,75	204,54
	3	8075	4676	81	787	204,54
36	1	8225	4689,25	85,5	806,75	204,40
	2	8250	4723	84	804,75	204,40
	3	7425	4472,25	79,25	766	204,40
37	1	7100	4402,75	85,5	770,5	203,59

	2	8700	4928	83,5	820,25	203,59
	3	7725	4615,25	81,25	785,5	203,59
38	1	8275	4669,25	87,25	817,5	205,08
	2	9175	5155,5	83,75	838,5	205,08
	3	11375	5858,75	83	909	205,08
39	1	11275	5836,75	85	915,75	215,01
	2	11300	5786,75	81,5	898,5	215,01
	3	11475	5872,75	80,75	900	215,01
40	1	11250	5909,5	87,5	924,75	214,64
	2	11425	5836,5	84,5	914,75	214,64
	3	11550	5921,25	82,75	914	214,64
41	1	11225	5744,25	92,75	936,5	214,17
	2	11325	5803,75	82,25	908,5	214,17
	3	11325	5793	80	907,25	214,17
42	1	11125	5777	83	910,5	215,13
	2	11375	5893,25	83,75	919,25	215,13
	3	11400	5898	82	919,25	215,13
43	1	11225	5763,25	86,25	913,25	213,99
	2	11350	5909	83	918,5	213,99
	3	11850	5972,25	80,5	915,75	213,99
44	1	8475	4378	87	695,25	214,35
	2	11250	5789,5	84,75	918	214,35
	3	11700	5936,5	83,25	920,5	214,35
45	1	11345	5896	87,75	931,5	214,35
	2	11500	5662,25	84	919,5	214,35
	3	11700	5908,25	81	915,75	214,35
46	1	11175	5753,75	90,25	930,5	214,17
	2	11525	5828,5	83	921,75	214,17
	3	11500	5816,25	83	911,75	214,17
47	1	11425	5852,5	88,25	938	214,31
	2	11600	5904,75	83,75	921,5	214,31
	3	11400	5864,25	82	912	214,31
48	1	11375	5913,25	86,5	929,75	214,05
	2	11400	5916,25	85	922,5	214,05
49	1	5750	3947,75	83,5	739,25	201,52
	2	10375	5499,25	82,25	903,5	201,52
	3	10650	5623,5	79,5	904,5	201,52

50	1	11425	5897,75	86,75	952,5	210,68
	2	10975	5784,75	85	931,75	210,68
	3	11100	5808,5	80,5	917	210,68
51	1	11300	5866,25	86,25	939	211,50
	2	11150	5860,5	84,25	934	211,50
	3	11100	5831,5	80,5	924	211,50
52	1	10875	5828,75	86,75	941	210,42
	2	11125	5764,75	86,75	933,75	210,42
	3	7675	4760,75	82	813,5	210,42
53	1	4475	3487,5	89,25	705,75	192,60
	2	4750	3608	84,5	705,25	192,60
	3	4500	3573	80,75	693,75	192,60
54	1	5125	3721,5	88,25	727	189,86
	2	4875	3655	86	711	189,86
	3	4250	3502	83	688,5	189,86
55	1	4425	3528,25	85,5	678,75	188,24
	2	4125	3381,25	81,5	671,25	188,24
	3	4200	3435,75	80	678	188,24
56	1	4500	3549,25	82,25	698	191,57
	2	6700	4285	81,75	772	191,57
	3	6550	4232,75	80	763,5	191,57
57	1	7050	4403,25	86,75	802,5	199,59
	2	8950	5014,75	83,5	855,75	199,59
	3	10725	5712,25	81,75	918	199,59
58	1	10925	5739,5	88	934,25	208,40
	2	11100	5801	86,5	941	208,40
	3	10750	5703,75	83	919,25	208,40
59	1	8075	4315,5	92	713	206,34
	2	6250	3664,25	85	634,5	206,34
	3	8425	4863	83,5	840	206,34

Anexo B. Mediciones del flujo de agua y vapor a través de la caldera recuperadora.

Día	Turno	Vapor				Agua		
		Presion de salida [psi]	Temperatura de salida [°F]	Flujo de vapor [lb/h]	Presion del tambor [psi]	Temp. Entrada eco.	Temp salida eco.	Flujo de agua entrada eco. [lb/h]
1	1	606,5	809	42240	618,5	325	500	45955
	2	607	811,5	42205	619,5	330	500	45835
	3	607	812	42525	619,5	332,5	500	45830
2	1	607,5	808,5	41580	620	335	500	44360
	2	608	813	43625	621	330	500	46700
	3	607,5	808,5	42310	619,5	327,5	500	45365
3	1	606,5	817	43170	619,5	333	500	45950
	2	609	812,5	43470	622	330	500	47165
	3	607,5	800	39750	619	325	500	42325
4	1	605	789,5	38410	615	325	500	39495
	2	606,5	810,5	41035	618,5	337,5	500	45500
	3	608	809,5	41370	619,5	340	500	45505
5	1	604,5	816	42010	617,5	340	510	45840
	2	604,5	782	37410	614,5	330	500	39865
	3	605,5	780	36610	615	330	500	39405
6	1	608,5	814	42735	621,5	315	500	46370
	2	607,25	750,5	33875	614,2	327,5	500	34240
	3	604	770,5	35150	613	330	500	38500
7	1	606,5	791,5	37075	616,5	335	500	41580
	2	604,5	797	38475	615	330	500	43715
	3	607	788,5	37970	617	330	500	38700
8	1	608	812	41305	620	330	500	43135
	2	603,5	810,5	40800	616	330	500	41700
	3	603,5	807,5	40400	615	330	500	40935
9	1	605	808	40885	616,5	330	500	43985
	2	605	776	35710	614	330	500	38295
	3	606	749,5	31950	613,5	314	500	33705
10	1	606,5	768,5	34525	615,5	300	500	37110
	2	605	757,5	32170	613	305	500	34915
	3	603	747	32670	610,5	305	500	33340

