



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**VICERRECTORADO DE INVESTIGACIÓN,
INNOVACIÓN Y TRANSFERENCIA DE TECNOLOGÍA**

UNIDAD DE GESTIÓN DE POSGRADOS

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

**MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES
IV PROMOCIÓN**

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE MAGÍSTER EN ENERGÍAS RENOVABLES**

**TEMA: ESTUDIO PARA LA EVALUACIÓN DE UN CICLO
COMBINADO PARA LAS TURBINAS DE GAS ASOCIADO EN
EL COMPLEJO SHUSHUFINDI.**

**AUTOR: VELASCO AVILÈS JORGE MARCELO
DIRECTOR: DR. DELGADO GARCÍA REINALDO**

SANGOLQUÍ, 2016



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN IV

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, **“ESTUDIO PARA LA EVALUACIÓN DE UN CICLO COMBINADO PARA LAS TURBINAS DE GAS ASOCIADO EN EL COMPLEJO SHUSHUFINDI”** realizado por el Ing. **JORGE MARCELO VELASCO AVILÉS**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar ING. JORGE MARCELO VELASCO AVILÉS para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 08 de junio de 2016

ING. REINALDO DELGADO, PhD.

DIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN IV

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo: **JORGE MARCELO VELASCO AVILÉS**, con cédula de identidad N^o-0502337132 declaro que este trabajo de titulación “**ESTUDIO PARA LA EVALUACIÓN DE UN CICLO COMBINADO PARA LAS TURBINAS DE GAS ASOCIADO EN EL COMPLEJO SHUSHUFINDI**”, ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Sangolquí, 08 de junio de 2016

JORGE MARCELO VELASCO AVILÉS
C.C 0502337132



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

MAESTRÍA EN ENERGÍAS RENOVABLES PROMOCIÓN IV

AUTORIZACIÓN

Yo, JORGE MARCELO VELASCO AVILÈS, autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”, publicar, en la Biblioteca Virtual de la Institución, el presente trabajo de titulación **“ESTUDIO PARA LA EVALUACIÓN DE UN CICLO COMBINADO PARA LAS TURBINAS DE GAS ASOCIADO EN EL COMPLEJO SHUSHUFINDI”**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 08 de junio de 2016

JORGE MARCELO VELASCO AVILÈS

C.C 0502337132

DEDICATORIA

Esta tesis va dedicada con todo mi amor a mi esposa: Patricia Ramírez, quien con su paciencia, apoyo y comprensión ha sido el motivo para seguir adelante.

A mis hijitos que han sido la gran motivación de superación y por la comprensión de mi ausencia, me han motivado a seguir en este proyecto en mi vida: Andreita y Juliancito.

Jorge Velasco Avilés

Sangolquí, Junio, 08 de 2016

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento:

A Dios, por darme la sabiduría necesaria.

A mi esposa, a mis hijos, que me han apoyado en todo momento.

A mis padres por darme la vida.

A mis profesores de Maestría.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas.

Y, al Director de Proyecto, que por su experiencia ha sabido guiar el desarrollo de este proyecto y poder culminar en su totalidad.

Jorge Velasco Avilés

Sangolquí, Junio, 08 de 2016

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
ÍNDICE DE CONTENIDO	vii
ÍNDICE DE TABLAS	x
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
RESUMEN	xiii
ABSTRACT	xiv
CAPÍTULO I	
GENERALIDADES	1
1.1 Antecedentes	1
1.2 Definición del Problema	3
1.3 Objetivos	4
1.3.1 General	4
1.3.2 Específicos.....	4
1.4 Alcance	4
1.5 Justificación e Importancia de la Investigación	4
CAPÍTULO II	
MARCO TEÓRICO	6
2.1 Ciclos Termodinámicos.....	6
2.1.1 Carnot	6
2.1.2 Rankine.....	7
2.1.3 Brayton.....	9
2.1.4 Combinados.....	10
2.2 Calderos.....	11
2.2.1 Tipos básicos de calderas.....	11
2.2.1.1 Calderas Piro tubulares.....	11
2.2.1.2 Calderas Acuatubulares.....	13
2.2.2 Partes principales de una caldera.....	14

2.2.3	Transferencia de calor en Calderos	16
2.2.3.1	Convección Natural.....	16
2.2.3.2	Convección Forzada	19
2.2.4	Calentamiento y Evaporación del agua.....	23
2.2.5	Ebullición.....	25
2.2.5.1	Ebullición en núcleos (Régimen II y III)	26
2.2.5.2	Ebullición en forma de película (Regímenes IV, V y VI).....	28
2.2.6	Diseño térmico del caldero.....	31
2.3	Turbinas de Vapor	36
2.3.1	Clasificación de las Turbinas de Vapor	37
2.3.1.1	Según el número de etapas o escalonamientos	37
2.3.1.2	Según la presión del vapor de salida	37
2.3.1.3	Según la forma en que se realiza la transformación de energía térmica en energía mecánica.....	38
2.3.1.4	Según la dirección del flujo en el rodete	38
2.3.1.5	Turbinas con y sin extracción.....	38
2.4	Torre de Enfriamiento	39
2.4.1	Clasificación de torres de enfriamiento	41
2.4.2	Partes internas de las torres de enfriamiento y función del empaquete	43
2.4.3	Balance de calor	45
2.5	Bomba de Condensado	47
2.6	Teoría de la Combustión.....	48
2.6.1	Fundamentos de la teoría de combustión y organización de la quema de combustibles en las cámaras de combustión. Fundamentos de cálculo y parámetros principales de las cámaras de combustión	48

CAPÍTULO III

ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA PLANTA	55	
3.1	Turbinas a Gas Complejo Shushufindi.....	56
3.1.1	Análisis de Planta	56
3.1.2	Capacidad de Generación	59

3.1.3	Calor Residual	69
3.1.4	Balance Energético	70
3.2	Dimensionamiento de Instalación	75
3.2.1	Cálculo de Caldero.....	75
3.2.1.1	Análisis del caldero mediante transferencia de calor	78
3.2.1.2	Análisis Termodinámico de la Instalación	78
3.2.2	Selección de la Turbina de Vapor	81
3.2.3	Selección de la torre de enfriamiento.....	83
3.2.4	Selección de la bomba de Condensación	85
3.2.5	Selección de las bombas de condensado (Extracción).....	87
3.3	Características Técnicas de la Instalación	88
CAPÍTULO IV		
ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO.....		89
4.1	Costos directos	89
4.2	TIR	89
4.3	Costo / Beneficio	90
CAPÍTULO V		
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....		91
5.1	Conclusiones	91
5.2	Recomendaciones	91
5.3	Bibliografía	92

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Constante de tubos escalonados	20
Tabla 2 Relación de h (media) / h (media) 10	21
Tabla 3 Combinación de superficie - fluido	27
Tabla 4 Datos energéticos de la turbina TB1	59
Tabla 5 Energía producida por la TB1	61
Tabla 6 Consumo de combustible de la TB1	62
Tabla 7 Datos energéticos de la turbina TB2	63
Tabla 8 Energía producida por la TB2	64
Tabla 9 Consumo de combustible de la TB2	65
Tabla 10 Datos energéticos de la turbina TB3	66
Tabla 11 Energía producida de la TA3	67
Tabla 12 Consumo de combustible de la TA3	68
Tabla 13 Calor residual de las turbinas TBA, TB2 y TA3	69

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Diagrama T-s para el ciclo de vapor Carnot	7
Figura 2 Ciclo Rankine ideal simple (Cengel: p. 567)	8
Figura 3 Ciclo Rankine ideal simple (Cengel: p. 567)	9
Figura 4 Un motor de turbina de gas de ciclo abierto	10
Figura 5 Ciclo combinado de gas y vapor	11
Figura 6 Caldero Piro tubular con calentamiento de gases de combustión.....	12
Figura 7 Vista Transversal del Caldero	13
Figura 8 Caldero piro tubular con calentamiento de gases de combustión.....	14
Figura 9 Esquema General de un caldero	16
Figura 10 Convección Natural	18
Figura 11 Distribución escalonada de tubos.....	19
Figura 12 Distribución triangular de tubos.....	22
Figura 13 Diagrama: Temperatura, Entropía para el agua.....	24
Figura 14 Tensión superficial	28
Figura 15 Alambre de calefacción de cromel de 0.40 pul de diámetro en agua a 1 atm.	30
Figura 16 Tubería del intercambiador de calor	32
Figura 17 Transferencia de calor en fluidos no mezclados	35
Figura 18 Turbina de vapor	39
Figura 19 Torre de enfriamiento atmosférica	41
Figura 20 Torre de Tiro Natural.....	42
Figura 21 Bomba de condensado.....	48
Figura 22 Turbina Typhon de 3.75 MW	56
Figura 23 Turbina TB2 de 3 MW.....	56
Figura 24 Turbina TB1 de 1750 MW.....	57
Figura 25 Cámaras de combustión de la TB1 de 1.750 MW	57
Figura 26 Turbina TA3 de 1.750 MW.....	58

Figura 27 Esquema de la turbina TA3 de 1.750 MW.....	58
Figura 28 Potencia nominal, promedio y real de la TB1	60
Figura 29 Producción energética de la TB1.....	61
Figura 30 Consumo de combustible de la TB1	62
Figura 31 Potencia nominal, promedio y real de la TB2.....	63
Figura 32 Producción energética de la TB2.....	64
Figura 33 Consumo de combustible de la TB2	65
Figura 34 Potencia nominal, promedio y real de la TA3.....	67
Figura 35 Producción energética de la TA3.....	68
Figura 36 Consumo de combustible de la TA3	69
Figura 37 Vista superior de planta	70
Figura 38 Coeficiente global de transferencia de calor	72
Figura 39 Coeficiente de convección interna	74
Figura 40 Esquema del caldero pirotubular	75
Figura 41 Corte longitudinal del caldero pirotubular.....	77
Figura 42 Ciclo termodinámico de la turbina de vapor	88

RESUMEN

Este proyecto de investigación permitirá evaluar el poder calorífico que tiene las emisiones generadas por las turbinas de gas, estas emisiones para este estudio toma el nombre de calor residual, que en promedio de las tres turbinas tienen 4,712.94 kWt, para luego poder capturar en un intercambiador de calor 1-2, en este caso es un caldero acuotubular, generando un calor útil de 7,451.00 kWt, y con una potencia eléctrica máxima es 1,649.53 kWe para seleccionar una turbina de vapor, la misma que se alimenta con una entalpía de vapor a 400 ° C y a una presión de 60 PSI. Con este proceso se aplica la metodología de eficiencia energética de un sistema de generación. Y a su vez contribuye a la demanda de la matriz energética en el sector petrolero, dejando de comprar equipos que usan combustible fósil (Diesel, bunker) que su valor es muy alto e incrementa el costo de operación y mantenimiento (O&M)

PALABRAS CLAVES:

- **CALOR RESIDUAL**
- **CALDERO ACUOTUBULAR**
- **CALOR ÚTIL**
- **ENTALPÍA DE VALOR**

ABSTRACT

This research project will assess the calorific power of emissions from gas turbines, these emissions for this study takes its name from waste heat, which on average of the three turbines have 4,712.94 kWt, then to capture a heat exchanger 1-2, in this case a water-tube boiler, generating a useful heat 7,471.00 kWt, and with a maximum electrical power is 1,649.53 kWe to select a steam turbine, which feeds it with a steam enthalpy 400 ° C and a pressure of 60 PSI. This process methodology energy efficiency of a generation system applies. And in turn contributes to the demand of the energy mix in the oil sector, leaving buying equipment that uses fossil fuel (diesel, bunker) that its value is very high and increases the cost of operation and maintenance (O & M)

KEYWORDS:

- RESIDUAL HEAT
- WATER-TUBE BOILER
- USEFUL HEAT
- STEAM ENTHALPY

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

La continua búsqueda de eficiencias térmicas más altas ha originado modificaciones innovadoras en las centrales eléctricas convencionales. El ciclo de vapor binario que se analiza posteriormente es una de estas modificaciones. Otra modificación más aun extendida incluye un ciclo de potencia de vapor, esto se domina **ciclo combinado de gas y de vapor**, o solo **ciclo combinado**. El ciclo combinado que más interesa es el ciclo de turbina de gas (Ciclo Brayton), y se complementa con el ciclo de turbina de vapor (Rankine), y que tiene una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos ejecutados individualmente. (Cengel, 2009)

Los ciclos característicos de turbina de gas operan a temperaturas considerablemente altas que los ciclos de vapor (Cengel, 2009), p. 593. La temperatura máxima de fluido a la entrada de la turbina está cerca de los 620° C (1150° F) en las centrales de vapor modernas. Sin embargo, en las turbinas de gas se alcanzan valores superiores a los 1425° C (2600° F). En la salida del quemador en los turborreactores se alcanza 1500 ° C. Esto se logra, con la aplicación de nuevos materiales y desarrollo tecnológicos para enfriamiento de los álabes de la turbina y en el revestimiento de estos con materiales resistentes a las altas temperaturas, como cerámicas. Debido a la temperatura promedio más alta a la cual se suministra el calor, los ciclos de turbina de gas tienen un potencial mayor para eficiencias térmicas más elevadas. Por otra parte, de acuerdo con, los ciclos de turbina de gas tienen una desventaja inherente: el gas sale de la turbina a temperaturas más altas (por lo general arriba de los 500° C), lo que cancela cualquier ganancia

potencial en la eficiencia térmica. Esto se puede mejorar un poco utilizando la regeneración, pero la mayoría será limitada. (Cengel, 2009)

Desde el punto de vista de la ingeniería, es conveniente aprovechar las características deseables del ciclo de turbina de gas a altas temperaturas y utilizar los gases de escape de alta temperatura como fuente de energía en un ciclo en un intervalo de temperaturas menores, como un ciclo de potencia de vapor. (Cengel, 2009)

Los recientes desarrollos tecnológicos para las turbinas a gas han logrado que el ciclo combinado de gas y de vapor resulte muy atractivo desde el punto de vista económico, ya que el ciclo combinado aumenta la eficiencia sin incrementar mucho el costo inicial. Así, muchas centrales eléctricas operan en ciclos combinados y muchas centrales de vapor o de turbina de gas existentes se están convirtiendo en centrales de ciclo combinado. Como resultado de esta conversión, se han reportado eficiencias térmicas muy por encima del 40%. (Cengel, 2009)

Una central combinada Tohoku de 1090 MW que se puso en operación comercial en 1985 en Niigata, Japón, se reporta con una operación que posee una eficiencia térmica de 44%. Esta central tiene dos turbinas de vapor de 191 MW y seis turbinas de gas de 118 MW. Los gases de combustión caliente entran a la turbina de gas a 1154° C, mientras que el vapor entra a las turbinas de vapor 500° C. El vapor se enfría en el condensador mediante agua fría que se halla a una temperatura promedio de 15° C. Los compresores tienen una relación de presión de 14 y el flujo másico de aire a través del compresor es de 443 kg/s. (Cengel, 2009).

Una central eléctrica de ciclo combinado de 1350 MW construida en 1988 por la compañía alemana Siemens en Ambarli, Turquía, es la primera termoeléctrica en operación comercial en el mundo que alcanza un nivel de eficiencia tan alto como el 52.5% bajo las condiciones de operación de diseño. Esta central tiene seis turbinas de 150 MW y tres turbinas de vapor

173 MW. Algunas centrales modernas de ciclo combinado han alcanzado eficiencias por encima de 60%. (Cengel, 2009)

El ciclo de *Carnot* no es un modelo adecuado para los ciclos de potencia de vapor porque no se puede alcanzar en la práctica. El ciclo modelo para los ciclos de potencia de vapor es el *Rankine*, el cual se compone de cuatro procesos internamente reversibles: adición de calor a presión constante en una caldera, expansión isentrópica en una turbina, rechazo de calor a presión constante en un condensador y compresión isentrópica en una bomba. El vapor sale del condensador como líquido saturado a la presión del condensador.

La eficiencia térmica del ciclo *Rankine* se incrementa al elevar la temperatura promedio a la cual se transfiere calor hacia el fluido de trabajo y/o al disminuir la temperatura promedio a la que rechaza el calor hacia el medio de enfriamiento. La temperatura promedio durante el rechazo del calor puede reducirse disminuyendo la presión de salida de la turbina. (Cengel, 2009)

1.2 Definición del Problema

En las Turbinas a Gas Asociado, una vez realizado el ciclo de generación eléctrica, emiten a la atmósfera una cantidad de calor que afecta la entropía del medio, aportando gases de efecto invernadero en el ambiente. Realizando los cálculos respectivos se puede aprovechar el calor residual mediante un proceso termodinámico, con caldero de vapor, turbina de vapor y torre de enfriamiento.

Al realizar la evaluación de la implementación de un ciclo combinado tendría la finalidad el aprovechamiento de la emisión de gases llevando a un intercambiador de vapor de baja presión con una turbina de vapor, entregando confiabilidad al sistema de generación eléctrico del bloque.

1.3 Objetivos

1.3.1 General

Satisfacer la creciente demanda de energía eléctrica, aportar al sistema interconectado y mitigar las emisiones a la atmósfera.

1.3.2 Específicos

- Determinar el potencial energético de las 4 Turbinas de gas asociado, con fines de aprovechamiento del calor residual para la generación de electricidad.
- Realizar el dimensionamiento básico de la instalación para generación de electricidad, con vapor de baja presión.
- Desarrollar el análisis energético de los componentes de la instalación de producción de electricidad con calor residual.
- Realizar el análisis económico de este proyecto de investigación.

1.4 Alcance

Con el desarrollo de esta investigación se propone incrementar el aporte de energía eléctrica al sistema interconectado, disminuir el efecto del cambio de entropía del ambiente y la eficiencia energética en el sistema de las turbinas. Además se logra con el incremento de la energía aumentar la demanda del sistema y poder suplir en el caso que cierta plataforma o isla quede sin energía eléctrica por los diferentes factores climáticos (lluvia).

1.5 Justificación e Importancia de la Investigación

Desde el inicio de la revolución industrial 1760 por diferentes procesos industriales se ha ido incrementando los gases de efecto invernadero más

aun cuando las energías no renovables han sido desarrolladas en diferentes derivados como combustible. Esto ha obligado a muchos países a nivel mundial a ser eficientes en sus procesos de conversión de energía eléctrica.

En varias plantas de generación eléctrica se han combinado procesos termodinámicos y uno de ellos es el ciclo combinado.

Este estudio permitirá evaluar el poder calorífico que tiene las emisiones para luego poder capturar en un intercambiador de calor de baja presión conectado a una turbina de vapor de baja presión y alimentar un incremento de energía al sistema eléctrico.

Además, se propone reducir el calor térmico que es enviado hacia la atmósfera, y mediante un proceso termodinámico convertir en vapor el agua (fluido de trabajo) para luego de energía mecánica convertir energía eléctrica.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Ciclos Termodinámicos

2.1.1 Carnot

El ciclo de Carnot es más eficiente de los ciclos que operan entre dos límites especificados de temperatura. Así, es natural considerar primero a este ciclo como un prospecto de ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. Si fuera posible, se adoptaría como el ciclo ideal. Sin embargo como se explica a continuación el ciclo de Carnot no es un modelo apropiado para los ciclos de potencia. A lo largo del análisis se ha considerado al vapor como fluido de trabajo, ya que su uso predomina en los ciclos de potencia de vapor. (Cengel, 2009)

Considera un ciclo de Carnot de flujo estacionario ejecutando dentro de la curva de saturación de una sustancia pura, como se muestra en la figura 1.

El fluido se calienta de manera reversible e isotérmicamente en una caldera (proceso 1-2): se expande isentrópicamente en una turbina (proceso 2-3); se condensa reversible e isotérmicamente en un condensador (proceso 3-4), y se condensa de manera isentrópica mediante un compresor hasta su estado inicial (proceso 4-1). (Cengel, 2009)

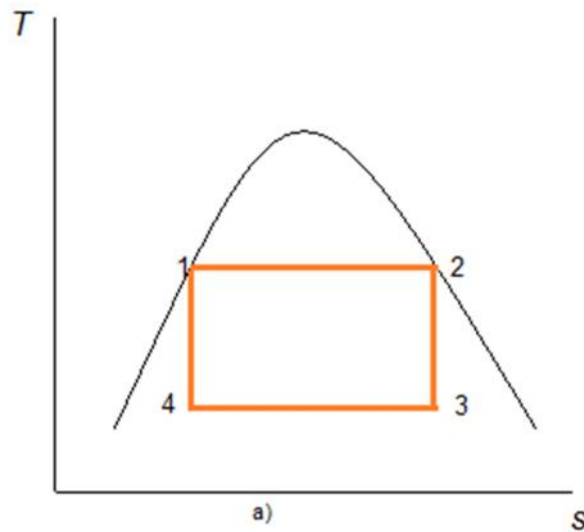


Figura 1 Diagrama T-s para el ciclo de vapor Carnot

Fuente: Cengel. Termodinámica "Ciclos de potencia de Vapor)

2.1.2 Rankine

Es posible eliminar muchos de los aspectos imprácticos asociados con el ciclo de Carnot si el vapor es sobre calentado en la caldera y condensado por completo en el condensador, como se muestra de manera esquemática en el diagrama T-s en la figura 2. Lo que resulta es el ciclo Rankine, el cual es el ciclo ideal para las centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y está compuesto de los siguientes cuatro procesos:

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

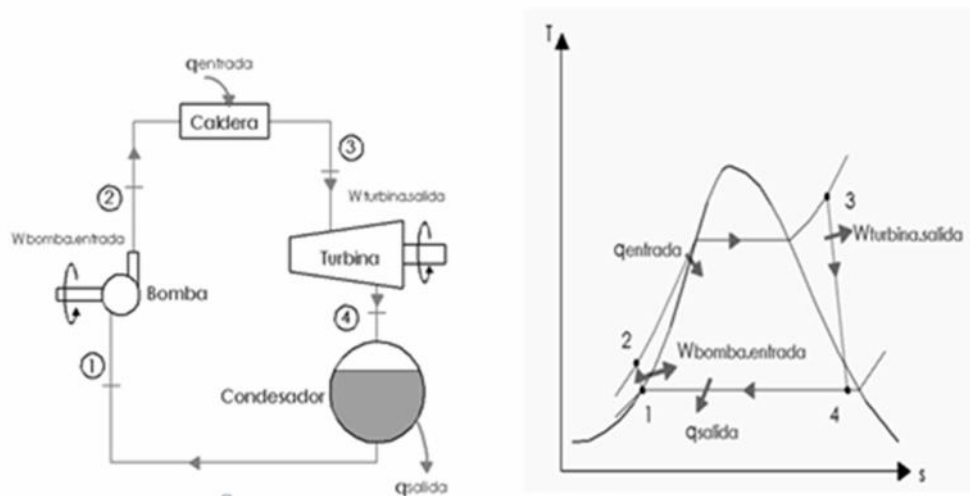


Figura 2 Ciclo Rankine ideal simple (Cengel: p. 567)

Fuente: Cengel. Termodinámica "Ciclos de potencia de Vapor)

Los cuatro componentes asociados con el ciclo Rankine, (la bomba, la caldera, la turbina y el condensador) son dispositivos de flujo estacionario, por lo tanto los cuatro procesos que conforman en el ciclo Rankine pueden ser analizados como procesos de flujo estacionario.

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_e - h_i \text{ (kJ/kg)} \quad (2.1)$$

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

o,

$$W_{bomba,entrada} = v(P_2 - P_1) \quad (2.3)$$

donde:

$$h_1 = h_f @ P_1 \quad \text{y} \quad V \cong V_1 = V_f @ P_1 \quad (2.4)$$

$$\text{Caldera (} w = 0 \text{): } \quad q_{entrada} = h_3 - h_2 \quad (2.5)$$

$$\text{Turbina (} q = 0 \text{): } \quad w_{turbina,salida} = h_3 - h_4 \quad (2.6)$$

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

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

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

Donde:

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

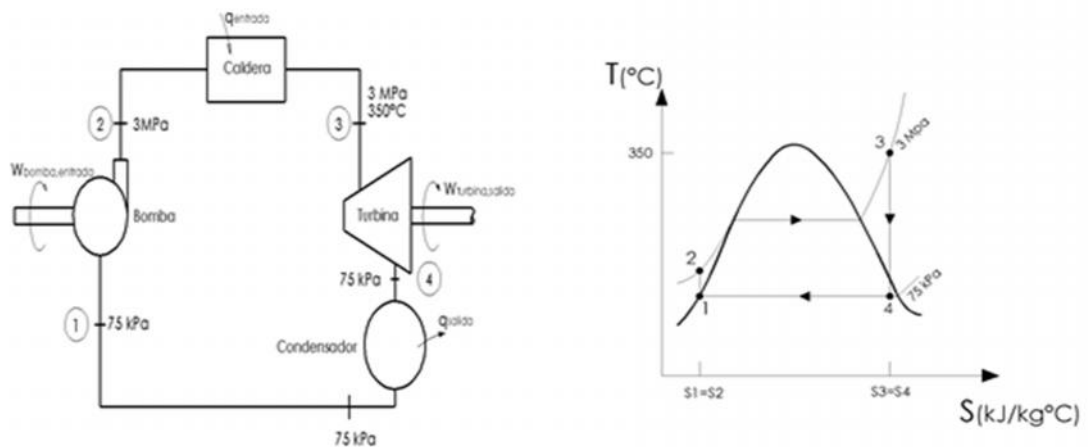


Figura 3 Ciclo Rankine ideal simple (Cengel: p. 567)

Fuente: Cengel. Termodinámica "Ciclos de potencia de Vapor)

2.1.3 Brayton

El ciclo Brayton fue propuesto por George Brayton por primera vez para usarlo en el ciclo recíprocante que quemaba aceite desarrollado por el alternador de 1870, Actualmente se utilizan en turbinas a gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en máquina rotatoria. Las turbinas a gas generalmente operan en *ciclo abierto*. Se

introduce aire fresco en condiciones ambiente dentro del compresor, donde su temperatura y presión se eleva. El aire de alta presión sigue a la cámara de combustión, donde el combustible se quema a presión constante. Los gases de alta temperatura 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 (no se recirculan), causando que el ciclo se clasifique como ciclo abierto. (Cengel, 2009)

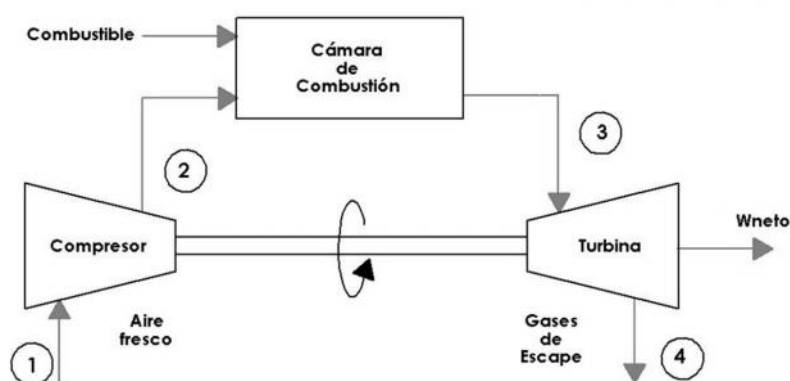


Figura 4 Un motor de turbina de gas de ciclo abierto

Fuente: Cengel. Termodinámica "Ciclos de potencia de Vapor"

2.1.4 Combinados

La continua búsqueda de eficiencias térmicas más altas ha originado modificaciones innovadoras en las centrales eléctricas convencionales, El ciclo de vapor binario que se analiza posterior mente es una de esas modificaciones, Otra modificación aún más extendida incluye un ciclo de potencia de gas que remata a un ciclo de vapor, esto se denomina *ciclo combinado de gas y vapor, o sólo ciclo combinado*.

El ciclo combinado que más interesa es el ciclo de turbina de gas (Brayton), el cual remata al ciclo de turbina de vapor (Rankine) y que tiene una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos ejecutado individualmente. (Cengel, 2009)

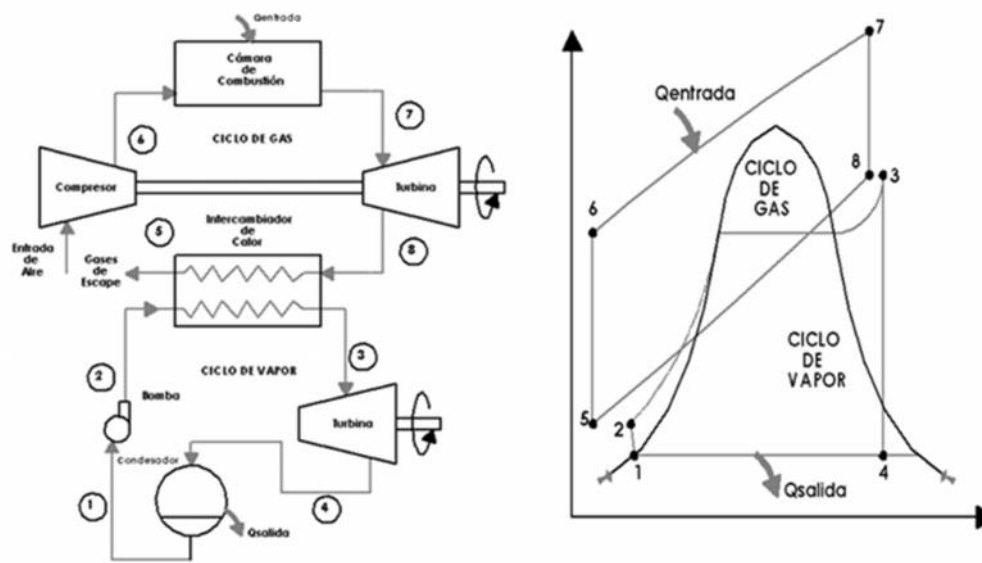


Figura 5 Ciclo combinado de gas y vapor

Fuente: Cengel. Termodinámica "Ciclos de potencia de Vapor"

2.2 Calderos

Es básicamente un recipiente cerrado que contiene agua que se transforma en vapor debido a la aplicación de calor generado por algún combustible.

2.2.1 Tipos básicos de calderas

Principalmente se encuentran dos tipos de calderas, las calderas Piro tubulares y las calderas Acuotubulares.

2.2.1.1 Calderas Piro tubulares

En este tipo de calderas, los gases calientes de la combustión pasan a través de una serie de tubos que están sumergidos en el agua de la caldera. Donde los gases al transferir calor al agua producen vapor (según manual de calderos continental). En el esquema representado en la figura 6 se puede

observar en un caldero, la transferencia de calor del fluido térmico hacia el agua se puede realizar mediante un intercambiador 1-2 de carcasa y tubos. En este dispositivo los gases calientes ingresan por la parte inferior giran 180° y continúan su recorrido hasta ser evaluados por la chimenea. Este intercambiador con cabezal de tubos estacionarios (Kern, 2008) se los considera de dos etapas de tubos y uno en carcasa.

Para el caso de uso como caldero los gases de combustión ingresan por la parte inferior para calentar el fluido de proceso por convección natural. Al salir de la bancada chocan contra el material refractario e ingresan al segundo haz de tubos para luego ser evacuados por la chimenea.

En el dimensionamiento de esta tecnología energética se puede considerar la relación $\frac{L_0}{D_i} = 4$ (Kern, 2008).

Por otra parte el agua se alimenta por la parte inferior del caldero y sale como vapor sobrecalentado por la parte superior.

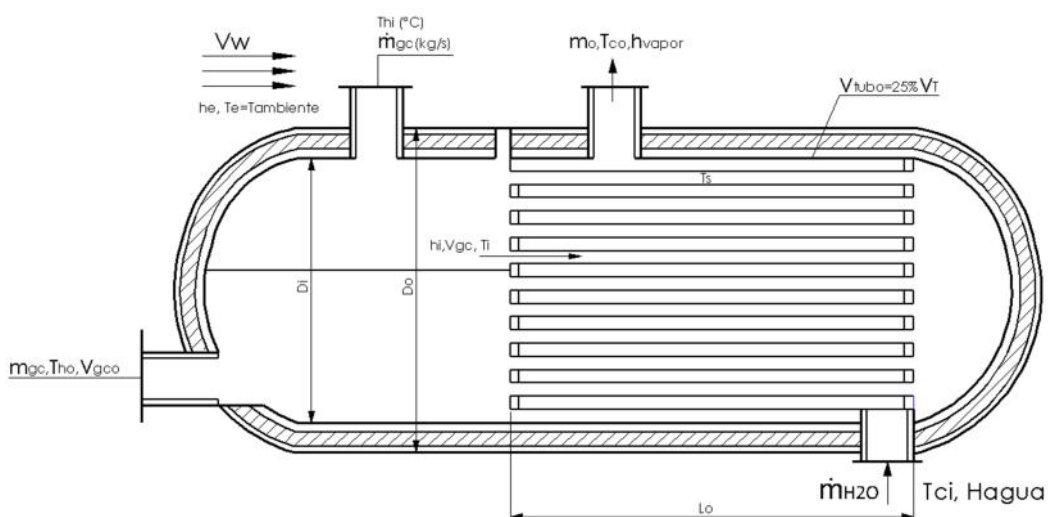


Figura 6 Caldero Pirotubular con calentamiento de gases de combustión

Fuente: Velasco J., ciclo combinado, 2016.

Para ver la distribución del haz de tubos en el caldero con intercambiador de calor 1-2, se tiene el esquema de la figura 7. Donde, en la parte inferior se encuentra el primer haz de tubos escalonados por donde ingresan los gases de combustión y en la parte superior se coloca el segundo haz de tubos. En espacio para el vapor se encuentra en la parte superior del recipiente. Un inconveniente para este tipo de distribución sería la presencia de burbujas de líquido vapor colapsando alrededor de los tubos colocados en la parte superior del caldero, el fluido se calienta por convección natural y luego aparecen burbujas individuales y de columna, hasta alcanzar el flujo de calor pico.

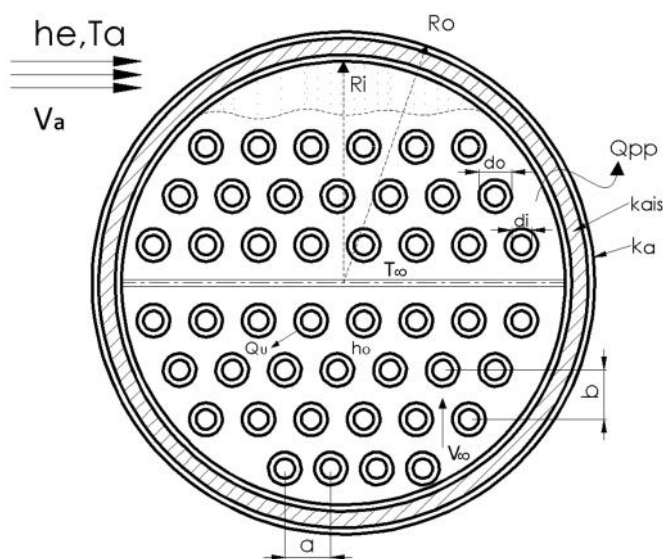


Figura 7 Vista Transversal del Caldero

Fuente: Velasco J., ciclo combinado, 2016.

2.2.1.2 Calderas Acuatubulares

Según el manual de calderos continental, a diferencia de las anteriores, en este tipo de calderas el agua pasa a través de los tubos y los gases de la combustión se encuentran fuera, al transferir estos gases calor al agua la evaporan y se produce vapor.

De acuerdo con la figura 8, en un caldero Acuotubular el agua circula por el interior haz de tubos que se encuentran en la zona de radiación, es decir expuestos a un calentamiento directo. Un criterio tecnológico que debe ser considerado, se refiere a la temperatura del proceso que no debe sobrepasar los 400 °C, cuando se utilizan aceros al carbono o aliados, debido a las pérdidas de propiedades mecánicas por las tensiones térmicas. El combustible a utilizar en este tipo de calderos es bunker, diesel, GPL, gas asociado y biomasa.

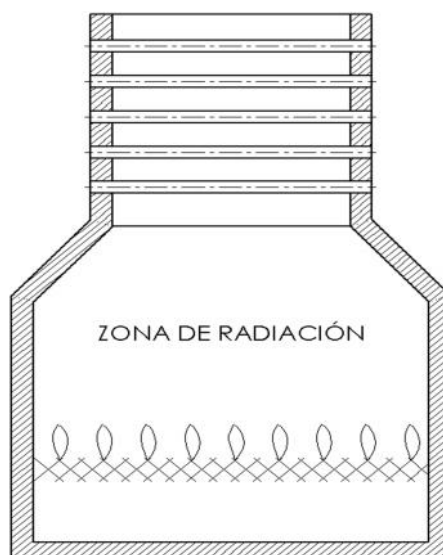


Figura 8 Caldero acuotubular con calentamiento de gases de combustión

Fuente: Velasco J., ciclo combinado, 2016.

2.2.2 Partes principales de una caldera

Las partes principales están consideradas de la siguiente manera: (según manual de calderos continental)

- **Hogar o cámara de combustión:**

Es el lugar donde se quema el combustible y se generan gases calientes para elevar la temperatura del agua.

- **Anillo:**

Es un muro de material refractario que confina la llama en un espacio reducido para mejorar la combustión (o quema del combustible) y está ubicado en el hogar.

- **Cuerpo o vaso de presión:**

Es un cilindro de acero herméticamente cerrado, compuesto de una cámara de agua, una cámara de vapor, una superficie de calefacción y una superficie de vaporización.

- **Cámara de agua:**

Espacio ocupado por el agua hasta el nivel de trabajo, que tiene límite máximo y mínimo de operación.

- **Cámara de vapor:**

Espacio ocupado por el vapor dentro de la caldera, que se encuentra por encima del nivel de agua.

- **Superficie de calefacción:**

Son todas aquellas áreas que se encuentran en contacto por un lado con el agua y por el otro con los gases de la combustión, es decir el hogar y los tubos.

- **Superficie de vaporización:**

Es el área que divide el espacio ocupado por el agua y el espacio ocupado por el vapor.

- **Tubos o conductos de humo:**

Todos aquellos elementos que conducen los productos de la combustión (humo) desde el hogar hasta la chimenea.