11	1	600,5	808	42670	613,5	325	500	44465
	2	605,5	812,5	42840	618	330	500	44730
	3	602,5	780,5	36835	612,5	335	500	40555
12	1	603,5	802	39820	614,5	315	500	41025
	2	602,5	795,5	38335	613,5	327,5	500	43030
	3	604	789	38391	613,5	335	500	39735
13	1	603	806	50525	620	320	500	51425
	2	604	802,5	54890	622,5	312,5	500	54050
	3	607,5	810	43210	620	310	500	45750
14	1	608	810,5	41840	620	315	500	44955
	2	606	810,5	42265	618,5	317,5	500	44960
	3	607	811	42940	619	320	500	45500
15	1	608,5	810	42845	621	315	500	43665
	2	605,5	810	42905	618,5	320	500	46410
	3	606,5	811,5	42470	619	320	500	45185
16	1	606,5	809,5	43280	619	315	500	44095
	2	604	810	42840	616	315	500	45400
	3	610,5	808	24910	614	370	500	24135
17	1	604	807,5	27395	610,5	360	500	29200
	2	602,5	808,5	30240	609	365	500	32310
	3	599,5	810	41320	611,5	350	500	44875
18	1	603,6	817	35615	612,5	357,5	500	36015
	2	611	814,5	26650	615,5	380	500	29100
	3	609,5	814,5	27400	614	355	500	29205
19	1	610,5	815	26975	615,35	355	500	29705
	2	605,5	814,5	28680	612	360	500	29095
20	2	618	711	16380	620	370	500	17500
	3	596	729	19925	598	150	495	19095
21	2	604,6	779	19090	607,4	330	500	18500
	3	606,5	674,5	15450	608,5	330	500	15900
22	2	608,25	810	40090	619,8	350	500	43530
	3	608	798,5	38912,5	618,5	348	500	43270
23	1	607,5	790	38200	618	350	500	42665
	2	607,1	807,5	40475	620,2	350	500	43815
	3	608,5	805,5	39800	619,5	350	500	45230
24	1	607	810	42950	619	342,5	500	49215
	2	610	811	19920	621	340	500	21355
	3	608	802	20470	618	342	500	21125

25	3	606,85	788,5	39680	617,45	330	500	40180
26	1	602	808	42100	614	331	500	46160
	2	605	800,5	41865	616,5	330	500	44860
	3	605,75	804,5	42135	617,5	330	500	42310
27	1	608,5	805,5	41245	619,5	330	500	44620
	2	605	802,5	41715	617	325	500	44410
	3	605	798	41800	616,5	322,5	500	43665
28	1	606,5	806	41450	619	324	500	44150
	2	606	802,5	41900	617,5	325	500	43060
	3	608	805,5	42790	620	325	500	43190
29	1	607,5	807,5	42550	620	330	500	45140
	2	606	800	42315	618	322,5	500	48755
	3	607,5	807,5	42790	612	332,5	500	46255
30	1	608,4	811	43435	621,8	330	500	44350
	2	606	807	42505	617	330	500	43190
	3	607,5	808	42785	620,5	332,5	500	46080
31	1	603,6	811	42515	616,1	332,5	500	45360
	2	604	810	42230	618,5	332	500	45975
	3	606,5	806	42300	618,5	335	500	45610
32	1	608,3	809,5	42640	621,35	338	500	46820
	2	607,5	809	41875	619,5	322,5	500	45075
	3	606	812,5	42670	618,5	342,5	500	46725
33	1	622	816	21125	635,5	345	500	22785
	2	604,5	785	39825	615,5	332,5	500	36825
	3	604,5	746	32250	611,5	325	500	35120
34	1	605,5	761,5	33960	613	325	500	37245
	2	607	749	32250	614	328	500	35100
	3	607	738,5	31155	614	330	500	34820
35	1	605,5	745	31565	613	330	500	33155
	2	604,5	756,5	34635	612,8	325	500	35390
	3	605	735	31290	611,5	319	500	32180
36	1	605	741	31640	612	320	500	32885
	2	605,1	743	31705	612,2	325	500	33655
	3	604,5	751	33535	612,5	325,5	500	35635
37	1	606	742,5	31875	613	327,5	500	34865
	2	605	756	35395	612,6	328,5	500	35990
	3	604,5	733,5	31220	610,5	330	500	32995
38	1	604,5	768,5	35765	613,5	332,5	500	36250