- **Chimenea:**

Conducto que evacua los gases de la combustión a la atmósfera.

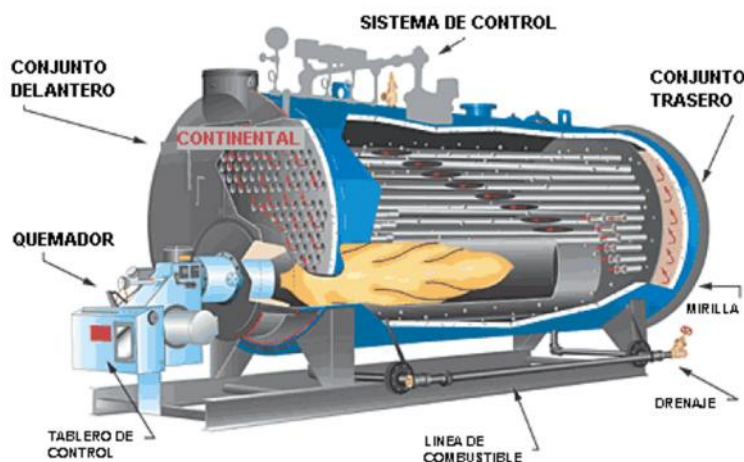


Figura 9 Esquema General de un caldero

Fuente: Manual de calderos continental.

2.2.3 Transferencia de calor en Calderos

2.2.3.1 Convección Natural

El calentamiento del fluido que se encuentra en el interior del recipiente del caldero se realiza por convección natural y posteriormente por ebullición. El agua luego será tratada químicamente, para reducir los efectos de la corrosión en los materiales se alimenta por la parte inferior del tanque hasta que se llene el volumen útil, a partir de la superficie libre del líquido se deja un espacio del 25 % del volumen total (V_t) para el almacenamiento del vapor. El agua que se encuentra en el recipiente en la primera etapa se calienta por convección libre por lo que, para su análisis se debe seguir el siguiente procedimiento. (Pitts D. R., 1980)

Numero de Grashof: es la relación entre la fuerza de empuje para la fuerza viscosa, lo cual se determina por:

$$G_R = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)}{\nu^2} \quad (2.10)$$

donde:

g : Aceleración de la gravedad, m/s^2

β : Coeficiente de expansión volumétrica, $^{\circ}C^{-1}$

T_s : Temperatura superficial de los tubos, $^{\circ}C$

T_∞ : Temperatura del fluido en proceso de calentamiento, $^{\circ}C$

L : Longitud útil de la tubería, m

ν : Viscosidad cinemática del fluido, m^2/s

Como se trata del agua en estado líquido, el coeficiente de expansión volumétrico β se calcula con:

$$\beta = \rho_\infty \frac{\left[\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_\infty} \right]}{T - T_\infty} \quad (2.11)$$

donde:

ρ_∞ : Es la densidad a una temperatura ligeramente diferente a la temperatura de referencia.

β : El valor de β es más exacto si $T - T_\infty$ tiende a un valor mínimo.

La temperatura de referencia se calcula con la siguiente expresión:

$$T_{ref} = T_s + 0.38(T_\infty - T_s) \text{ [}^{\circ}F\text{]} \quad (2.12)$$

L. B Evans y N. E, Stéfany, demostraron (Pitts D. R., 1980) que el calentamiento o enfriamiento inestable por convección libre en espacios cilíndricos cerrados horizontales y verticales se correlacionan mediante:

$$Nu_D = \frac{hgD}{k} = (0.55)(Gr_L Pr)^{1/4} \quad (2.13)$$

Se cumple para: $0.75 < \frac{L}{D} < 2$

donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección, $W/m^2 \cdot ^\circ C$

D : Diámetro interno del caldero, m

k : Conductividad térmica del fluido, $W/m \cdot ^\circ C$

Gr_L : Número de Grashof, es a dimensional.

Pr : Número de Prandtl

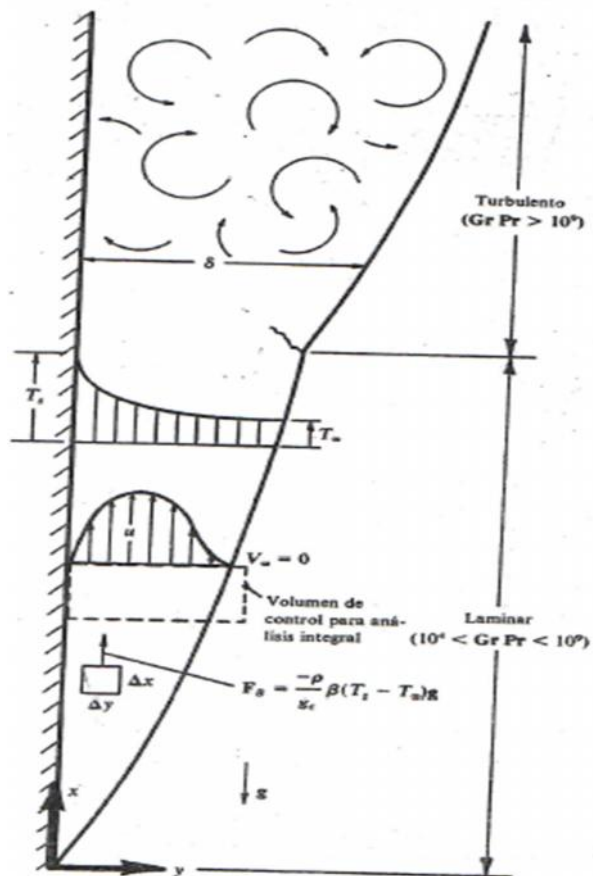


Figura 10 Convección Natural

Fuente: Pitts, Transferencia de Calor.

2.2.3.2 Convección Forzada

Haces de tubos en flujo transversal (Pitts, transferencia de calor, 1980) en los intercambiadores de calor, se utiliza frecuentemente haces con tubos cilíndricos pocos espaciados. En esta situación las estelas de los tubos localizados aguas arriba ejercen influencia sobre la rapidez de transferencia de calor y las características del flujo sobre los tubos situados aguas abajo. Para los primeros tubos se presentan variaciones de tubo a tubo y después no hay cambios perceptibles el tipo de arreglo de tubos es otro factor de influencia. En la figura 11 los gases de combustión atraviesan el interior de los tubos y el coeficiente de convección en esos espacios es h_i a una temperatura T_i , que es el promedio entre la entrada y salida del fluido caliente para una mejor distribución del calor se considera el arreglo de tubos escalonados y en forma triangular, de acuerdo con Grimson, (Pitts D. R., 1980) las hileras de tubos en profundidad no deben sobrepasar de 10, en la dirección de flujo vertical de agua caliente.

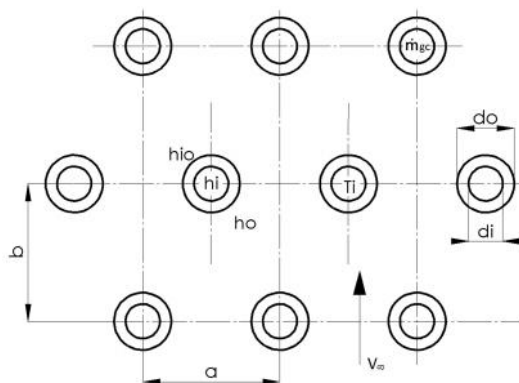


Figura 11 Distribución escalonada de tubos

Fuente: Velasco J., ciclo combinado, 2016.

Para haces de tubos escalonados, el pasaje mínimo es el menor valor entre:

$$\frac{a-D}{2} y \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} - D \quad (2.14)$$

$$V_{min} = \frac{v_{\infty} a/2}{Min} \quad (2.15)$$

Tabla 1
Constante de tubos escalonados

$\frac{b}{D}$	a/D							
	1.25		1.5		2		3	
	C_1	n	C_1	n	C_1	n	C_1	n
Tubos en línea:								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Tubos escalonados:								
0.6							0.213	0.636
0.9					0.446	0.571	0.401	0.581
1			0.497	0.558				
1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574

Fuente (Pitts D. R., 1980)

Para haces de tubos que tienen menos de 10 tubos en la dirección del flujo, Kays y Lo, obtuvieron los coeficientes de corrección que se dan en la tabla 1.

Los resultados de varios investigadores que estudiaron el coeficiente de convección en haces de tubos de flujo transversal fueron evaluados por E. D. Grinson, quien encontró que el coeficiente promedio de transferencia de calor para haces de por lo menos 10 tubos de profundidad en la dirección de flujo está dada por:

$$\frac{hD}{k_f} = C_1(Re_{max})^n \quad (2.16)$$

donde:

h : Coeficiente de transferencia de calor para haces de tubos, $W/m^2 \text{ } ^\circ C$

D : Diametro exterior de los tubos, m

k_f : Conductividad térmica del agua, $W/m \text{ } ^\circ C$

C_1 y n : Coeficientes que se cumplen en la tabla 1

Calculado el h_{10} se debe corregir para hn donde n es el número de hileras


donde :

$\frac{hn}{h_{10}} = k1$, siendo $k1$ el coeficiente de corrección que se observa en la tabla 2.

Tabla 2

Relación de h (media) / h (media) 10

	Número de tubos								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Escalonados	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
En línea	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99

Fuente (Pitts D. R., 1980), Relación de 

Coeficiente de convección en el interior de los tubos.

Con la distribución escalonada de tubos se puede conseguir mayor turbulencia en el fluido de proceso con lo que se puede aumentar el coeficiente de convección h_o del agua caliente. Para los gases de combustión que circulan por el interior de los tubos el coeficiente de convección es h_i , calcula con respecto al área interior. Para hallar el

coeficiente global de transferencia U , se debe corregir h_i por h_{io} considerando el diámetro exterior del tubo. Las separaciones a y b corresponden a la distancia longitudinal y vertical del haz de tubos.

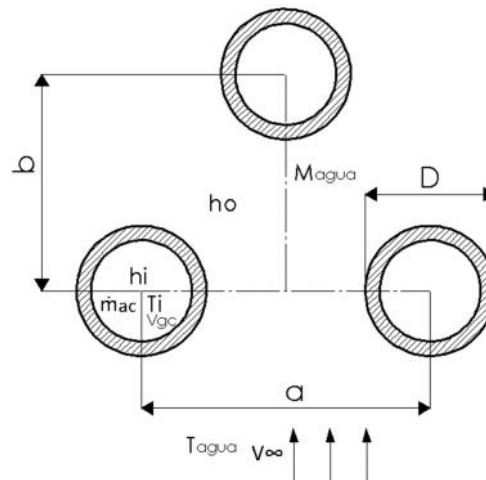


Figura 12 Distribución triangular de tubos

Fuente: Velasco J., ciclo combinado, 2016.

Ecuaciones de Diseño.- Una relación en la cual las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura media volumétrica T_b , lo cual hace que sea mucha más fácil de utilizar que (7.43), es la ampliamente utilizada ecuación de ~~Mc~~ *Mcnettus – Boelter*: (Pitts D. R., 1980)

$$\frac{\bar{h}D}{k} = (0.023) Re_D^{0.8} Pr^{n} \quad (2.17)$$

Donde

$$n = \begin{array}{l} 0.4 \text{ para calentamiento de fluido} \\ 0.3 \text{ para enfriamiento de fluido} \end{array}$$

Esa ecuación es válida para $10\,000 < Re_D < 120\,000$, $0.7 < Pr < 120$ y $L/D > 60$. El uso de esta ecuación se debe imitar a los casos en los cuales la diferencia entre la temperatura superficial del tubo y de la temperatura media volumétrica del fluido no sea mayor de $10\text{ }^\circ\text{F}$ para líquidos y $100\text{ }^\circ\text{F}$ para gases. (Pitts D. R., 1980)

2.2.4 Calentamiento y Evaporación del agua

Un fluido de proceso, en este caso el agua con el cual se producirá vapor sobrecalentado para abastecer a la turbina, sigue un proceso de calentamiento que comprende las siguientes etapas.

Calentamiento Sensible.- Aquí, la temperatura del agua se incrementa desde la temperatura de suministro o de red hasta la de saturación, en esta parte se debe incluir en la formulación la masa total del agua a calentar, el calor específico del líquido y el tiempo de calentamiento.

Etapa 1

El calentamiento sensible se da entre los puntos 1-2, la energía consumida corresponde al área bajo la curva entre estos puntos 1-2, de ahí que la cantidad de calor en esta etapa es inferior al calor necesario para evaporar el agua, proceso que ocurre en los puntos 2-3.

Etapa 2

En el punto 2 se tiene líquido saturado, que consiste en el apareamiento en la primera gota de vapor, al avanzar por la línea 2-3 existe una calidad de vapor, cuando se llega al punto 3 la última gota de líquido se convierte en vapor, el área bajo la línea 2-3 corresponde a la energía necesaria para evaporar el fluido. Esta área se puede calcular multiplicando la masa de vapor y el calor latente de evaporación, H_{fg} , en condiciones normales este valor es de 540 kcal/kg, y varía dependiendo de las condiciones locales.

Etapa 3

Como la turbina requiere vapor sobrecalentado y seco, es necesario incrementar la temperatura de evaporación hasta una conocida como

recalentamiento que se puede observar en el punto 4, una vez más se suministra calor sensible entre los puntos 3-4, en esta etapa se consigue vapor sobrecalentado y consecuentemente a presiones de 25 y 30 bar (Rodríguez, 2000). El calor necesario para recalentar el agua tiene un valor intermedio entre el calor sensible de la etapa 1 y el calor latente de la etapa 2.

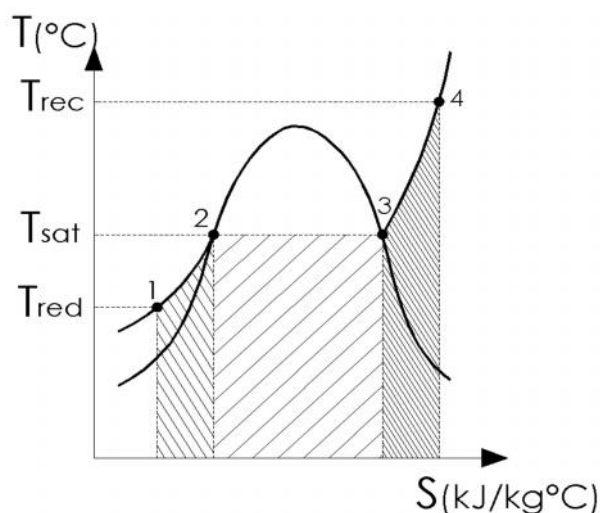


Figura 13 Diagrama: Temperatura, Entropía para el agua

Fuente: Velasco J. ciclo combinado, 2016

$$Q_{\mu} = \frac{M}{t_{cal}} CP_{agua} (T_{sat} - T_{red}) + \dot{m}_v Hf_{\xi} + \dot{m}_v CP_{vapor} (T_{rec} - T_{sat}) \quad (2.18)$$

Donde:

M = masa total de agua en el caldero, kg

CP_{agua} = Calor específico del agua, $kcal/kg\ ^{\circ}C$

T_{sat} : Temperatura de saturación del agua, $^{\circ}C$

T_{red} : Temperatura de suministro de agua, $^{\circ}C$

Hf_g : Calor latente de evaporación del agua, $kcal/kg$

CP_v = Calor específico del vapor, $kcal/kg\ ^{\circ}C$

T_{REC} : Temperatura de recalentamiento del vapor para abastecer a la turbina, °C

2.2.5 Ebullición

Existen dos procesos con cambio de fases más comunes: evaporación y condensación. Como en la convección simple, se utiliza un coeficiente de transferencia de calor, h , para relacionar el fluido de calor con la diferencia de temperatura entre la superficie de calentamiento y el líquido saturado.

$$q = hA (T_s - T_{sat}) \quad (2.19)$$

Sin embargo, como los procesos de cambio de fase incluyen cambios en la densidad, viscosidad, calor específico, conductividad térmica del fluido, mientras se libera (condensación) y se absorbe (evaporación) el calor latente del fluido, el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para evaporación y condensación es mucho más complicado que para procesos de convección en una sola fase. Debido a esto, la mayor parte de cálculos de ingeniería que tienen que ver con ebullición y condensación se hacen a partir de correlaciones empíricas.

$$\frac{q}{A} = C \frac{k}{L} (Gr_L Pr)^a (T_s - T_b) \quad 2.20$$

donde T_s es la temperatura media volumétrica y las constantes a y C se pueden ser, para flujo laminar $1/4$ y 0.59 , para flujo turbulento $1/3$ y 0.13 respectivamente. (Pitts D. R., 1980) Como:

$Gr_L \equiv g\beta (T_s - T_b)L^3/\nu^2$ y el exponente a es generalmente $1/4$ para flujo laminar y $1/3$ para flujo turbulento, la rapidez de transferencia de calor en este régimen varía con ΔT a la potencia $5/4$ para flujo laminar y $5/3$ para flujo turbulento. (Pitts D. R., 1980)

2.2.5.1 Ebullición en núcleos (Régimen II y III)

La correlación general más aceptada para la rapidez de transferencia de calor en los regímenes de ebullición en núcleos es la debida a W. M. Rohsenow.

$$\frac{q}{A} = \mu_l h_{fg} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{g_c \sigma}} \left[\frac{c_l(T_s - T_{sat})}{h_{fg} Pr_l^{1.7} C_{sf}} \right]^3 \quad (2.21)$$

donde:

c_l = Calor específico del líquido saturado, Btu / lbm- °F ó J/kg-K

C_{sf} = Constante para la combinación superficie – fluido (Tabla 9-1)

g = Aceleración gravitacional local, pie/s² ó m/s²

g_c = Constante de proporcionalidad, 32.17 lbm-pie / lbf-s² ó 1.0 kg-m/N-s²

h_{fg} = Entalpia de evaporación, Btu / lbm ó J/kg

Pr_l = Número de Prandtl del líquido saturado

$\frac{q}{A}$ = Flujo de calor por unidad de área, Btu/hr-pie² ó W/m²

$T_s - T_{sat}$ = Exceso de temperatura, °F ó K

μ_l = Viscosidad del líquido, lbm / pie-hr ó kg/m³

σ = Tensión superficial, lbf/pie ó N/m

ρ_l = Densidad del líquido saturado, lbm/pie³ ó kg/m³

ρ_v = Densidad del vapor saturado, lbm/pie³ ó kg/m³

Nota: En la ecuación anterior, μ simboliza el coeficiente de viscosidad con base en la masa. Los subíndices l y v se refieren las fases de líquido y vapor, respectivamente.

La constante para la combinación superficie-liquido, para la cual se dan algunos valores en la tabla 3, en una ecuación de la rugosidad superficial (número de puntos de nucleación) y el ángulo de contacto entre la burbuja y la superficie de calefacción. En la figura 14 se representan los valores de la tensión superficial, σ para algunos fluidos comunes. Para el agua.

$$\sigma = (0.00528)(1 - 0.0013 T)$$

Donde

T , está en $^{\circ}F$ y σ en lbf/pie. Debe observarse que el fluido de calor en los regímenes de ebullición en los núcleos es proporcional al cubo de ΔT .

Tabla 3
Combinación de superficie - fluido

Combinación superficie-fluido	C_{sf}
Agua-latón	0.006
Agua-cobre	0.013
Agua-níquel	0.006
Agua-platino	0.013
CCl_4 -cobre	0.013
Benceno-cromo	0.010
<i>n</i> -Pentano-cromo	0.015
Alcohol etílico-cromo	0.0027
Alcohol isopropílico-cobre	0.0025
35% de K_2CO_3 -cobre	0.0054
50% de K_2CO_3 -cobre	0.0027
<i>n</i> -Alcohol butílico-cobre	0.0030

Fuente (Pitts, transferencia de calor, 1980)

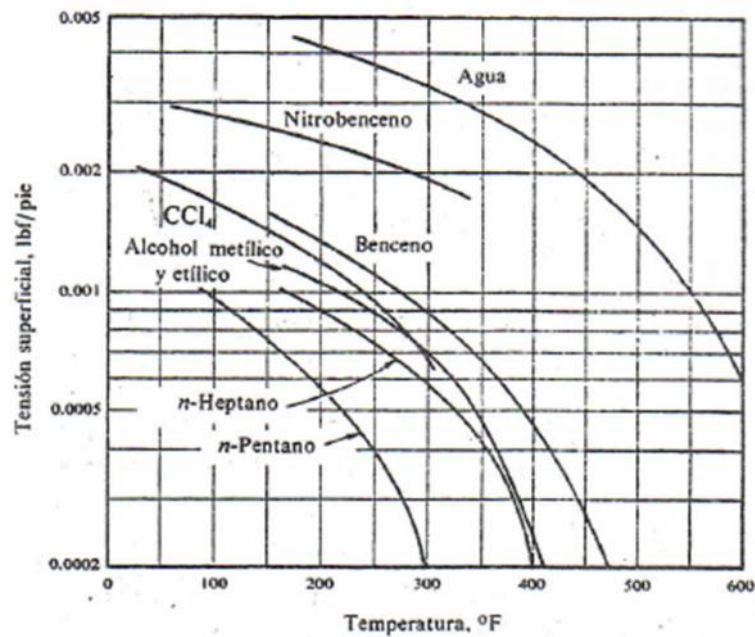


Figura 14 Tensión superficial

Fuente (Pitts, transferencia de calor, 1980)

Flujo de calor pico. En el punto en donde la rapidez de transferencia de calor es máxima (punto β de la figura 9-1), se recomienda la correlación.

$$\left| \frac{q}{A} \right|_{min} = (0.18) \rho_v h_{fg} \left[\frac{\sigma (\rho_l - \rho_v) g g_c}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \left[\frac{\rho_l}{\rho_l + \rho_v} \right]^{1/2} \quad (2.22)$$

Obsérvese que el flujo de calor pico es independiente del elemento de calefacción.

2.2.5.2 Ebullición en forma de película (Regímenes IV, V y VI)

Tubo Horizontal. Con base de un estudio de la conducción a través de la película sobre un tubo caliente y la radiación del tubo, L. A. Bromley propuso las siguientes ecuaciones para determinar el coeficiente de transferencia de calor por ebullición en estos regímenes:

$$h = h_c \left(\frac{h_c}{h} \right) \text{elevado } 1/3 + h_r \quad (2.23)$$

$$h_c = (0.62) \left[\frac{k_{vf}^3 \rho_{vf} (\rho_l - \rho_{vf}) g (h_{fg} + 0.4 h_{fg} \Delta T)}{D \mu_{vf} \Delta T} \right]^{1/4} \quad (2.24)$$

$$h_r = \frac{\sigma \epsilon (T_s^4 - T_{sat}^4)}{T_s - T_{sat}} \quad (2.25)$$

En (2.25) σ es la constante de Stefan – Boltzmann y ϵ es al emisividad de la superficie. En (2.24) D es el diámetro exterior del tubo y las propiedades del vapor se toman a la temperatura media de la película, $T_f = \frac{T_s + T_{sat}}{2}$, como se indica en el subíndice adicional f .

La ecuación (2.23) es difícil de utilizar, ya que h está en ella implícitamente. Las siguientes ecuaciones explícitas son mucho más sencillas, cuando resultan aceptables los errores de aproximación y los intervalos de aproximación, que es el caso más común en los problemas de interés de ingeniería. (Pitts D. R., 1980)

$$\begin{aligned} \pm 0.3 \text{ por ciento } h &= h_c + h_r \left[\frac{3}{4} + \frac{1}{4} \frac{h_r}{h_c} \left(\frac{1}{2.62 + \frac{h_r}{h_c}} \right) \right] \quad \left(0 < \frac{h_r}{h_c} < 10 \right) \\ \pm 5 \text{ por ciento } h &= h_c + \frac{3}{4} h_r \quad \left(\frac{h_r}{h_c} < 1 \right) \end{aligned} \quad (2.26)$$

Tubo Vertical. Para tubos verticales, Y. Y. Hsu y J. W. Westwater propusieron la correlación. (Pitts D. R., 1980)

$$h = (0,0020) Re^{0.6} \left[\frac{g \rho_v (\rho_l - \rho_v) k_v^3}{\mu_v^2} \right]^{1/3} \quad (2.27)$$

donde

$$Re \equiv \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu_v} \quad (2.28)$$

y \dot{m} es la rapidez de flujo de masa de vapor en el extremo superior del tubo. Para condiciones analógicas, la rapidez de transferencia de calor es mayor para tubos verticales que para horizontales.

Plano Horizontal. La siguiente correlación fue propuesta por P. Berenson y ha sido verificada en la ebullición del pentano, tetracloruro de carbono, benceno y alcohol etílico:

$$h = (0.425) \left[\frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) g (h_f g + 0.4 C_{pv} \Delta T)}{\mu_v \Delta T \sqrt{\frac{\sigma g_c}{g(\rho_l - \rho_v)}}} \right]^{1/4} \quad (2.29)$$

donde σ designa, nuevamente la tensión superficial. Obsérvese la similitud entre este resultado y (2.21).

Flujo de calor Mínimo. Utilizando la inestabilidad hidrodinámica del límite líquido – vapor, N. Zuber y M. Tribus encontraron la siguiente ecuación para explicar el flujo mínimo de calor en la ebullición por película (punto C de la figura 15)

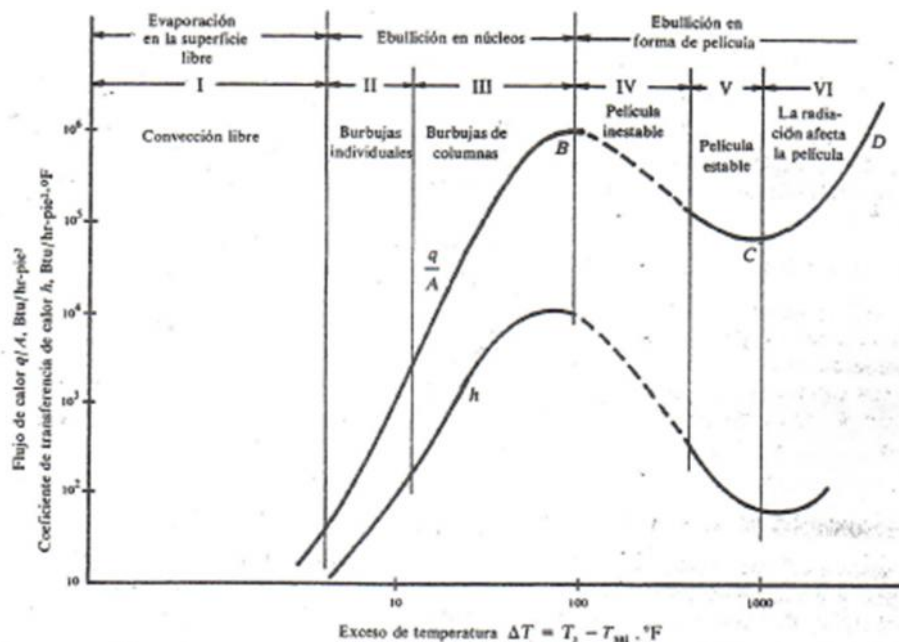


Figura 15 Alambre de calefacción de cromel de 0.40 pul de diámetro en agua a 1 atm.

Fuente (Pitts D. R., 1980)

$$\left| \frac{q}{A} \right|_{min} = (0.09) \rho_{vf} h_f g \left[\frac{g(\rho_l - \rho_{vf})}{\rho_l + \rho_{vf}} \right]^{\frac{1}{2}} \left[\frac{g_c \sigma}{g(\rho_l + \rho_{vf})} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2.30)$$

Basado en el análisis de Zuber-Tribus, Barenson encontró una expresión para el exceso de temperatura, ΔT , en el punto de flujo de calor mínimo (punto C):

$$\Delta T_C = 0.127 \frac{\rho_{vf} h_f g}{k_{vf}} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l + \rho_v} \right]^{2/3} \left[\frac{g_c \sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \left[\frac{\mu_f}{g_0(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/3} \quad (2.31)$$

Las propiedades designadas en el subíndice f en (2.30) y (2.31) se evalúan a la temperatura media de película, $T_f + \frac{(T_s - T_{sat})}{2}$ y g_0 es la aceleración gravitacional normal en la Tierra, esto es 32.17 pie/seg² ó 9.81 m/seg².

2.2.6 Diseño térmico del caldero

- **Calor necesario y Área de transferencia de calor:**

En el dimensionamiento de un caldero se necesita identificar varios aspectos: tipos de fluidos, geométricos, energéticos y las características de los materiales a utilizar, con el propósito de garantizar seguridad y confiabilidad de uso.

Para determinar el área de transferencia de calor y consecuentemente el número de tubos se utiliza la ley de Fourier definida por:

$$Q = U A N F \Delta T_{ml} \quad (2.32)$$

Donde:

U = coeficiente global de transferencia de calor, W / m² C

A : Área exterior del tubo de un tubo de transferencia de calor, m²

N = número de tubos del intercambiador de calor

F = factor de corrección del intercambiador de calor

ΔT_{ml} = Media logarítmica de la diferencia de temperatura, °C

- **Coefficiente de Transferencia de calor**

U : En el haz de tubos este coeficiente global incluye el coeficiente de transferencia de calor de los productos de combustión h_i , que circula por el interior de los tubos, la resistencia a la transferencia de calor que depende del material del tubo y el coeficiente de convección externo. Para hallar el coeficiente global de transferencia de calor correspondiente al haz de tubos se deben considerar las siguientes resistencias térmicas: en el interior de los tubos la resistencia a la transferencia de calor por convección desde los gases hacia la pared interior de tubos, en el material sólido la resistencia a la transferencia de calor por conducción, y en el exterior el coeficiente de transferencia de calor por radiación y convección desde los tubos hacia el agua. El calor debe fluir desde una zona de mayor temperatura que se encuentren en el interior de los tubos hacia el agua que corresponde al fluido de proceso, para paredes cilíndricas, se debe considerar en algunos casos el espesor material de los tubos, si el espesor es mínimo hay que despreciar la resistencia de transferencia de calor por conducción.

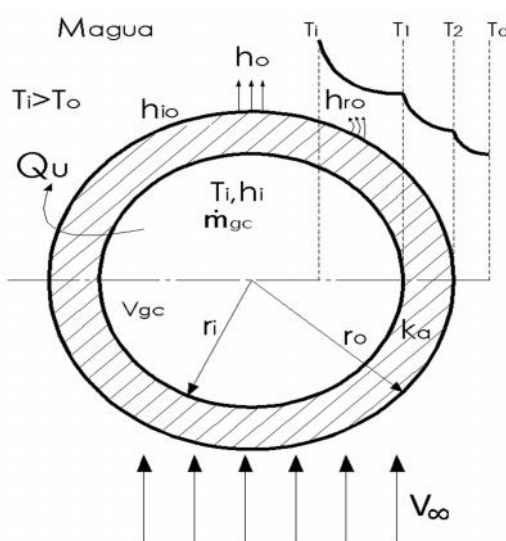


Figura 16 Tubería del intercambiador de calor

Fuente: Velasco J. ciclo combinado, 2016

La expresión matemática de U , correspondiente a un tubo de transferencia se desarrolla:

$$R_i = \frac{1}{2 \pi r_i L h_i} \quad (2.33)$$

$$R_a = \frac{\ln \frac{r_o}{r_i}}{2 \pi r k_a} \quad (2.34)$$

$$R_o = \frac{1}{2 \pi r_o L h_o} \quad (2.35)$$

$$h_o = h_{co} + h_{ro} \quad (2.36)$$

donde:

R_i : resistencia interna por convección en los gases, $m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

R_a : resistencia a la transferencia de calor por conducción en el acero

R_o : resistencia a la transferencia de calor por convección en la parte exterior de la tubería.

Si se toma como referencia el área exterior del tubo $U_o = \frac{1}{A_o \sum R_t}$

$$A_o = 2\pi r_o L$$

$$U_o = \frac{1}{2\pi r_o L \left[\frac{1}{2\pi r_i L h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k_a} + \frac{1}{2\pi r_o L h_o} \right]} \quad (2.37)$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_a} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.38)$$

En esta última expresión, r_o es el radio exterior del tubo, r_i radio interior; h_i coeficiente de convección del gas; k conductividad térmica del acero y h_o coeficiente de convección y radiación externo.

Realizando el reemplazo de los coeficientes de convección y radiación se tiene:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{k_a} + \frac{1}{h_{co} + h_{ro}}} \quad (2.39)$$

- **Factor de corrección del intercambiador de calor (F)**

Para determinar su valor se selecciona el proceso para fluidos no mezclados en flujo cruzado, para lo cual se debe calcular los parámetros Z y P .

$$Z = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{t_{hi} - t_{ci}} \quad (2.40)$$

$$P = \frac{t_{co} - t_{ci}}{T_{hi} - t_{ci}} \quad (2.41)$$

donde : T_{hi} , T_{ho} temperaturas de entrada y salida del gas de combustión en el caldero

t_{co} , t_{ci} : temperatura de entrada del agua y salida del vapor, ° C.

En la figura 17, se observa un proceso de transferencia de calor para fluidos no mezclados donde el fluido caliente tiene la denominación h , y el fluido frío la denominación c . En el caso de esta investigación el fluido de proceso es el agua y el aporte de energía térmica, entregan los gases de combustión

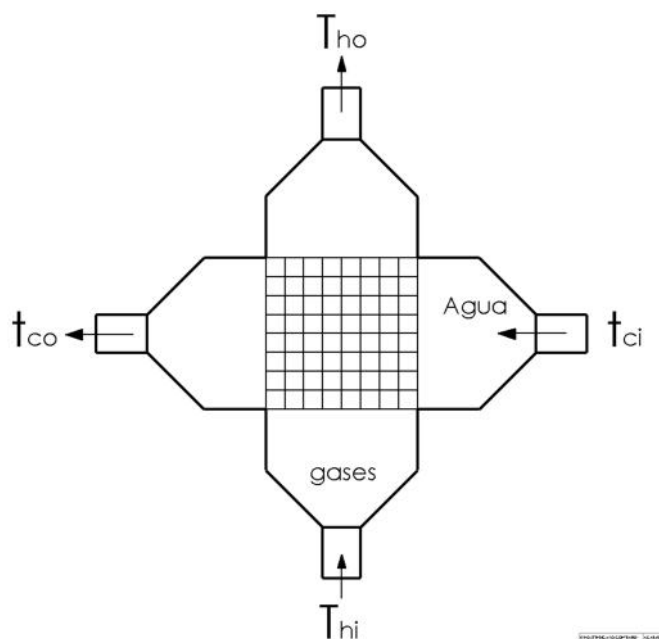


Figura 17 Transferencia de calor en fluidos no mezclados

Fuente: Velasco J. ciclo combinado, 2016

- **Media logarítmica de diferencia de temperatura ΔT_{ml} :**

Se define con la siguiente expresión

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.42)$$

- **Calor perdido por las paredes del caldero:**

Si se considera que la mayor cantidad de calor se pierde por las paredes del caldero, es necesario colocar el respectivo aislamiento térmico y la envolvente metálica para reducir las pérdidas de energía térmica. La expresión para determinar el calor perdido por las paredes es:

$$Q = UA (T_i - T_e) \quad (2.43)$$

donde:

Q : calor perdido por las paredes W

U : coeficiente global de transferencia de calor, $W / m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

A : Area exterior de caldero, m^2

Ti: temperatura del agua del caldero, °C

Te: temperatura del ambiente, °C

Para este caso, el coeficiente global de calor para una estructura cilíndrica compuesta se calcula con:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{k_{ref.}} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{ac.}} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{aisl.}} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_o}{r_3}\right)}{k_{ac.ext.}} + \frac{1}{h_o}} \quad (2.44)$$

2.3 Turbinas de Vapor

La turbina de vapor de una planta de cogeneración es un equipo sencillo y, como máquina industrial, es una máquina madura, bien conocida y muy experimentada. Se conoce casi todo de ella. Más del 70 % de la energía eléctrica generada en el mundo se produce diariamente con turbinas de vapor. El funcionamiento es muy sencillo: se introduce vapor a una temperatura y presión determinadas y este vapor hace girar unos álabes unidos a un eje rotor, a la salida de la turbina el vapor que se introdujo tiene una presión y una temperatura inferior, parte de la energía perdida por el vapor se emplea en mover el rotor.

Necesita también de unos equipos auxiliares muy sencillos, como un sistema de lubricación, de refrigeración, unos cojinetes de fricción, un sistema de regulación y control, y poco más. (27).

La turbina es un equipo tan conocido y tan robusto que si no se hacen barbaridades con él tiene una vida útil larga y exenta de problemas. Eso sí hay que respetar cuatro normas sencillas:

1. Utilizar un vapor de las características físico-químicas apropiadas.
2. Respetar las instrucciones de operación en arranques, durante la marcha y durante las paradas del equipo.

3. Respetar las consignas de protección del equipo, y si da algún síntoma de mal funcionamiento (vibraciones, temperaturas elevadas, falta de potencia, etc.) parar y revisar el equipo, nunca sobrepasar los límites de determinados parámetros para poder seguir con ella en producción o incluso poder arrancarla.
4. Realizar los mantenimientos programados con la periodicidad prevista.

Son normas muy sencillas y, sin embargo, casi todos los problemas que tienen las turbinas, grandes o pequeños, se deben a no respetar alguna o algunas de esas 4 normas.

2.3.1 Clasificación de las Turbinas de Vapor

Existen varias clasificaciones de las turbinas dependiendo del criterio utilizado, aunque los tipos fundamentales que nos interesan son:

2.3.1.1 Según el número de etapas o escalonamientos

- Monetapa, son turbinas que se utilizan para pequeñas y medianas potencias.
- Multietapa, aquellas en las que la demanda de potencia es muy elevada, y además interesa que el rendimiento sea muy alto.

2.3.1.2 Según la presión del vapor de salida

- Contrapresión, en ellas el vapor de escape es utilizado posteriormente en el proceso.

- Escape libre, el vapor de escape va hacia la atmósfera. Este tipo de turbinas despilfarra la energía pues no se aprovecha el vapor de escape en otros procesos como calentamiento, etc.