	2	604,75	756	33975	612,6	330	500	36615
	3	605	806,5	42015	617	322	500	44635
39	1	605	812	42750	614	332,5	500	45715
	2	606,5	805	41690	618,5	335	500	44380
	3	605,9	806,5	41865	618,2	334	500	44605
40	1	607,5	811	42550	620,5	335	500	44950
	2	605,5	810,5	42805	618,5	335	500	47535
	3	606,3	810	42780	818,5	335	500	46795
41	1	604	811	43595	617,5	335	500	46805
	2	606,5	808,5	42515	618,5	330	500	45895
	3	606,8	808,5	42245	619	334	500	44224
42	1	608	805	41495	620,5	328	500	42660
	2	606,5	809	42395	618,5	330	500	44290
	3	607,5	910	42375	619,2	330	500	45100
43	1	604,5	809	41950	616,5	330	500	44840
	2	605	810,5	43250	618	322,5	500	46005
	3	605,5	803	43580	618	325	500	47020
44	1	608	805	21210	620	322	500	22485
	2	608	805,5	42845	620,5	323,5	500	45830
	3	605	805	43425	618	325	500	44000
45	1	603,5	805	44795	617	322	500	45475
	2	604,5	808	43220	618	323,5	500	46790
	3	608	804	43150	620,5	325	500	43900
46	1	606,3	804	43290	619,3	315	500	45110
	2	606,5	807,5	43015	619	320	500	46070
	3	605,5	810	42430	618	325	500	43550
47	1	606,3	809,5	43750	619,4	324	500	46330
	2	605	809,5	43460	617,5	322	500	46380
	3	605,5	810	42945	617,5	322	500	45710
48	1	605,2	810,5	43140	618,7	322,5	500	46320
	2	606	810	43860	818,5	322,5	500	45455
49	1	604,26	725,5	29035	610,6	304	500	30840
	2	605	803,5	40070	616	341	500	41875
	3	606,5	807	41175	618,5	341	500	44040
50	1	607,5	811,5	45900	621,5	330	500	48700
	2	606,5	810	44050	619	341	500	47600
	3	608,5	810	42455	620,5	341	500	44970
51	1	604,5	811	44085	617,5	325	500	47535

	2	606,6	798,5	48765	621,5	316	495	48390
	3	604,5	809,5	42470	617,5	320	500	44790
52	1	605,5	809,5	43650	618	330	500	46330
	2	602,7	810,5	42590	615,5	333,5	500	47755
	3	604,5	808,5	34440	613	319	499	38170
53	1	603	703,5	24250	607,5	240	500	26415
	2	604,3	683	23030	607,5	277,5	500	24780
	3	610,5	670,5	20685	613,5	272	500	22720
54	1	604,5	713	27050	609	275	500	29700
	2	605	753	30995	612,1	277,5	500	35260
	3	606	740	29665	613	278	500	31740
55	1	605	758	33215	612	270	500	33835
	2	608	751	31965	615,5	220	500	31350
	3	604,9	761,5	33335	612,2	256	500	32685
56	1	603,5	764	33825	612	260	500	34925
	2	600	777	35390	608,5	220	500	36400
	3	599,2	770,5	35690	607,6	270	500	36205
57	1	603	790	37515	612	270	500	37765
	2	603,5	804	39239	615	265	500	40850
	3	604,9	810,5	49335	623,75	309	500	47480
58	1	605	811,5	50975	622	304	485	53845
	2	608,9	807,5	58570	628,1	303	480	57055
	3	600,75	803	49085	615,65	320	497,5	49325
59	1	606	805	54450	622	322	490	53660
	2	605,5	807	45600	619	335	490	50450
	3	604	802,5	49050	620	320	490	48740

Anexo C. Mediciones del flujo de gas combustible y temperatura de gases de escape a través de la HRSG.

<i>Día</i>	<i>Turno</i>	Flujo de gas comb. [Mscfh]	Temp. entrada gases [F]	Temp. cámara de combustión [F]	Temp. Entrada eva. [F]	Temp. Salida eva. [F]	Temp. Salida eco. [F]	Temp. Chimenea [F]
1	1	0,595	926,5	922,5	815,5	500	454,5	400
	2	0,575	925,5	923,5	815,5	500	454,5	400
	3	0,585	924,5	921,5	815	500	455,5	400
2	1	0,595	929,5	925	816,5	500	454,5	400
	2	0,575	936,5	932	820,5	500	454	400
	3	0,575	909	906,5	805,5	500	455,5	400
3	1	0,595	928,5	925	821,5	500	453	400
	2	0,58	937	932,5	821	500	455	400
	3	0,585	895,5	918	797	500	456,5	400
4	1	0,59	880	877,5	784,5	500	460,5	400
	2	0,58	910,5	907,5	807	500	457,5	400
	3	0,585	911,5	908,5	806,5	500	457,5	400
5	1	0,585	929,5	926	816	500	457	400
	2	0,575	869,5	867,5	779	500	459,5	400
	3	0,58	861,5	859,5	773	500	459,5	400
6	1	0,59	937,5	933	820	500	455	400
	2	0,57	811,5	810	740	490	465,5	404
	3	0,585	847,5	845	763	500	460	400
7	1	0,58	879,5	877	785	490	457,5	400
	2	0,575	890,5	887,5	793,5	500	456	400
	3	0,585	877	875	783,5	500	460,5	400
8	1	0,595	922,5	918,5	813	500	456,5	400
	2	0,575	917	915	810,5	500	455,5	400
	3	0,585	908,5	905,5	804	500	457	400
9	1	0,58	909	905,5	804,5	500	456,5	400
	2	0,58	856,5	854,5	768,5	495	458	400
	3	0	813	810	739,5	490	458,5	400
10	1	0,595	845	841	754,5	492,5	456	395
	2	0,57	823,5	819,5	746	495	458	395
	3	0,585	813	810	739	490	459	395
	1	0,595	926,5	922	814	500	453,5	395