- Condensación, en las turbinas de condensación el vapor de escape es condensado con agua de refrigeración. Son turbinas de gran rendimiento y se emplean en máquinas de gran potencia.

2.3.1.3 Según la forma en que se realiza la transformación de energía térmica en energía mecánica

- Turbinas de acción, en las cuales la transformación se realiza en los álabes fijos.

- Turbinas de reacción, en ellas dicha transformación se realiza a la vez en los álabes fijos y en los álabes móviles.

2.3.1.4 Según la dirección del flujo en el rodete

- Axiales, el paso de vapor se realiza siguiendo la dirección del eje de la turbina. Es el caso más normal.

- Radiales, el paso de vapor se realiza siguiendo todas las direcciones perpendiculares al eje de la turbina.

2.3.1.5 Turbinas con y sin extracción

En las turbinas con extracción se extrae una corriente de vapor de la turbina antes de llegar al escape.

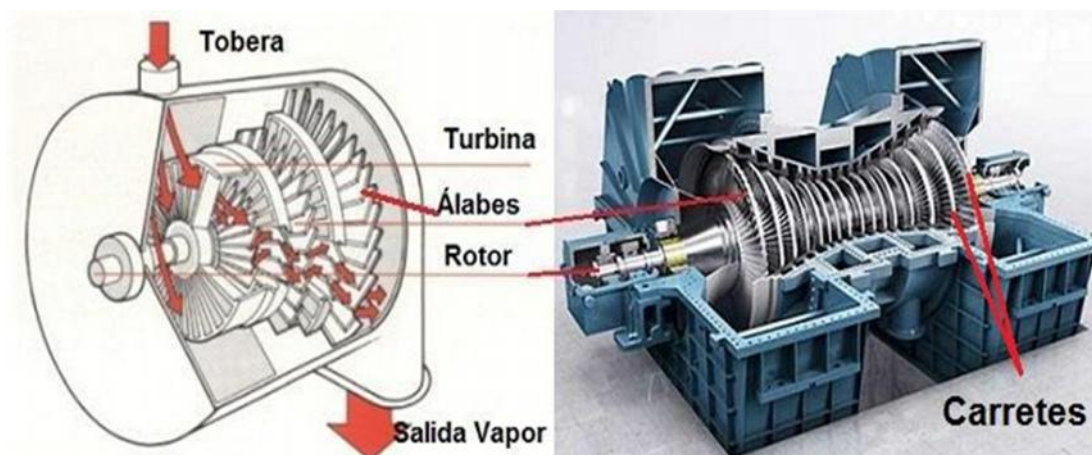


Figura 18 Turbina de vapor

Fuente: Área tecnología, mecanismos.

2.4 Torre de Enfriamiento

En un sistema de enfriamiento el equipo tubular, el tubo limita la intimidad de contacto entre los fluidos frío y caliente y también sirve como superficie sobre la que se acumulan resistencias como la de obstrucción y de incrustación. Para que un fluido turbulento pueda recibir calor de un tubo, las partículas que forman los remolinos en el cuerpo del fluido deben entrar en contacto con una película caliente en la pared del tubo, tomando calor por conducción, y luego mezclarse con el resto del fluido. En la coraza tiene lugar un proceso semejante, y el intercambio neto de calor ocurre a través de siete resistencias individuales.

Una de las principales razones para emplear tubos es prevenir la contaminación de los fluidos. Cuando uno de los fluidos es un gas y el otro es un líquido, la superficie impermeable es a menudo innecesaria; puesto que puede no haber problema de contaminación mutua, el gas y el líquido se separan fácilmente después de mezclarse e intercambiar calor. Las resistencias por obstrucción se eliminan automáticamente debido a la ausencia de superficies en la que puedan colectarse y permiten a un aparato de contacto directo operar indefinidamente con un rendimiento térmico

uniforme. La mayor intimidad de contacto directo, generalmente, permite lograr coeficientes de transferencia de calor mayores que en los equipos tubulares usuales.

Posiblemente la aplicación más notable de un aparato que opera con contacto directo entre un gas y un líquido, es la torre de enfriamiento. Usualmente es una estructura parecida a un cajón de madera que tiene estructura interna del mismo material. Las torres de enfriamiento se emplean para poner en contacto agua caliente que proviene de los sistemas de enfriamiento de procesos con aire para el propósito de enfriar el agua y poder usarla de nuevo en el proceso. La función de su relleno interior es aumentar la superficie de contacto con el agua y el aire. Una torre de enfriamiento reduce ordinariamente los requerimientos de enfriamiento de agua por cerca de 98%, aun cuando hay alguna contaminación natural causada por la saturación del aire con el vapor de agua.

Los prospectos para el uso de equipo de contacto directo en otros servicios que requieren tazas rápidas de transferencia de calor, es posiblemente mayor que para cualquier otro tipo de aparato de transferencia térmica. Aunque ahora se aplica casi exclusivamente a la humidificación de aire o al enfriamiento de agua, los principios de transferencia de calor por contacto directo pueden aplicarse al enfriamiento o calentamiento de otros gases o líquidos insolubles. Esto es especialmente cierto en el enfriamiento de gases sobre rangos grandes de temperatura. Un condensador de chorro, tiene contacto directo aplicado a la condensación en el que una gran carga térmica puede condensarse en un aparato de pequeño volumen. Una modificación del mismo principio puede realmente aplicarse a la condensación de vapores orgánicos mediante rocío de agua y particularmente a los problemas de condensar vapor de aceite en presencia de gases no condensables. Se pueden anticipar futuros desarrollos para la recuperación de energía atómica en procesos de fisión comercial, en la propulsión a chorro y en los ciclos de las turbinas de gas. (Kern, 2008)

2.4.1 Clasificación de torres de enfriamiento

Entre las principales torres de enfriamiento (Kern, 2008) se tienen la atmosférica y la de tiro natural. En la atmosférica el agua caliente ingresa por la parte superior y es enfriada conforme baje por gravedad por los empaques y rompe vientos, el aire ingresa al radiador por convección natural y a temperatura ambiente. Y dentro de la clasificación también se encuentran las torres de enfriamiento de tipo mecánico, como son: Torre de Tipo Forzado y Torre de Tipo Inducido. Estas torres pueden ser de flujo contracorriente o flujo cruzado. Las torres de flujo a contracorriente significa que el aire circula en forma vertical a través del relleno, por lo tanto los flujos tanto de agua y de aire tienen la misma dirección pero en sentido opuesto.

En las torres de tiro cruzado, la altura es menor comparada con la de flujo contracorriente, el aire circula en dirección perpendicular con respecto al agua que desciende. Un diseño de una torre de tipo inducido se muestra a continuación en la figura 19.

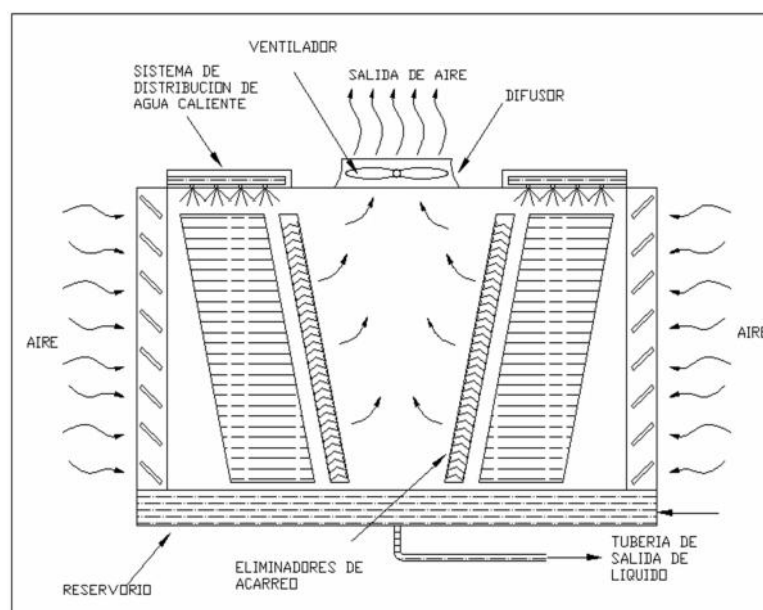


Figura 19 Torre de enfriamiento inducido de contraflujo

Fuente: Villa Santiago, ESPOL, 2008

Este tipo de torre utiliza rellenos por salpicadura o goteo, que consiste en ir fraccionando las gotas de agua cada vez más pequeñas al chocar con los listones, y mientras tanto el aire circula en forma horizontal.

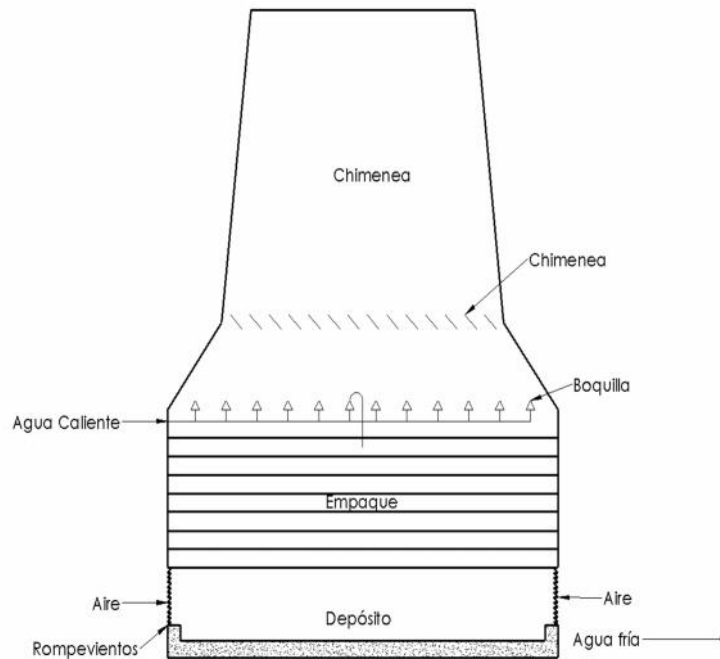


Figura 20 Torre de Tiro Natural

Fuente: Velasco J., ciclo combinado, 2016.

La torre atmosférica aprovecha las corrientes atmosféricas de aire. El aire penetra a través de los rompe vientos en una sola dirección, cambiando con la estación del año y las condiciones atmosféricas. En lugares expuestos que tienen vientos con velocidades promedio de 5 o 6 millas por hora (8 – 9 km/h), la torre atmosférica puede ser la más económica, y donde los costos de energía son altos puede aún ser preferible a velocidades de aire tan bajas como $2\frac{1}{2}$ a 3 mph (4 – 4,8 km/h). Puesto que las corrientes atmosféricas penetran a todo el ancho de la torre, las torres se hacen muy angostas en comparación con otros tipos, y deben ser muy largas para una capacidad igual. Se han construido torres de este tipo que tienen más de 2000 pies de largo (609,6 m). Las pérdidas por arrastre se manifiestan a todo lo largo y son mayores que en otros tipos de torre.

La localización de la torre en una localidad con vientos de 5 mph (8 km/h) debe ser tal que no debe tener obstrucciones y debe aprovechar completamente las corrientes existentes.

Las torres de tiro natural operan de la misma manera que una chimenea de un horno. El aire se calienta en la torre por el agua caliente con la que entra en contacto, de manera que su densidad baja. La diferencia entre la densidad del aire en la torre y en el exterior origina un flujo natural de aire frío en la parte inferior y una expulsión del aire caliente menos denso en la parte superior. Las torres de tiro natural deben ser altas para promover este efecto y deben también tener sección transversal grande debido a la baja velocidad con la que el aire circula comparada con las torres de tiro mecánico.

Las torres de enfriamiento se equipan ocasionalmente con haces de tubos desnudos, que se insertan justamente arriba del fondo del depósito de la torre. Estos se llaman *enfriadores atmosféricos*. El agua de enfriamiento primario fluye dentro del enfriador mientras que el agua de la torre recircula constantemente sobre él. Así el agua de enfriamiento está contenida en un sistema totalmente cerrado.

2.4.2 Partes internas de las torres de enfriamiento y función del empaque

Si el agua pasa a través de una boquilla capaz de producir pequeñas gotas, se dispondrá de una gran superficie para el contacto de aire-agua. Puesto que la interface agua-aire es también la superficie de transferencia de calor, el uso de la boquilla permite alcanzar buenos niveles de eficiencia por pie cúbico de aparato de contacto. Este es el principio de la fuente de rocío y la torre de rocío. (Kern, 2008)

El líquido que se alimentará descende a través de ella por gravedad. Si la torre tiene 16 pies de alto y no se le imparte velocidad inicial a la gota, ésta caerá en un tiempo aproximado de acuerdo con la ley de la caída libre,

$z = \frac{1}{2} g\theta^2$, donde z es la altura, g es la aceleración de la gravedad, y θ el tiempo. Una gota de agua caerá a través de esta altura en 1 seg. Si el líquido se alimenta a razón de una gota por segundo y no hay obstrucción, siempre habrá presente una gota en la torre y se eliminará continuamente una gota por segundo.

En las torres de difusión ordinaria, tales como los absorvedores químicos, el empaque se introduce en formas especiales, tales como los anillos Raschig, etc., que son muy compactos y que proveen una superficie en la que el líquido se extiende y expone una película grande. Esto se llama *superficie de película*. El empaque o relleno, en una torre de enfriamiento, es casi exclusivamente fabricado en cualquiera de las formas, su propósito es interrumpir el descenso del líquido. Algo del líquido que golpea la parte superior del larguero salpica, pero una gran parte fluye por sus contornos y se rompe en flujo turbulento en la parte inferior para formar automáticamente nuevas gotas y crear nueva *superficie de gota*. La superficie de los lados de los largueros es comparable con la superficie de película en los absorvedores empacados. Hay, además, una gran cantidad de superficie de gota.

Para demostrar la efectividad de estos tipos de empaque, el análisis de caída libre puede extenderse aún más. De acuerdo con la ecuación de la caída libre, la gota descenderá 16 pies en un seg. En 1/2 seg una gota con velocidad cero en la parte superior, desciende aproximadamente 4 pies, y su velocidad promedio es 8 pies por seg. En el segundo 1/2 seg desciende los restantes 12 pies con una velocidad promedio de 24 pps. Las gotas atraviesan las últimas tres cuartas partes de la torre a tal velocidad que el tiempo de contacto en esta parte de la torre iguala únicamente al de la primera cuarta parte. La ventaja de la caída interrumpida se hace entonces evidente. Cada vez que la caída se interrumpe, es como si una gota con velocidad cero empezara a caer de nuevo, y la equivalencia de la torre

interrumpida es igual a la efectividad del primer cuarto, o sea cuatro torres en serie.

En muchas torres de enfriamiento el líquido se introduce rociando el agua hacia arriba en la parte superior de la torre, de manera que viaje hacia arriba y luego hacia abajo antes de golpear la primera hilera de empaque. Esto provee contacto efectivo a bajo costo, puesto que la velocidad de la gota en su viaje ascendente debe disminuir a cero para invertir su dirección. Otro medio de aumentar la superficie o medio de contacto en torres de rocío y torres de enfriamiento, es atomizando el agua en lugar de formar gotas. Esto mismo puede lograrse por una boquilla en lugar de un atomizador usando un agente humectante soluble en agua. Sin embargo, esto no es muy práctico, ya que las gotas muy finas no pueden recogerse en los eliminadores sino a expensas de una gran caída de presión. En la construcción de las torres de enfriamiento es costumbre emplear gotas de tal tamaño de manera que las pérdidas por arrastre puedan garantizarse que no excederán a 0.25% del agua total recirculada a la torre. Usando más potencia en el abanico, esta pérdida puede también reducirse a 0.1%.

2.4.3 Balance de calor

Según Kern, el balance de calor, consiste en una torre de enfriamiento operando con una fuente de calor en circuito cerrado. El agua del depósito de la torre se bombea a través de una batería de condensadores de superficie en los que se eleva su temperatura. El agua caliente regresa a la torre junto con agua de compensación, la que se usa para restituir la pérdida por evaporación del sistema debido a la saturación del aire al pasar por la torre.

Por conveniencia, las torres de enfriamiento se analizan en la base de 1 pie² de área interna. La *carga de aire* se toma como la velocidad del gas seco por unidad de área G lb/(h)(pie²). La *carga de agua* en la parte superior de la torre es la velocidad del agua por unidad de superficie L lb/(h)(pie²), y el agua de compensación es L_o lb/(h) (pie²). La carga total de calor por hora por pie cuadrado, es la cantidad Q por hora dividida por las dimensiones internas de la torre. Usando el suscrito 1 para la entrada y 2 para la salida, el balance en la torre en función de gas para un plano de referencia de 0°F es

$$q + L_oCT_o = G(H_2 - H_1) \quad (2.45)$$

donde C es el calor específico del agua y H es su entalpía por libra de aire seco e incluye el calor de vapor asociado con la libra de aire seco. En función de la carga de agua el balance total de calor es

$$q = LC(T_1 - T_2) + L_oC(T_2 - T_o) \quad (2.46)$$

Combinando ambas ecuaciones,

$$G(H_2 - H_1) = LC(T_1 - T_2) + L_oCT_2 \quad (2.47)$$

La cantidad de agua de compensación requerida por evaporación es

$$L_o = G(X_2 - X_1) \quad (2.48)$$

Dividiendo la Ec. (2.46) por Ec. (2.47)

$$\frac{G(H_2 - H_1)}{G(X_2 - X_1)} = \frac{LC(T_1 - T_2) + L_oCT_2}{L_o} \quad (2.49)$$

$$L_o \frac{H_2 - H_1}{(X_2 - X_1)} = LC(T_1 - T_2) + L_oCT_2 \quad (2.50)$$

Combinando la Ec. (2.49) con la Ec. (2.45)

$$LC(T_1 - T_2) + L_o CT_2 = q + L_o CT_o \quad (2.51)$$

$$L_o = \frac{q}{(H_2 - H_1)/(X_2 - X_1) - CT_o} \quad (2.52)$$

La Ec. (2.51) da la cantidad de agua de compensación correspondiente a cualesquiera condiciones terminales fijas. La entalpía para el aire saturado aparece en las cartas psicométricas ordinarias. Se sugiere cautela en el uso de estas cartas, ya que invariablemente tienen diferentes planos de referencia. Algunas emplean 0°F y 32°F para vapor de agua para permitir el uso de las tablas de vapor de Keenan y Keyes. Cuando se usa una sola carta, las diferencias de entalpía son lo suficientemente precisas para los cálculos de transferencia de calor. Cuando parte de los datos se toman de una carta y parte de otra, puede haber serios errores., la entalpía del aire saturado arriba de 0°F puede computarse por

$$H' = X't + X' \lambda + 0.24t \quad (2.53)$$

donde 0.24 es el calor específico del aire.

Para aire no saturado

$$H = Xt_{DP} + X \lambda_{DP} + 0.45X(t - t_{DP}) + 0.24t \quad (2.54)$$

donde 0.45 es el calor específico del vapor de agua de 0 a 120°F y el suscrito DP se refiere al punto de rocío.

2.5 Bomba de Condensado

El agua que es enfriada al atravesar los paneles de la torre de enfriamiento, se recolecta en un recipiente que contiene el líquido enfriado a temperaturas inferiores es de 80 °C. Para poder recircular el fluido del proceso al caldero, se inyecta nuevamente el agua acumulada en el recipiente del condensado. Aquí es necesario considerar las pérdidas de

presión, pérdidas por longitud y en accesorios, velocidad recomendada para el movimiento del fluido a lo largo de los tubos y su ingreso al caldero.

En la línea de alimentación debe colocarse un acometida auxiliar para el agua de red, a fin de evitar que exista un déficit de líquido en el caldero.

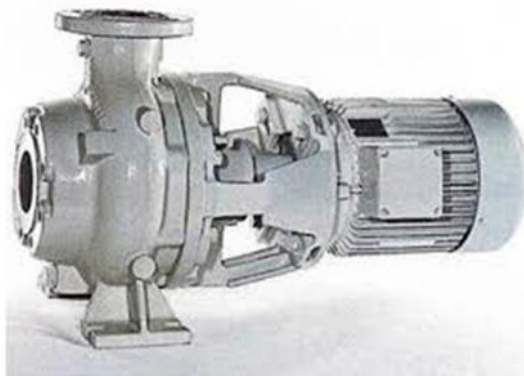


Figura 21 Bomba de condensado

Fuente: Ciclo agua vapor, bombas de condensado

2.6 Teoría de la Combustión

2.6.1 Fundamentos de la teoría de combustión y organización de la quema de combustibles en las cámaras de combustión. Fundamentos de cálculo y parámetros principales de las cámaras de combustión

Teniendo en cuenta la extrema diversidad de combustibles y de condiciones que en estos se queman, en el párrafo dado serán examinados solo los principios fundamentales en la organización de los procesos de combustión aplicada, en primer lugar, a los hogares de hornos industriales y de calderas de vapor.

La misión de una caldera de vapor consiste en producir vapor a partir del agua de modo que la presión de este supere la atmósfera, y que el vapor se utilice fuera de la caldera. Hay calderas destinadas para calentar agua. De

este modo el calor que se desprende durante la combustión de una caldera se transmite al agua o al vapor.

El horno se destina a calentar, fundir secar, calcinar etc., para llevar a cabo el tratamiento térmico (en el sentido más amplio de la palabra) de diversos materiales. A diferencia de las calderas, en los hornos de calor se transmite al material que se trabaja (metal, materia prima, mezcla de fusión etc.). En las estufas domésticas el calor se transmite a las paredes que se acumulan, las cuales, enfriándose lo emanan al local.

En ambos casos como aparato en el que a cuenta de la combustión de un carburante se obtiene calor, sirve una cámara de combustión u hogar.

A veces se emplean hogares delanteros (desplazables) cuya misión solo consiste en obtener productos de la combustión calientes que se usan para fines tecnológicos fuera del hogar. Los hogares delanteros son también en esencia cámara de combustión de las instalaciones de turbinas a gas, de motores de propulsión a chorro (motores a reacción), etc. Sin embargo con frecuencia el hogar se usa no sólo para quemar combustible, sino también para transmitir una parte de calor al agua y al vapor (en calderos) o el material que se calienta (en hornos). Esto complica sustancialmente la creación de la metodología general del cálculo.

En el caso general el cálculo térmico de cualquier aparato se basa en la ecuación de su balance térmico. Para el régimen estacionario refiriendo todos los componentes a un kilogramo de combustible suministrado al hogar, el balance térmico de un hogar puede describirse en la forma siguiente: (Baskakov, 1982)

$$Q_1^r + h_{comb} + H_{a.hog} + Q_{ad}' = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_{ad}'' \quad (2.55)$$

Aquí h_{comb} y $H_{a.hog} = V^0 \alpha_a c_a t_{a. hog}$ es el calor físico introducido en el hogar por el combustible y el aire respectivamente (el aire tiene la capacidad calórica c_a y la temperatura $t_{a. hog}$); Q'_{ad} es el calor adicional que se introduce en los materiales que se suministran a este con el vapor (por ejemplo, para pulverizar el mazut), por los dispositivos del transporte (por ejemplo, el transportador en los hornos de tostación), etc.; Q_1 , el calor útilmente aprovechado, gastado para calentar el material o realizar en este las reacciones endotérmicas, o para calentar el agua o el vapor; Q_2 el calor evacuado del hogar por los productos de la combustión, $Q_2 = H_{gas} = V_{gas} c_{gas} t''_h$, donde t''_h es la temperatura de los gases en la salida del hogar; Q_3 , la pérdida de calor a causa de la **combustión química incompleta** de 1 kg (1 m³) de combustible (la llama de combustión química imperfecta) determinada por la presencia en los gases que salen del hogar, de los productos de combustión incompleta en fase gaseosa (CO, H₂, CH₄, etc.). El calor que podrían dar estos gases durante su poscombustión representa precisamente la combustión química imperfecta. La magnitud Q_3 puede determinarse por la fórmula

$$Q_3 = V_{CO} Q_{CO} + V_{H_2} Q_{H_2} + V_{CH_4} Q_{CH_4} \quad (2.56)$$

donde $V_{CO}, V_{H_2}, V_{CH_4}$ son los volúmenes de los gases combustibles en los productos de la combustión expresados en m³/kg (o m³/m³); $Q_{CO}, Q_{H_2}, Q_{CH_4}$ son los valores del calor de combustión, de los componentes combustibles (en kJ/m³) que pueden tomarse de la fórmula:

$$Q_1^d = 358,2 CH_4 + 637,5 C_2H_6 + 912,5 C_3H_8 - 590,6 C_2H_4 + 711,7 C_nH_m + 126,4 CO + 108,0 H_2 + 234 H_2S. \quad (2.57)$$

Multiplicando por 100% los coeficientes que figuran delante de los componentes correspondientes.

Al quemar el combustible líquido o sólido, la combustión química imperfecta está relacionada con lo fundamental a la presencia de CO en los productos de la combustión. Para este caso se puede recomendarse la fórmula:

$$Q_3 = 0,237 (C^r + 0,375 S_C^r) \frac{CO}{RO_2+CO} \quad (2.58)$$

El contenido de CO y RO₂ en las fases salientes en tanto por ciento volumétricos, se determina, durante los ensayos con la ayuda de gasoanalizadores. (Baskakov, 1982)

La combustión química imperfecta es, en primer lugar, la consecuencia de la deficiencia general o total del aire en la zona de combustión. La deficiencia local generalmente está relacionada con la mezcla insuficiente del combustible con el aire. Al aumento de las pérdidas debidas a la combustión química imperfecta se le contribuye también el descenso de la temperatura en el hogar, siendo reducido la carga, y un breve intervalo de tiempo durante el cual el combustible permanece en la cámara de combustión. (Baskakov, 1982)

Lo último se observa, si se acelera la combustión cuando aumenta la velocidad de la mezcla del carburante con el aire y la relación de combustión no se produce por completo dentro del hogar.

La fórmula (2.55) incluye también las magnitudes Q_4, Q_5, Q''_{ad} .

Q_4 son las pérdidas de calor debido a la **combustión incompleta mecánica**. Estas solo se observan cuando se queman combustibles sólidos, y se debe a que una parte del combustible suministrado al hogar se evacua de éste e forma sólida (a diferencia de la combustión imperfecta química). Como resulta de esto, cada kilogramo de combustible no se desprende durante su quema una parte de calor igual a Q_4 . (Baskakov, 1982)

Para determinar la combustión imperfecta mecánica, efectuando los ensayos de una caldera u horno, se determina el contenido medio de las sustancias inflamables I_{med} (en tanto por ciento de la masa) en los residuos del hogar (cenizas, escoria) y para simplificar el caso se considera que estos se componen de carbono con un calor de combustión igual a 32,65 MJ/kg.

$$\text{Entonces } Q_4 = \frac{32,65 \cdot I_{med}}{100 (100 - I_{med})}; \quad (2.59)$$

Según la fórmula se obtienen los valores de Q_4 en MJ/kg.

Q_5 es el calor expulsado al medio exterior y suministrado a los recipientes de calor secundarios en el propio hogar. En éste se incluyen las pérdidas de calor a través de las caras (paredes) del hogar, el calor gastado en calentar los dispositivos de transporte, el transmitido al agua que enfría las estructuras metálicas de apoyo en los hornos metalúrgicos de alta temperatura, etc. El valor de Q_5 se calcula en cada caso concreto mediante las ecuaciones de transferencia de calor.

Q_{ad}'' son todas las pérdidas de calor adicionales no tomadas en consideración en el acto. En los hogares que trabajan en régimen no estacionario, a estas pérdidas pueden referirse el calor acumulado por las paredes durante su calentamiento o cedido por estas, enfriándose.

En general al determinar el balance en total para un horno o una caldera y por lo tanto las pérdidas de Q_5 y $\Delta Q_{ad} = Q_{ad}'' - Q_{ad}'$ se refiere a toda la unidad. El calor Q_2 , evacuado por los gases que salen del hogar en general no es perdido para la unidad, ya que se consume en calentar otros elementos de la unidad. Las pérdidas de hogar que caracterizan el proceso de combustión, sólo son Q_3 y Q_4 .

Refiriéndolos al calor disponible $Q_d^r = Q_i^r + h_{comb} + H_a$, obtendremos:

$$q_3 = 100 Q_3/Q_d^r; \quad q_4 = 100 Q_4/Q_d^r \quad (2.60)$$

Aquí las pérdidas a causa de la combustión imperfecta química q_3 y mecánica q_4 están expresadas en tanto por ciento.

Los valores q_3 y q_4 dependen del tipo de combustible que se quema, de la estructura y las dimensiones del hogar, del procedimiento utilizando para mecanizar los procesos de combustión (al quemar combustibles sólidos), etc.

Una influencia esencial ejerce en aquéllos el coeficiente de exceso de aire α_a . El aumento de la capacidad del aire suministrado al hogar. Al principio, mejora la combustión, proporcionando la reducción de q_3 y q_4 , sin embargo un aumento exagerado de α_a baja la temperatura de la combustión, lo que puede conducir al aumento de q_3 y q_4 . En caso concreto existen los valores óptimos el coeficiente de exceso de aire.

Uno de los principales índices del hogar es **la tensión térmica del volumen del hogar** q_V :

$$q_V = Q_d^r B/V_h \simeq Q_i^r B/V_h, \quad (2.61)$$

Donde B es el gasto de combustible y V_h , el volumen del hogar.

Los hogares de parrilla en los que emplea el combustible sólido y las cámaras de combustión de los motores de reacción se caracterizan también por la tensión térmica de la sección transversal del hogar (forzamiento) q_F o de la superficie de combustión de la capa q_R :

$$q_F = Q_i^r B/F; \quad q_R = Q_i^r B/R \quad (2.62)$$

Aquí F es el área de la sección transversal del hogar, y R , el área de la capa de combustible.

Incrementando q_V y q_F , de un modo ordinario también aumenta la combustión imperfecta a consecuencia de la reducción del tiempo de permanencia de los reactivos en el volumen del hogar. En la práctica se han establecido las magnitudes óptimas de q_V u q_F para diferentes tipos de hogares.

El cálculo del hogar se reduce a la determinación de sus dimensiones, es decir, V , F y R , y las temperaturas de los gases en la salida.

Los valores de q_V y q_R , se eligen de manera que aseguren no sólo la combustión total, sino también el enfriamiento de los productos de la combustión hasta la temperatura necesaria. El volumen y el área de la sección transversal del hogar se definen según las fórmulas (2.61) y (2.62) mientras que la temperatura en los gases en la salida del hogar se calculó por medio de las ecuaciones de transmisión de calor. Tomando en consideración las ecuaciones del balance térmico (2.55) y los valores de q_3 y q_4 elegidos por las normas correspondientes.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS ENERGÉTICO DE LA PLANTA

Localización:

La subestación a gas de Shushufindi se encuentra localizada en el complejo de Shushufindi que pertenece a Petroamazonas EP, la latitud es: - 0.186827004 y su longitud es: - 76.6451034546.

Actividad principal:

Abastecimiento de electricidad a los campos de explotación y exploración del crudo el distrito amazónico, para lo cual utiliza como recurso primario el gas asociado, que es empaquetado mediante tubería de baja presión y enviado a un cabezal recolector como suministro a las turbinas para ser utilizado como combustible.

Operación

La planta de generación termoeléctrica mediante turbina de gas se inició sus operaciones en el año 1971, y ha venido operando cuatro turbinas que tiene una capacidad de 12.75 MW

Tecnología Energética

Las turbinas instaladas en al S/E Shushufindi son las Typhon, TB1, TB2, y TA3 que tienen las siguientes características:

3.1 Turbinas a Gas Complejo Shushufindi

3.1.1 Análisis de Planta

a) Turbina TYPHON

El tiempo de operación de esta turbina es de 15 años, capacidad nominal de 3.75 MW, potencia real de 2.2 MW, con un factor de carga de 58%. A continuación en la figura 20, se puede observar este tipo de turbina de fabricación Inglesa.



Figura 22 Turbina Typhon de 3.75 MW

Fuente: S/E Shushufindi, 2016

b) Turbina a Gas TB2

Esta turbina tiene un tiempo de operación de 30 años, capacidad nominal de 3 MW, potencia real de trabajo 2.2 MW, e factor de carga alcanza el 73% y es superior a la Typhon.



Figura 23 Turbina TB2 de 3 MW

Fuente: S/E Shushufindi, 2016

c) Turbina TB1

Esta turbina tiene un tiempo de operación de 30 años, capacidad nominal de 1750 MW, potencia real de trabajo 600 kW, e factor de carga alcanza el 34%



Figura 24 Turbina TB1 de 1750 MW

Fuente: S/E Shushufindi, 2016



Fuente: S/E Shushufindi, 2016

Figura 25 Cámaras de combustión de la TB1 de 1.750 MW

3.1.2 Capacidad de Generación

Luego de realizar la inspección de la planta, se han obtenido datos relacionados con: potencia nominal, potencia real, potencia promedio, energía generada y consumo de combustible en media mensual. Las turbinas analizadas son las siguientes: TB1, TB2 y TA3. En necesario indicar que la Typhon se encuentra proceso de mantenimiento, por lo que las proyecciones de generación y consumo energético se lo realizarán considerando únicamente las tres primeras turbinas.

A continuación se realiza el análisis de los datos de cada turbina.

Tabla 4

Datos energéticos de la turbina TB1

MES	TB1 Potencia kW/h			Con. Combustible (MSCF)
	Nominal	Máxima	Real	
Enero	3000	2200	1730	28661,005
Febrero	3000	2200	1263	17765,211
Marzo	3000	2200	0	0
Abril	3000	2200	1036	16493,758
Mayo	3000	2200	1753	29216,364
Junio	3000	2200	1780	28621,94
Julio	3000	2200	1752	28890,072
Agosto	3000	2200	1619	26808,491
Septiembre	3000	2200	1823	29166,875
Octubre	3000	2200	1825	28727,557
Noviembre	3000	2200	1805	28692,84
Diciembre	3000	2200	1683	27161,102
Promedio	3000	2200	1505,75	24183,768

Fuente: S/E Shushufindi Central, 2016 / Petroamazonas EP.

De acuerdo con la tabla anterior se tiene la siguiente información importante:

Potencia Nominal: 3000 kW

Potencia Máxima: 2200 kW

Potencia Real: 1505, 75 kW

El consumo específico del gas asociado en meda anual es de: 24183,768 MSCF

Es necesario indicar que en el mes de marzo no existe consumo de combustible debido a la parada por mantenimiento.

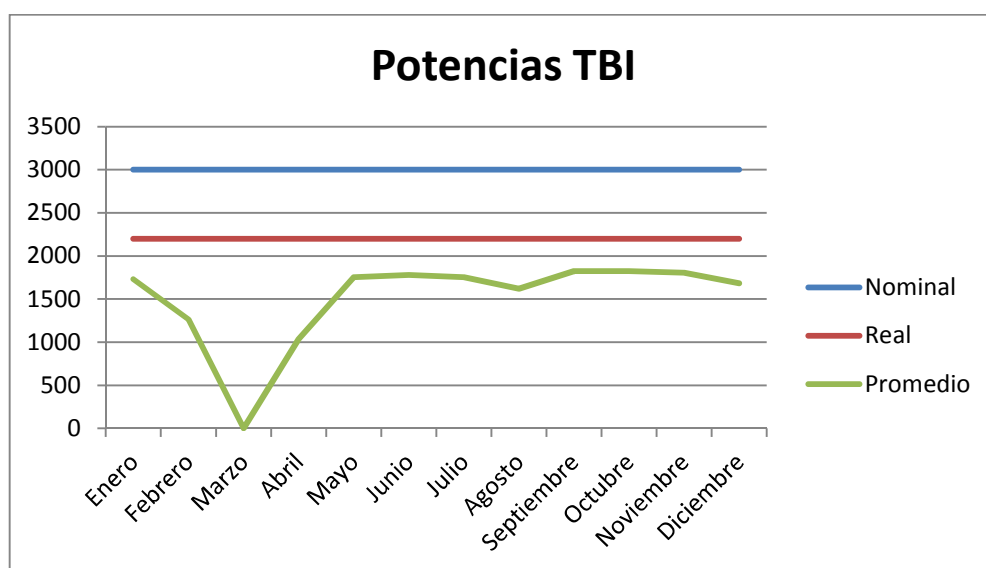


Figura 28 Potencia nominal, promedio y real de la TB1

Considerando el grafico anterior, y sin tomar en cuenta el mes de Marzo por la parada de mantenimiento, en el mes de febrero la potencia real mínima es de 1263 kW y la potencia máxima 1825 kW en el mes de Octubre.

Tabla 5
Energía producida por la TB1

TB1	
MES	Energía kWh
Enero	1287,48
Febrero	806,81
Marzo	0,00
Abril	745,88
Mayo	1304,50
Junio	1281,93
Julio	1303,48
Agosto	1204,18
Septiembre	1312,49
Octubre	1357,48
Noviembre	1299,62
Diciembre	1252,47
Promedio	1096,36

La energía producida por la turbina TB1 es de 1096,36 kW en media mensual anual.