11	2	0,575	933,5	928,5	817,5	500	454,5	400
	3	0,585	866,5	864,5	777	495	462	400
12	1	0,59	902	898	798	500	460	400
	2	0,57	887,5	884,5	791	500	457,5	400
	3	0,585	879,5	877,5	785,5	495	459,5	400
13	1	1,76	934	953,5	833,5	500	447,5	400
	2	1,925	935	958	840	505	443	390
	3	0,59	925,5	921,5	814,5	500	452,5	400
14	1	0,585	933	927,5	818	500	450,5	400
	2	0,575	928	924	815,5	500	450,5	390
	3	0,585	923	919	813	500	452,5	390
15	1	0,59	935	931,5	820,5	500	450,5	400
	2	0,58	936,5	932	820	500	451	395
	3	0,585	925,5	921,5	813,5	476	452	398
16	1	0,59	940	933	821	495	450,5	392,5
	2	0,57	931	927	818	500	451	395
	3	0,59	894,5	888,5	777,5	485	460	390
17	1	0,59	924	916	795	480	459	400
	2	0,565	920,5	914,5	797,5	480	459	402,5
	3	1,04	922	927	825	495	455,5	400
18	1	0,59	944	935,5	813	490	456,5	402,5
	2	0,58	931	922,5	801	490	457,5	410
	3	0,585	920	912	743,5	485	455	400
19	1	0,595	940,5	931	803,5	486,5	454,5	400
	2	0,58	929	921	800	480	457	400
20	2	0,58	755	750	688	480	447	370
	3	0,59	772,5	770,5	699,5	472,5	436,5	360
21	2	0,58	836	833	742	480	414	330
	3	0,58	853,5	810	667	465	400	350
22	2	0,58	914,5	911,5	807	500	462	409
	3	0,58	895	891,5	795	500	463	408
23	1	0,59	882	879,5	786	500	462,5	400
	2	0,58	912	909	805	500	463	410
	3	0,58	906,5	903,5	802	500	461,5	410
24	1	0,59	941	936,5	821,5	500	458	405
	2	0,58	917	913	807	500	459	405
	3	0,58	903	900	800	500	459	402
25	3	0,58	878	877,5	787	500	460,5	400

26	1	0,58	909	909,5	808,5	500	456	400
	2	0,57	898,5	899	801	500	458	400
	3	0,58	902	903	804,5	500	458	402,5
27	1	0,595	905	905,5	805	500	456,5	403
	2	0,585	900,5	901	803	500	456,5	400
	3	0,59	892	893,5	798	500	458	400
28	1	0,605	905,5	905,5	806	500	457	400
	2	0,585	899,5	900,5	802,5	500	457	400
	3	0,59	903	903	805	500	457	400
29	1	0,595	913	913	808,5	500	456,5	400
	2	0,585	901	899	802	500	453,5	397,5
	3	0,59	910,5	907,5	806,5	500	459	400
30	1	0,59	921	921	813,5	500	457	400
	2	0,585	927,5	913,5	809	500	458,5	400
	3	0,59	912	909	807	500	459	400
31	1	0,58	917,5	915,5	811,5	500	457	400
	2	0,59	914	912	809	500	457,5	400
	3	0,585	909,5	907,5	805,5	500	458,5	400
32	1	0,595	926,5	924	816	500	458,5	405
	2	0	909	911,5	808,5	500	459	400
	3	0,59	918,5	916,5	813	500	460	400
33	1	0,58	918	916	812	500	457	400
	2	0,59	930	883,5	786,5	500	460	400
	3	0,59	809,5	806,5	737,5	495	464,5	400
34	1	0,6	832,5	829,5	752,5	490	462	400
	2	0,58	813	810	739	488	464	402
	3	0,59	797,5	795	728,5	487,5	464,5	402,5
35	1	0,605	807	804	734,5	480	466	400
	2	0,585	833	829,5	750,5	492,5	463	402,5
	3	0,59	793	790	725,5	488	465	402
36	1	0,585	801,5	798,5	731	480	464	400
	2	0,585	804	801,5	733,5	490	464,5	400
	3	0,98	782,5	789,5	734	489	463	401,5
37	1	0,975	767	774,5	723,5	480	465,5	400
	2	0,58	826,5	824	748,5	490	465,5	405
	3	0,59	793	789	723,5	489	467,5	401
38	1	0,97	814,5	820	747	490	461	400
	2	0,58	826	823,5	747,5	490	464	405