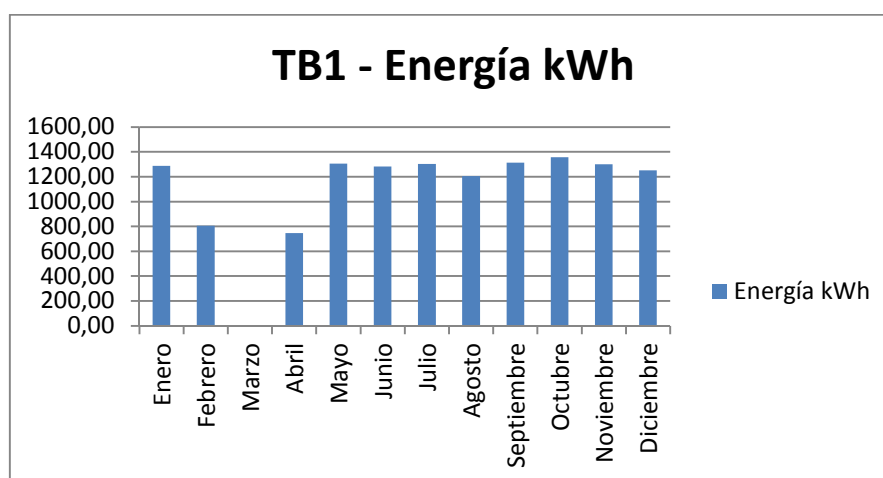


Figura 29 Producción energética de la TB1

Como se puede apreciar en la figura anterior debido a la parada para mantenimiento, en el mes de Marzo, la generación de energía es 0, por otra parte, se alcanza un valor máximo de 1357,475 kWh en el mes de Octubre y el mínimo de 745,88 en abril. Con excepción del periodo entre enero y mayo que se encuentra en baja demanda de energía en los meses de mayo a diciembre y enero el funcionamiento de la turbina TB1 alcanza sus picos máximos sobre 1,2 MW

Tabla 6

Consumo de combustible de la TB1

MES	Con. Combustible (MSCF)
Enero	28661,005
Febrero	17765,211
Marzo	0
Abril	16493,758
Mayo	29216,364
Junio	28621,94
Julio	28890,072
Agosto	26808,491
Septiembre	29166,875
Octubre	28727,557
Noviembre	28692,84
Diciembre	27161,102
Promedio	24183,768

El consumo de combustible en media anual, de la TB1 es de 24183,768 MSCF

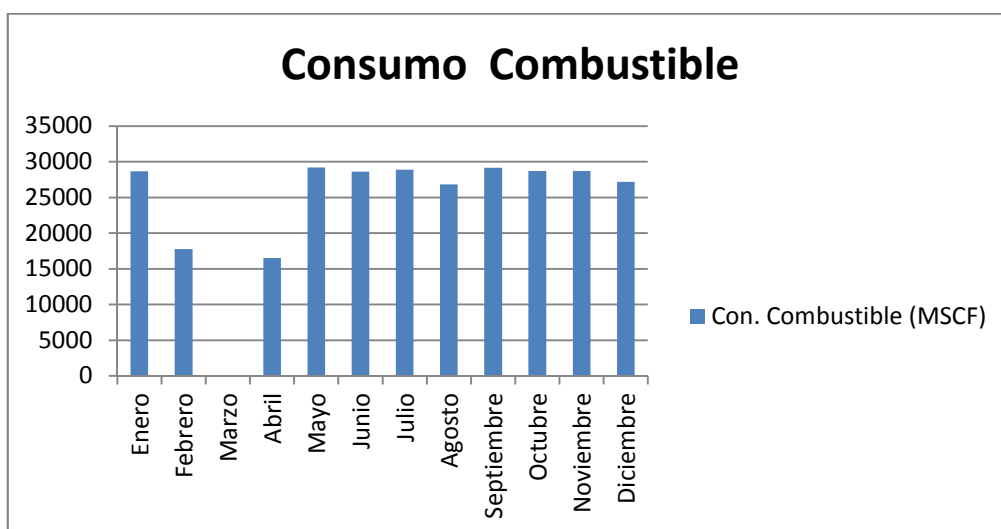


Figura 30 Consumo de combustible de la TB1

Debido a la escasa demanda de energía en los meses de febrero a abril, el consumo de combustible bordea los 15.000.000 SCF, mientras que en los meses de mayo a diciembre y enero se aproxima a los 30.000.000 SCF en media mensual.

Tabla 7

Datos energéticos de la turbina TB2

MES	TB2		Potencia kW/h		Con. Combustible (pie ³)
	Nominal	Máxima	Real		
Enero	3000	2200	1730		28421,751
Febrero	3000	2200	1767		25260,945
Marzo	3000	2200	1792		29734,852
Abril	3000	2200	1584		25421,933
Mayo	3000	2200	1644		27023,570
Junio	3000	2200	1786		28696,486
Julio	3000	2200	1768		29186,424
Agosto	3000	2200	1722		28487,546
Septiembre	3000	2200	1828		29226,875
Octubre	3000	2200	1803		27975,09
Noviembre	3000	2200	1791		28318,84
Diciembre	3000	2200	1748		28103,495
Promedio	3000	2200	1746,917		27988,151

De acuerdo con la tabla anterior se tiene la siguiente información importante:

Potencia Nominal: 3000 kW

Potencia Real: 2200 kW

Potencia Promedio: 1746,917 kW

El consumo específico del gas asociado en meda anual es de: 27988,151 MSCF

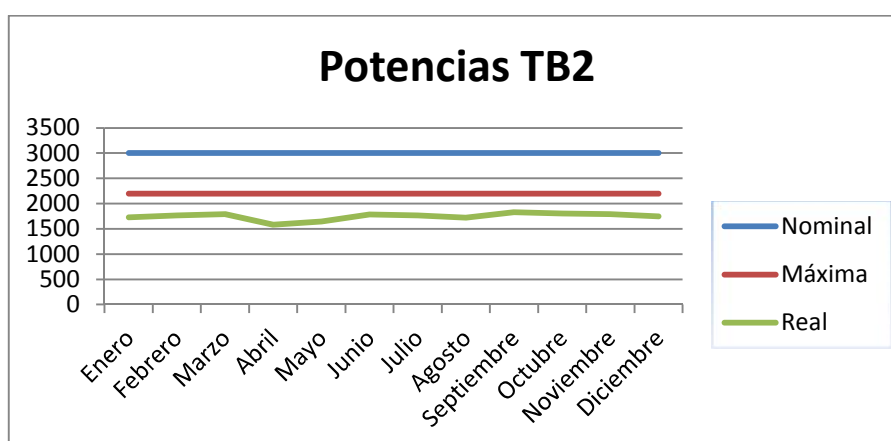


Figura 31 Potencia nominal, promedio y real de la TB2

Considerando el grafico anterior, en el mes de Abril la potencia real mínima es de 1584 kW y la potencia máxima 1828 kW en el mes de Septiembre.

Tabla 8

Energía producida por la TB2

MES	Energía kWh
Enero	1278,87
Febrero	1141,57
Marzo	1333,57
Abril	1140,60
Mayo	1222,95
Junio	1286,11
Julio	1315,48
Agosto	1281,18
Septiembre	1315,49
Octubre	1341,50
Noviembre	1289,19
Diciembre	1300,60
Promedio	1270,59

La energía producida por la turbina TB2 es de 1270,59 kW en media mensual anual.

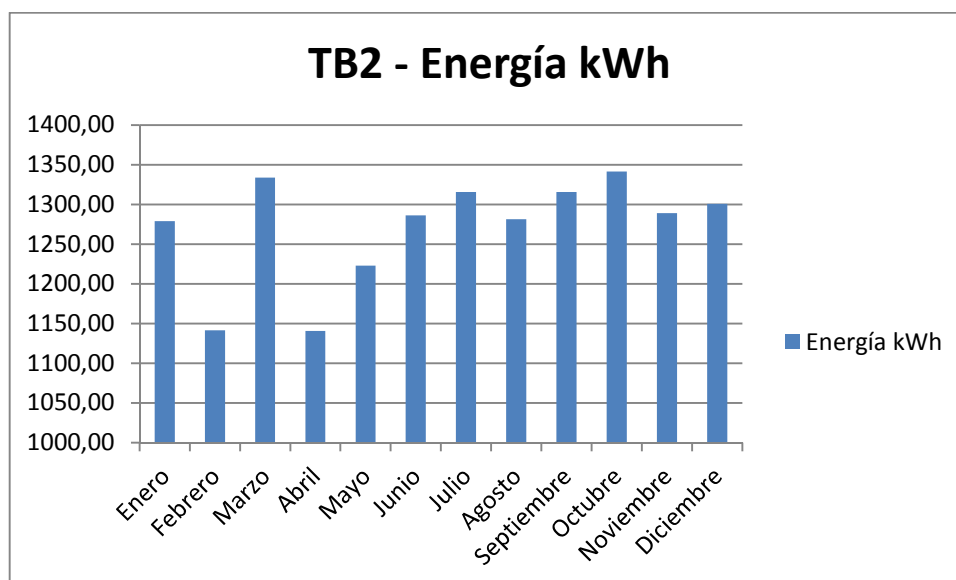


Figura 32 Producción energética de la TB2

Como se puede apreciar en la figura anterior, se alcanza un valor máximo de 1341,50 kWh en el mes de Octubre y el mínimo de 1140,60 en el mes de abril. Con excepción de los meses febrero, abril y mayo se encuentra

en baja demanda de energía, en los meses de junio a diciembre y enero el funcionamiento de la turbina TB2 alcanza sus picos máximos aproximadamente de 1,2 MW

Tabla 9

Consumo de combustible de la TB2

MES	Con. Combustible (MSCF)
Enero	28421,751
Febrero	25260,945
Marzo	29734,852
Abril	25421,933
Mayo	27023,570
Junio	28696,486
Julio	29186,424
Agosto	28487,546
Septiembre	29226,875
Octubre	27975,09
Noviembre	28318,84
Diciembre	28103,495
Promedio	27988,151

El consumo de combustible en media anual, de la TB2 es de 27988,151 MSCF

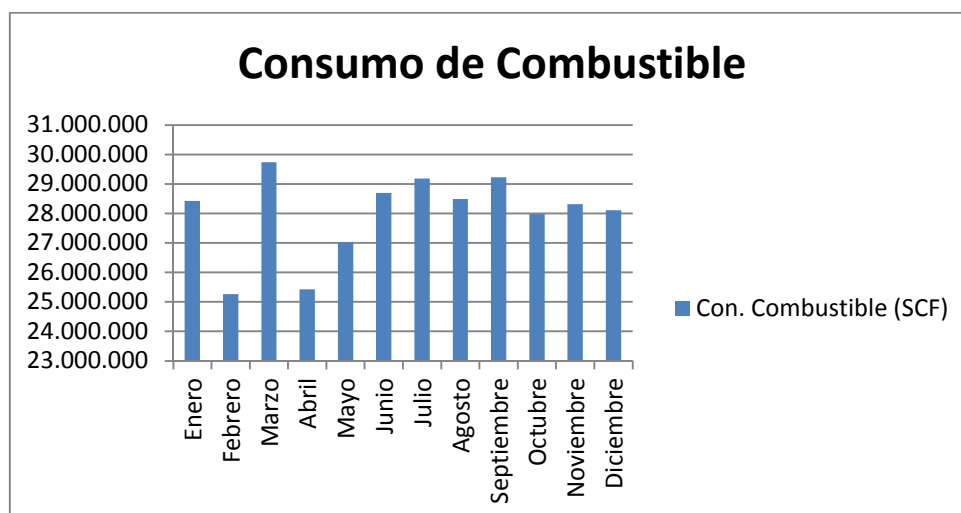


Figura 33 Consumo de combustible de la TB2

Debido a la escasa demanda de energía en los meses de febrero a abril, el consumo de combustible bordea los 25.000.000 SCF, mientras que en los meses de mayo a diciembre y enero se aproxima a los 28.000.000 SCF en media mensual.

Tabla 10**Datos energéticos de la turbina TB3**

MES	TA3	Potencia kW/h		Con. Combustible (pie³)
	Nominal	Máxima	Real	
Enero	1000	700	460	13186,476
Febrero	1000	700	478	11978,961
Marzo	1000	700	490	14118,653
Abril	1000	700	468	13169,275
Mayo	1000	700	435	12445,598
Junio	1000	700	460	13044,843
Julio	1000	700	438	9414,656
Agosto	1000	700	0	0
Septiembre	1000	700	113	2949,846
Octubre	1000	700	472	13718,912
Noviembre	1000	700	469	13062,416
Diciembre	1000	700	363	10335,235
Promedio	1000	700	387,1667	10618,739

De acuerdo con la tabla anterior se tiene la siguiente información importante:

Potencia Nominal: 1000 kW

Potencia Real: 700 kW

Potencia Promedio: 387,1667 kW

El consumo específico del gas asociado en meda anual es de:
10.618.739 SCF

Es necesario indicar que en el mes de Agosto no existe consumo de combustible debido a la parada por mantenimiento.

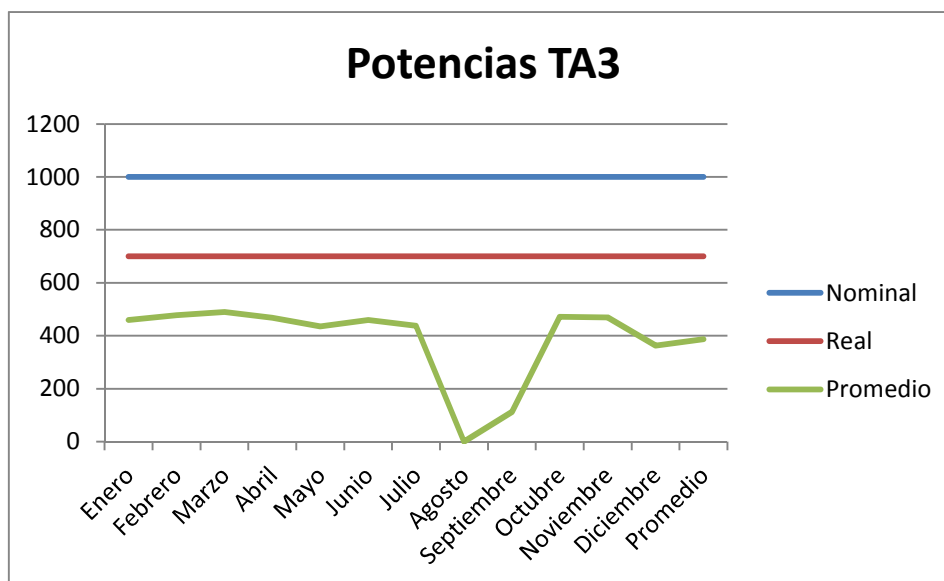


Figura 34 Potencia nominal, promedio y real de la TA3

Considerando el gráfico anterior, y sin tomar en cuenta el mes de Agosto por la parada de mantenimiento, en el mes de Diciembre la potencia real mínima es de 363 kW y la potencia máxima 469 kW en el mes de Noviembre.

Tabla 11

Energía producida de la TA3

MES	Energía kWh
Enero	334,99
Febrero	307,86
Marzo	364,87
Abril	336,89
Mayo	313,69
Junio	331,40
Julio	241,52
Agosto	0,00
Septiembre	81,24
Octubre	350,84
Noviembre	337,36
Diciembre	270,12
Promedio	272,56

La energía producida por la turbina TA3 es de 272,56 kW en media mensual anual.

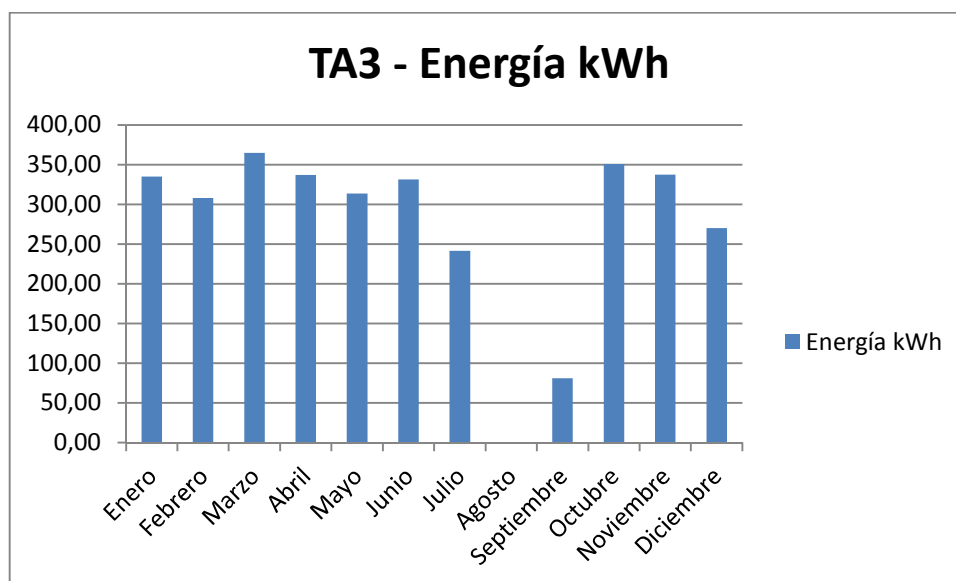


Figura 35 Producción energética de la TA3

Como se puede apreciar en la figura anterior, se alcanza un valor máximo de 364,87 kWh en el mes de Marzo y el mínimo de 81,24 en el mes de Septiembre. Con excepción del mes de Septiembre se encuentra en baja demanda de energía, y el resto de meses el funcionamiento de la turbina TA3 alcanza sus picos máximos aproximadamente de 330 kW.

Tabla 12

Consumo de combustible de la TA3

MES	Con. Combustible (MSCF)
Enero	13186,476
Febrero	11978,961
Marzo	14118,653
Abril	13169,275
Mayo	12445,598
Junio	13044,843
Julio	9414,656
Agosto	0
Septiembre	2949,846
Octubre	13718,912
Noviembre	13062,416
Diciembre	10335,235
Promedio	10618,739

El consumo de combustible en media anual, de la TA3 es de 10618,739 MSCF

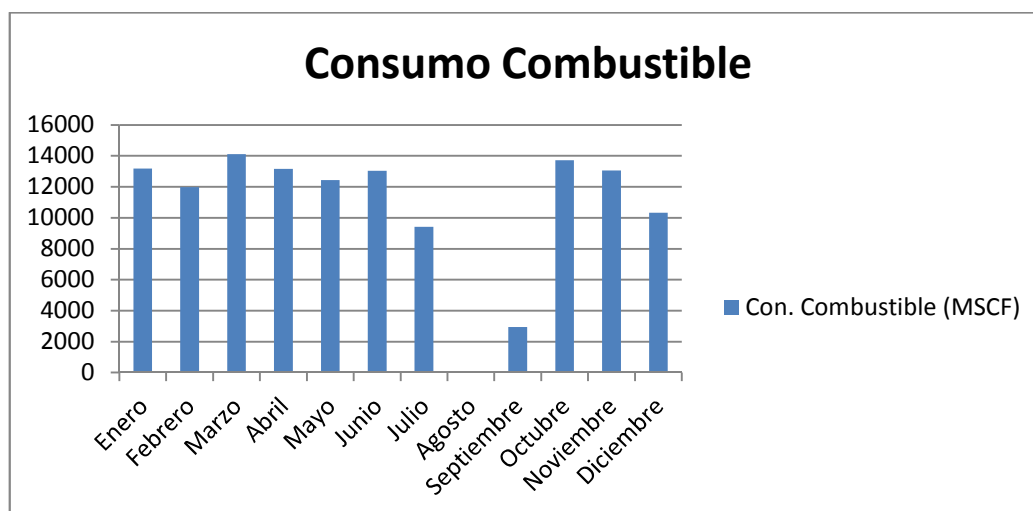


Figura 36 Consumo de combustible de la TA3

Debido a la escasa demanda de energía del mes de Septiembre, el consumo de combustible bordea los 2.000.000 SCF, mientras que en los demás meses se aproxima a los 11.000.000 SCF en media mensual.