	3	0,59	914,5	911	808	500	455,5	400
39	1	0,595	923,5	918,5	813	500	457,5	400
	2	0,585	906,5	903,5	803,5	500	458,5	400
	3	0,59	909,5	906,5	805,5	500	458,5	400
40	1	0,59	928,5	924,5	816	500	458	400
	2	0,58	925,5	917,5	814,5	500	458,5	400
	3	0,59	921,5	918,5	813	501	457,5	400
41	1	0,59	938	933	820,5	500	455	400
	2	0,585	913	909,5	807,5	500	458	400
	3	0,595	912	909	807	501	458,5	401
42	1	0,6	912	908,5	805,5	500	457	400
	2	0,6	925,5	917,5	810	500	456	400
	3	0,59	921	917,5	812	501	457	400
43	1	0,585	920,5	915,5	810,5	500	455,5	400
	2	0,58	925,5	922	814,5	500	454,5	400
	3	0,595	923	919,5	813,5	500	454	400
44	1	0,6	924	920	813	500	454	398
	2	0,58	928,5	924,5	815,5	500	452	399
	3	0,59	928,5	924,5	816,5	500	454,5	400
45	1	0,59	939	934	821,5	502	453	398
	2	0,58	940,5	927	817,5	500	453,5	398
	3	0,595	924	920	813,5	500	454	400
46	1	0,59	941	936	821,5	501	452	397,5
	2	0,585	926	922,5	814,5	500	453,5	397,5
	3	0,595	921	917,5	812	500	455	400
47	1	0,585	940,5	935,5	822,5	501	452	396,5
	2	0,59	929	925	817,5	502	453,5	398
	3	0,595	916,5	913,5	810,5	500	454	398
48	1	0,59	935	931	820	500	453,5	400
	2	0,585	931	927	817,5	502	453	398
49	1	1,235	723,5	738,5	703,5	483	465,5	400
	2	0,595	904,5	902	799,5	499	460,5	404
	3	0,59	912,5	908,5	805,5	500	460	405
50	1	0,59	962	956,5	834	500	456,5	400
	2	0,58	942,5	938	823	500	458	404
	3	0,59	925,5	921	813,5	500	458,5	402
51	1	0,6	941,5	927	823	500	457	400
	2	1,235	939	948	831	506	446,5	392,5

	3	0,59	931	927	817,5	502	452,5	400
52	1	0,6	943,5	937,5	823	500	456	400
	2	0,58	940,5	936,5	822	500	454,5	402,5
	3	0,59	839	836,5	756	490	462,5	404
53	1	1,04	707,5	718,5	672,5	480	460,5	390
	2	0,58	711,5	712	671	479	468	400
	3	0,595	692,5	693,5	658,5	473	469,5	400
54	1	0,93	726,5	734,5	687	477,5	469	392,5
	2	1,59	716	743,5	718,5	481,5	448,5	383,5
	3	1,65	694	723	706,5	480	451	387
55	1	1,89	704,5	740	721,5	437,5	448,5	385
	2	2,2	675	717	711,5	480	446,5	365
	3	2,3	680	724,5	717,5	480	444,5	375
56	1	2,19	687,5	731,5	722,5	480	445	375
	2	1,385	773	792,5	747,5	480	441,5	370
	3	1,39	767	785	740,5	490	444,5	380
57	1	1,335	802	819	763	490	442	380
	2	1,305	845	862	789	480	438,5	380
	3	1,26	924	936,5	836	500	441	382,5
58	1	1,705	947	966,5	843,5	503	437,5	384
	2	2,275	953	985,5	857,5	508	435	381
	3	1,38	930	942,5	825,5	502,5	448	397,5
59	1	1,26	975	986	853	502	446	394
	2	1,925	862	888,5	814	500	450,5	400
	3	1,925	880,5	906	814,5	500	454	400

Anexo D. Porcentaje de oxígeno encontrado en el análisis de los gases en la chimenea, en los 59 días de evaluación.

% Oxígeno	
Día	%
1	15,6
	15,6
	15,6
2	15,7
	15,7
	15,7
3	15,8
	15,8
	15,8
4	15,9
	15,9
	15,9
5	16,2
	16,2
	16,2
6	16,8
	16,8
	16,8
7	16
	16
	16
8	15,8
	15,8
	15,8
9	16,9
	16,9
	16,9
10	16,8
	16,8
	16,8
11	16,1
	16,1

	16,1
12	16,1
	16,1
	16,1
13	15,2
	15,2
	15,2
14	15,8
	15,8
	15,8
15	15,7
	15,7
	15,7
16	15,9
	15,9
	15,9
17	18,4
	18,4
	18,4
18	15,6
	15,6
	15,6
19	15,6
	15,6
	15,6
20	17,4
	17,4
	17,4
21	16,5
	16,5
	16,5
22	16,07
	16,07
	16,07
23	16,07

	16,07
	16,07
24	16,07
	16,07
	16,07
25	16,07
	16,07
	16,07
26	16,07
	16,07
	16,07
27	16,07
	16,07
	16,07
28	16,07
	16,07
	16,07
29	16,07
	16,07
	16,07
30	16,07
	16,07
	16,07
31	16,07
	16,07
	16,07
32	16,07
	16,07
	16,07
33	16,07
	16,07
	16,07
34	16,07
	16,07
	16,07
35	16,07
	16,07
	16,07

	16,07
36	16,07
	16,07
	16,07
37	16,07
	16,07
	16,07
38	16,07
	16,07
	16,07
39	15,8
	15,8
	15,8
40	15,7
	15,7
	15,7
41	16,1
	16,1
	16,1
42	16,3
	16,3
	16,3
43	15,8
	15,8
	15,8
44	15,7
	15,7
	15,7
45	15,5
	15,5
	15,5
46	15,8
	15,8
	15,8
47	15,5
	15,5
	15,5
48	15,6
	15,6

	15,6
49	14,8
	14,8
	14,8
	14,8
50	16,07
	16,07
	16,07
51	17,8
	17,8
	17,8
52	16,07
	16,07
	16,07
53	16,07
	16,07
	16,07
54	16,07
	16,07
	16,07
55	16,07
	16,07
	16,07
56	16,07
	16,07
	16,07
57	16,07
	16,07
	16,07
58	16,07
	16,07
	16,07
59	16,07
	16,07
	16,07

AnexoE. Hoja de cálculo de Excel con los principales indicadores de la TG.

Calculos tablas ABOCOL - Microsoft Excel

Inicio Inserir Diseño de página Fórmulas Datos Revisar Vista

Portapapeles Pegar Fuente Alineación Número Estilos Celdas

Advertencia de seguridad Se ha deshabilitado la actualización automática de los vínculos Opciones...

H174 =C:\Documents and Settings\Christian\Escritorio\Trabajo de grado\[Mediciones TG ABOCOL.xlsx]Trubina!G172

	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q
1	36932,58														
2	1,5216					Regresar a MENU									
3															
4			Turbina TITAN 130												
5		Dia	Turno	Potencia generada [kw]	Flujo de vapor [kg/h]	Consumo de combustible [lb/h]	Presion medidad del gas [mm de Hg]	Temperatura del gas [° C]	Consumo de combustible por hora [Nm ³ /h]	Heat Rate TG [kJ/kWh]	Consumo de calor [kJ/h]	Consumo especifico de comb. [Nm ³ /kW*h]	Eficiencia termica [%]	Eficiencia GLOBAL central de cogen. [%]	Heat rate de la planta [kJ/kW-h]
6		01/05/2010	1	10625	19135	5661,50	18710,52	66,25	3720,75	12933	137417062,09	0,350	27,83	63,76	5651,62
7	2		11200	19119	5849,75	18645,82	65,83	3844,47	12677	141986303,80	0,343	28,40	63,03	5717,15	
8	3		11325	19264	5751,00	18619,94	64,44	3779,57	12326	139589424,01	0,334	29,21	64,61	5576,74	
9		02/05/2010	1	10675	18836	5665,50	18607,00	64,72	3723,38	12882	137514150,89	0,349	27,95	62,94	5725,26
10	2		10875	19762	5726,00	18645,82	64,72	3763,14	12780	138982619,01	0,346	28,17	64,76	5563,85	
11	3		11300	19166	5787,00	18542,30	63,89	3803,23	12430	140463223,23	0,337	28,96	64,08	5623,21	
12		03/05/2010	1	10925	19556	5734,25	18594,06	65,28	3768,57	12740	139182864,66	0,345	28,26	64,38	5597,00
13	2		11200	19692	5698,00	18645,82	65,28	3744,74	12348	138302997,40	0,334	29,15	65,78	5477,93	
14	3		10600	18007	5500,00	18645,82	61,53	3614,62	12594	133497101,74	0,341	28,58	63,22	5700,04	
15		04/05/2010	1	9675	17400	5383,50	18684,64	64,03	3538,05	13506	130669390,40	0,366	26,66	60,66	5940,33
16	2		10375	18589	5620,75	18632,88	64,44	3693,97	13150	136427969,92	0,356	27,38	62,15	5798,29	
17	3		10900	18741	5728,25	18632,88	63,89	3764,62	12756	139037231,46	0,345	28,22	62,51	5764,06	
18		05/05/2010	1	10525	19031	5697,00	18658,76	66,11	3744,09	13138	138278725,20	0,356	27,40	62,54	5761,89
19	2		9225	16947	5131,75	18762,28	65,28	3372,60	13502	124558863,97	0,366	26,66	61,10	5897,30	
20	3		9525	16584	5041,50	18762,28	64,86	3313,29	12847	122368297,89	0,348	28,02	62,28	5785,97	
21		06/05/2010	1	9700	19359	5486,75	18736,40	65,14	3605,91	13729	133175495,08	0,372	26,22	64,17	5615,38
22	2		7800	15345	4556,00	18917,55	66,39	2994,22	14177	110584144,64	0,384	25,39	59,99	6006,27	
23	3		8900	15923	4981,75	18788,15	64,72	3274,02	13586	120918033,92	0,368	26,50	59,62	6044,39	
24		07/05/2010	1	9050	16795	5121,00	18801,09	66,67	3365,54	13735	124297937,82	0,372	26,21	60,42	5964,37
25	2		9825	17429	5336,00	18736,40	64,86	3506,83	13182	129516460,88	0,357	27,31	61,65	5845,01	
26	3		9725	17200	5262,00	18697,58	64,86	3458,20	13133	127720318,06	0,356	27,41	61,61	5848,49	
27		08/05/2010	1	10350	18711	5562,00	18710,52	65,42	3655,36	13044	135001978,15	0,353	27,60	63,23	5698,46
28	2		10400	18482	5568,25	18671,70	64,81	3659,47	12995	135153679,41	0,357	27,70	62,85	5733,31	

Lista

Anexo F. Hoja de calculo Excel para determinar la eficiencia del compresor.

Calculos tablas ABOCOL - Microsoft Excel

Inicio Insertar Diseño de página Fórmulas Datos Revisar Vista

Calibri 11 Fuente Alineación Número

Advertencia de seguridad Se ha deshabilitado la actualización automática de los vínculos Opciones...

Compresor						
rp	16	Relacion de presiones				
n	1,38	Relacion de calores especificos				
R	8,31434	Constante universal de los gases [kJ/kmol*K]				
P1	14,7	Presion entrada compresor (atmosferica) [psi]				
MW	28,96	Peso molecular del aire [kg/kmol]				
Cp aire	1,005	Calor especifico del aire a presion constante				

Compresor						
Dia	Turno	Temp. entrada del aire [K]	Temp. salida del aire [K]	Trabajo real [kJ/kg]	Trabajo isotermico [kJ/kg]	Eficiencia del compresor [%]
01/05/2010	1	305,37	635,87	332,15	233,52	70,31%
	2	303,01	630,95	329,58	231,72	70,31%
	3	300,51	625,74	326,86	229,80	70,31%
02/05/2010	1	305,65	636,80	332,80	233,91	70,29%
	2	303,01	631,30	329,93	231,89	70,29%
	3	299,54	624,06	326,15	229,23	70,29%
03/05/2010	1	302,73	630,58	329,49	231,61	70,29%
	2	301,90	628,85	328,58	230,97	70,29%
	3	299,82	624,51	326,32	229,38	70,29%
04/05/2010	1	302,73	629,82	328,72	231,23	70,34%
	2	301,48	627,22	327,37	230,27	70,34%
	3	300,79	625,78	326,61	229,74	70,34%
05/05/2010	1	304,54	631,72	328,81	231,67	70,46%
	2	300,65	623,65	324,61	228,72	70,46%
	3	300,51	623,36	324,46	228,61	70,46%
06/05/2010	1	305,23	629,74	326,13	230,48	70,67%
	2	302,46	624,01	323,17	228,38	70,67%
	3	300,79	620,58	321,39	227,13	70,67%
07/05/2010	1	305,23	630,80	327,20	231,02	70,60%
	2	302,73	625,64	324,52	229,12	70,60%

Efic Comp. Datos cp C. especifico Perdidas HRSG Efic HRSG Indicadores TG Entalpia agua y vapor

Anexo G. Hoja de calculo Excel para determinar las perdidas en la HRSG

Calculos tablas ABOCOL - Microsoft Excel

Inicio Insertar Diseño de página Fórmulas Datos Revisar Vista

Calibri 11 Fuente Ajustar texto Combinar y centrar Número

Formato condicional Dar formato como tabla Estilos de celda Insertar Eliminar Formato Celdas

Advertencia de seguridad Se ha deshabilitado la actualización automática de los vínculos Opciones...

L155 =SUMA(H155:K155)

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P
1																
2																
3																
4																
5																
6																
7																
8																
9																
10																
11																
12																
13																
14																
15																
16																
17																
18																
19																
20																
21																
22																
23																
24																
25																
26																
27																
28																
29																

Regresar a indicadores HRSG

Area Caldera [ft2]	1755,60
Emisividad	0,7
Temp. Superficie [°C]	51

Perdidas HRSG										
Día	Turno	Temp. Salida gases [K]	Temp. Referencia [K]	Temp. Superficie Caldera [F]	Velocidad del aire [ft/min]	P. chimenea [Btu/h]	P. radiacion [Btu/h]	P. conveccion [Btu/lb]	P. purgas [Btu/h]	Total de perdidas
01/05/2010	1	507,87	305,37	123,8	250,00	32675613,16	208311,63	91113,10	1811805,50	34786843,39
	2	507,87	303,01	123,8	250,00	34155766,56	206438,35	105652,13	1770351,00	36238208,04
	3	508,43	300,51	123,8	250,00	34085452,69	204384,09	121495,27	1611848,50	36023180,55
02/05/2010	1	507,87	305,65	123,8	250,00	33230187,33	208527,82	89431,44	1355806,00	34883952,59
	2	507,59	303,01	123,8	250,00	33974474,44	206438,35	105652,13	1499677,50	35786242,42
	3	508,43	299,54	123,8	250,00	35067394,19	203565,18	127773,15	1489923,50	36888656,01
03/05/2010	1	507,04	302,73	123,8	250,00	34583644,23	206213,73	107390,39	1355806,00	36253054,35
	2	508,15	301,90	123,8	250,00	34703083,27	205534,44	112638,82	1802051,50	36823308,03
	3	508,98	299,82	123,8	250,00	33978955,61	203800,31	125973,03	1255827,50	35564556,45
04/05/2010	1	511,21	302,73	123,8	250,00	33779424,14	206213,73	107390,39	529154,50	34622182,75
	2	509,54	301,48	123,8	250,00	35180932,94	205191,73	115281,64	2177580,50	37678986,81
	3	509,54	300,79	123,8	250,00	35973460,23	204615,99	119713,31	2016639,50	38314429,03
05/05/2010	1	509,26	304,54	123,8	250,00	37141681,29	207657,80	96195,18	1912702,00	39358236,26
	2	510,65	300,65	123,8	250,00	34332474,37	204500,16	120603,63	1197303,50	35854881,66
	3	510,65	300,51	123,8	250,00	33750990,44	204384,09	121495,27	1363121,50	35439991,30
06/05/2010	1	508,15	305,23	123,8	250,00	40210802,42	208203,21	91956,27	1772789,50	42283751,40
	2	513,98	302,46	123,8	250,00	34862801,25	205988,20	109134,29	178010,50	35355934,24
	3	510,93	300,79	123,8	250,00	37838382,69	204615,99	119713,31	1633795,00	39796506,99
07/05/2010	1	509,54	305,23	123,8	250,00	32065965,81	208203,21	91956,27	2197088,50	34563213,78
	2	508,71	302,73	123,8	250,00	33676833,11	206213,73	107390,39	2555548,00	36545985,22
	3	511,21	300,65	123,8	250,00	33972845,99	204500,16	120603,63	356021,00	34653970,78
08/05/2010	1	508,98	304,96	123,8	250,00	33517772,21	207985,71	93647,24	892491,00	34711896,15
	2	508,43	303,15	123,8	250,00	33755669,91	206550,33	104785,14	438930,00	34505935,37
	3	509,26	302,18	123,8	250,00	34062193,97	205761,77	110883,78	260919,50	34639759,03

Efic Comp. Datos cp C. específico Perdidas HRSG Efic HRSG Indicadores TG Entalpia agua y vapor

Anexo H. Hoja de calculo Excel para determinar la eficiencia de la HRSG por el método directo e indirecto.

The screenshot shows an Excel spreadsheet with the following data table:

		HRSG					
	Dia	Turno	Energia de sal. [Btu/h]	Energia de entrada [Btu/h]	Eficiencia metodo directo	Eficiencia metodo indirecto	Efectividad
5	01/05/2010	1	47111571,41	87325451,44	53,95%	60,16%	91,31%
6		2	46908797,05	90479971,6	51,84%	59,95%	91,78%
7		3	47164834,98	89280495,9	52,83%	59,65%	91,84%
8	02/05/2010	1	45926220,71	89184078,66	51,50%	60,89%	92,11%
9		2	48521199,09	91379216,17	53,10%	60,84%	91,67%
10		3	47065072,66	89715931,15	52,46%	58,88%	91,70%
11	03/05/2010	1	47978097,15	92231841,38	52,02%	60,69%	92,31%
12		2	48334709,23	92785034,1	52,09%	60,31%	91,47%
13		3	44134404,53	85223414,77	51,79%	58,27%	91,52%
14	04/05/2010	1	42421188,95	82695699,9	51,30%	58,13%	90,96%
15		2	45264188,31	90111459,71	50,23%	58,19%	92,18%
16		3	45499514,1	92072581,39	49,42%	58,39%	92,36%
17	05/05/2010	1	46361428,15	98378016,89	47,13%	59,99%	93,07%
18		2	40961571,66	82504941,95	49,65%	56,54%	91,78%
19		3	40041976,99	80204283,93	49,92%	55,81%	91,96%
20	06/05/2010	1	48225672,18	108152385,6	44,59%	60,90%	90,21%
21		2	36565716,33	76056250,81	48,08%	53,51%	91,39%
22		3	38257325,03	87868858,47	43,54%	54,71%	92,13%
23	07/05/2010	1	40597813,3	79659410,04	50,96%	56,61%	92,48%
24		2	42456998,02	84646154,46	50,16%	56,82%	92,14%
25		3	41710799,65	82325760,83	50,67%	57,91%	91,45%
26	08/05/2010	1	45918006,84	88411692,14	51,94%	60,74%	91,48%
27		2	45331396,61	88164996,65	51,42%	60,86%	91,77%
28		3	44819967,56	87367546,73	51,30%	60,35%	91,64%
29	08/05/2010	1	45366412	106763955,1	42,49%	59,28%	91,74%
30		2	45366412	106763955,1	42,49%	59,28%	91,74%
31		3	45366412	106763955,1	42,49%	59,28%	91,74%