3.1.3 Calor Residual

Tabla 13

Calor residual de las turbinas TBA, TB2 y TA3

	Consumo Gas (MSCF)	$\dot{P}_{real} kW$	$Q_{gen} kWt$	$Q_{residual} kWt$
TB1	24183,7679	1505,75	9028,0	1762,54
TB2	27988150,6	1746,92	10457,0	2041,40
TA3	10618739,3	387,17	3963,0	909,00

Con el propósito de zonificar el aporte energético de cada turbina se observa en la figura 37, que la TB1 entrega un aporte energético 1,762.54 kWt con una tasa de gas de combustión de 3.03 kg/s y temperatura de 503°C. La TB2 produce un calor residual de 2,041.40 kWt, productos de combustión de 3.50 kg/s y temperatura de salida de gases a nivel superficial equivalente a 503 °C. Por otra parte la turbina TA3 entrega 909 kWt, tasa de gas de 1.33 kg/s con una temperatura de chimenea de 591 °C.

Los datos de temperatura de gases de combustión, fueron tomados en las paredes exteriores de los ductos que conducen a las chimeneas, por lo que se puede indicar que la temperatura interna de gases sobrepasan los 600 °C, con lo cual es factible dimensionar un caldero para obtener vapor sobrecalentado a una temperatura superior a 400 °C

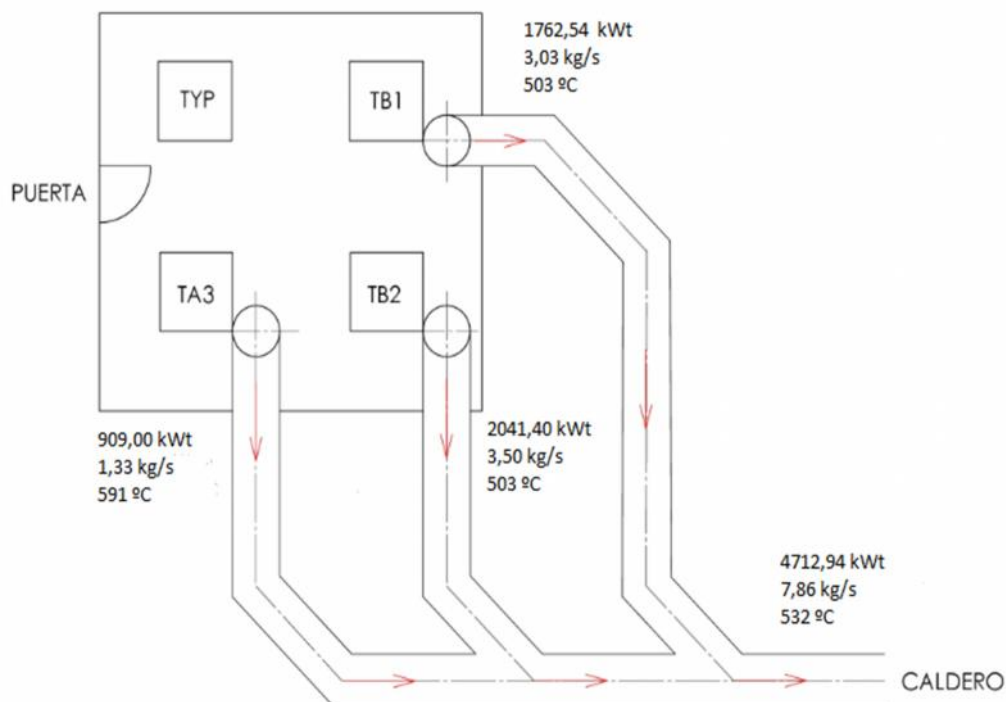


Figura 37 Vista superior de planta

Fuente: Velasco J., ciclo combinado, 2016.

3.1.4 Balance Energético

$$\dot{m}c HR = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q''_{ad} \quad (3.1)$$

$$Q_1 = M_a * CP_a (T_2 - T_1) \quad (3.2)$$

Es el calor útil necesario aprovechado, necesario para calentar un material o realizar en otro las reacciones endotérmicas.

$$Q_2 = H_{gas} \times V_{gas} \times CP_{gas} \times T''_h \quad (3.3)$$

El calor adecuado para el hogar por los productos de combustión.

$$Q_3 = V_{CO} \times Q_{CO} + V_{H_2} \times Q_{H_2} + V_{CH_4} \times Q_{CH_4} \quad (3.4)$$

Cuando se combustiona gas asociado, el aire que ingresa a la cámara, es seco por lo que se reduce considerablemente la generación del CO que no está presente en los productos de combustión

$$Q_4 = \frac{32.65 \times A^r \times I_{med}}{100 (100 \times I_{med})} \quad (3.5)$$

En vista que el gas no contiene cenizas y considerando que el contenido de sustancias inflamables se encuentra al 100 % la pérdida por combustión mecánica es 0.

$$Q_5 = \tilde{V} \times A (T_i - T_o) \quad (3.6)$$

Es el calor que se pierde por las paredes de estructura compuesta en la cámara de combustión, depende del área de transferencia de calor y la temperatura de combustión.

$$Q''_{ad} = M_H \times CP_H (T_2 - T_1) \quad (3.7)$$

Es el calor que se acumula en las paredes, se puede considerar el calor que se acumula en el refractario o tener mayor masa.

$$\dot{m}c HR = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q''_{ad} \quad (3.8)$$

Reemplazando

$$\begin{aligned} \dot{m}c \mathbf{HR} \approx & M_a \times CP_a (T_2 - T_1) + H_{gas} \times V_{gas} \times CP_{gas} \times T''_h + (V_{CO} \times Q_{CO} + \\ & V_{H_2} \times Q_{H_2} + V_{CH_4} \times Q_{CH_4}) + \frac{32.65 \times A^r \times I_{med}}{100 (100 \times I_{med})} + U_o \times A_o (T_i - T_o) + \\ & M_H \times CP_H (T_2 - T_1) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Coeficiente Global de transferencia de Calor

Se debe calcular el coeficiente global de transferencia de calor en la cámara de combustión de las turbinas

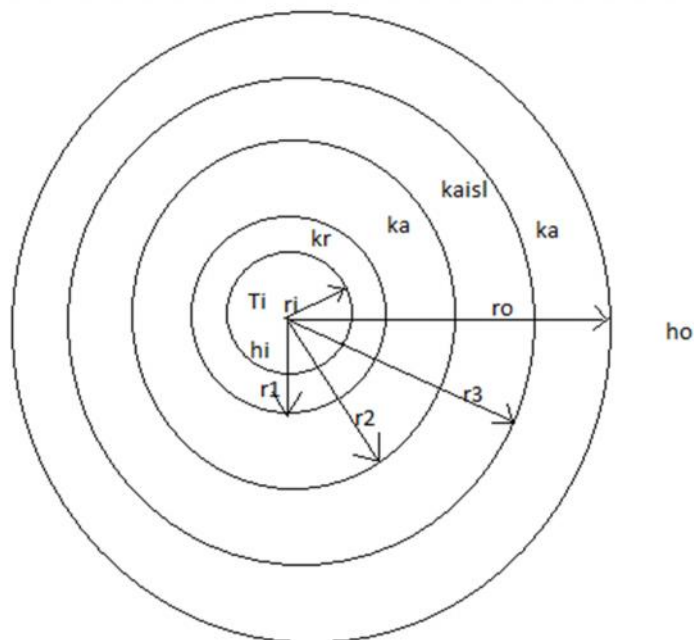


Figura 38 Coeficiente global de transferencia de calor

Fuente Velasco J., ciclo combinado 2016

Resistencias Térmicas

- Resistencia interna a la convección

$$Ri = \frac{1}{2\pi \cdot r_i \cdot l \cdot hi} \quad (3.9)$$

- Resistencias internas por Conducción

$$R_{refr.} = \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{2\pi l k_{ref.}} \quad (3.10)$$

$$R_{acero} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi l k_{acero}} \quad (3.11)$$

$$R_{aisl.} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi l k_{aisl}} \quad (3.12)$$

$$R_{ac. ext.} = \frac{\ln\left(\frac{r_0}{r_2}\right)}{2\pi l k_{ac. ext.}} \quad (3.13)$$

Resistencia externa por convección

$$R_o = \frac{1}{2\pi r_o l h_o} \quad (3.14)$$

Coefficiente global

$$U = \frac{1}{A \sum R_t} \quad (3.15)$$

$$A_o = 2\pi r_i L \quad (3.16)$$

Reemplazando

$$U_o = \frac{1}{2\pi r_o l \left[\frac{1}{2\pi r_i l h_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{2\pi r_i k_{ref.}} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi r_i k_{ac.}} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi r_i k_{aisl.}} + \frac{\ln\left(\frac{r_0}{r_3}\right)}{2\pi r_i k_{ac. ext.}} + \frac{1}{2\pi r_o l h_o} \right]}$$

Simplificando:

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o l}{r_i h_i} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_1}{r_i}\right)}{k_{ref.}} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{ac.}} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{aisl.}} + \frac{r_o \ln\left(\frac{r_0}{r_3}\right)}{k_{ac. ext.}} + \frac{1}{h_o}} \quad (3.17)$$

Coefficiente de Convección interna (hi)

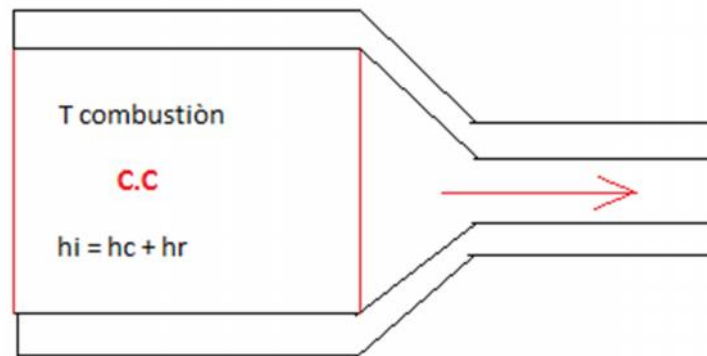


Figura 39 Coeficiente de convección interna

Fuente Velasco J., ciclo combinado, 2016

Para poder analizar el calor interno de la cámara de combustión, es necesario calcular el coeficiente de convección interna.

$$hr = 4 \varepsilon \sigma T^3 m \quad \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad \text{Mills, transferencia de calor p. 17}$$

(3.18)

Velocidad de Reacción

La velocidad de la llama en el fenómeno de la denotación supera la velocidad de sonido y puede variar de 2 a 5 km / s.

En los cilindros de motores de combustión la llama turbulenta alcanza velocidades de 25 a 40 m/s.

La llama normal en la mayoría de mezcla de combustible y aire se propaga con una velocidad de 0.3 a 0.5 m/s.

Si la mezcla H_2 y aire a la temperatura de 430 °C, la velocidad alcanza a 13 m/s.

Las mezclas de acetileno y oxígeno 15.4 m/s (Baskakov, 1982)

3.2 Dimensionamiento de Instalación

3.2.1 Cálculo de Caldero

Uno de los aspectos han considerar en el diseño del caldero, consiste en el tipo de combustible a utilizar, así como también el tipo de tecnología de generación de vapor, en el segundo caso se puede optar por el caldero Pirocubular o Acuatubular.

Para el caso de Central de Generación de Shushufindi, donde se propone utilizar los gases residuales del proceso de combustión del gas asociado, es necesario optar por el diseño de un Caldero Acuatubular, donde los gases calientes, llegan a la cámara de combustión y por la radiación permite la rápida evaporación del agua que atraviesa por el interior de los tubos No es recomendable el diseño de un caldero Pirocubular por que el vapor producido por este tipo de caldera llega hasta vapor saturado, lo que dificulta producir vapor sobrecalentado,. Con estos criterios técnicos se procede a analizar en detalle el dimensionamiento básico y diseño del caldero Acuatubular, los cálculos son necesarios para tener el criterio de selección y se muestra en la figura 40

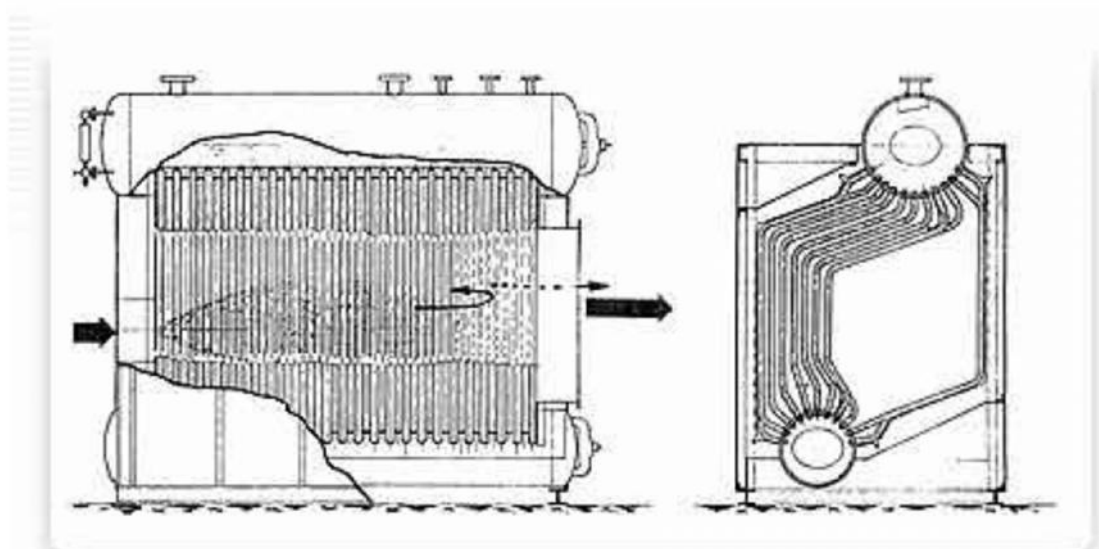


Figura 40 Esquema del caldero Acuatubular

Fuente: Bellavista Callao, 2007.

De acuerdo con la figura anterior se puede observar que los gases residuales de combustión ingresan a un solo ducto de gran tamaño, que este caso viene a ser la cámara de combustión, los tubos de agua se unen para formar el recinto del hogar, llamados paredes de agua, este recinto posee abertura entre los quemadores y salida de los gases de combustión, la circulación del agua puede ser natural, debido a la diferencia de densidad entre el agua fría y el agua caliente, el agua de ebullición se acumula en un recipiente llamado domo superior donde se separa el vapor del agua.

En los Calderos Acuotubulares por el interior de los tubos pasa agua y/o vapor y los gases calientes se hallan en contacto por la superficie externa. La circulación es debido a que el agua y vapor suben verticalmente por el interior de los tubos, los tubos denominados de circulación envían el agua desde la parte posterior de la caldera al colector interior, los tubos verticales absorben de calor irradiado y al mismo tiempo protegen el revestimiento refractario. En esta zona los gases de combustión seden calor al agua con el propósito de calentar, evaporar y recalentar hasta obtener vapor saturado y seco a presiones superiores a los 40 bar, en donde se acumulan en el domo superior pasando por un recalentador primario y secundario para obtener el vapor sobrecalentado (Manual CB, Nebraska Boiler)

La configuración del caldero acuotubular es estilo D, es un hogar de membrana 100% enfriada por agua, reduciendo así el costo y tardando el mantenimiento anual, la garganta del quemador y las paredes frontal y trasera son soldadas y libres de refractario, las calderas estilo D pueden personalizarse para proveer vapor sobrecalentado. (Manual O&M CB, Nebraska Boiler). Posterior mente, los gases son evacuados por una chimenea de forma cilíndrica.

En el caldero se debe designar un volumen de vapor equivalente al 25% del volumen total, y el 1.25 como factor para el agua de recambio, con el

propósito de que la cámara de vapor no se quede seca, a fin de garantizar una operación continua.

Debido a la presencia de presión interna debe existir en la parte superior del recipiente una válvula de alivio de presión. Para reducir las pérdidas térmicas en el esquema del caldero se puede observar la envolvente compuesta por aislamiento térmico y cubierta metálica.

Calor perdido por las paredes del caldero

Para calcular el calor que se pierde por la pared cilíndrica compuesta del caldero se utiliza la figura 41 donde se observa que la longitud del cilindro es de 6m y el diámetro interior de 1 m.

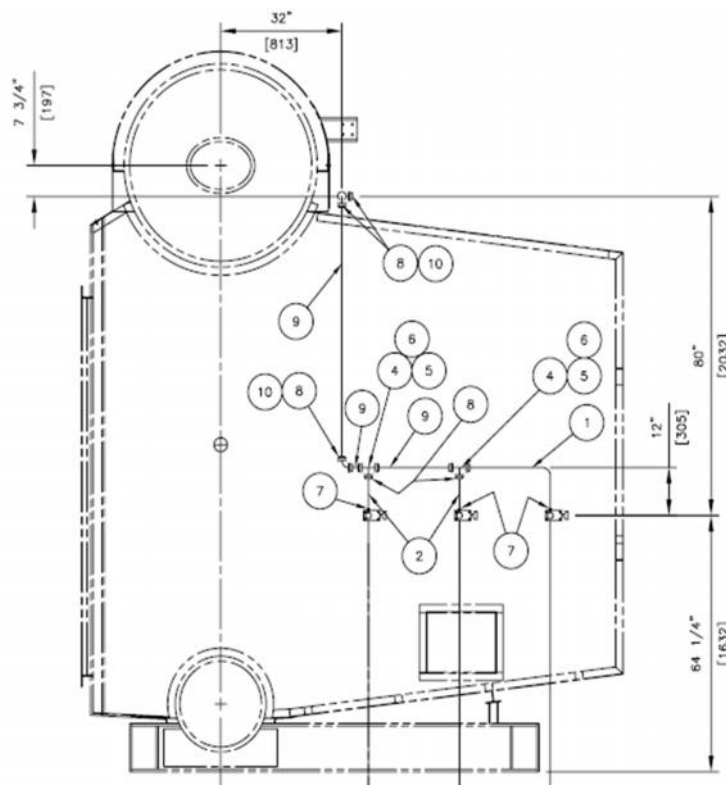


Figura 41 Corte transversal del caldero Acuotubular

Fuente: CB, Nebraska Boiler, 2007

3.2.1.1 Análisis del caldero mediante transferencia de calor

Utilizando métodos de transferencia de calor, se realiza el dimensionamiento básico del caldero, en lo que tiene que ver con geometría, volumen de fluidos, tipos y espesores de materiales, balances energéticos, parámetros y análisis que se desarrollan en el Anexo 1

3.2.1.2 Análisis Termodinámico de la Instalación

Para realizar el balance de masas y de energía en el la instalación del ciclo combinado, se utilizan el diagrama de la figura 42. En el ciclo de la turbina de gas las etapas son:

1-2 Entrada del aire al compresor, se considera un proceso iso-entrópico y adiabático.

2-3 Suministro de calor a presión constante

3-4 Expansión, proceso iso-entrópico y adiabático

4-5 Cede calor al fluido de trabajo (agua).

Para el caso del ciclo de vapor (Rankine) se tienen las siguientes etapas:

9-6 Compresión isentrópico en la bomba

6-7 Adición de calor a presión constante en la caldera.

7-8 Expansión isentrópico en la turbina

8-9 Rechazo de calor a presión constante en el condensador.

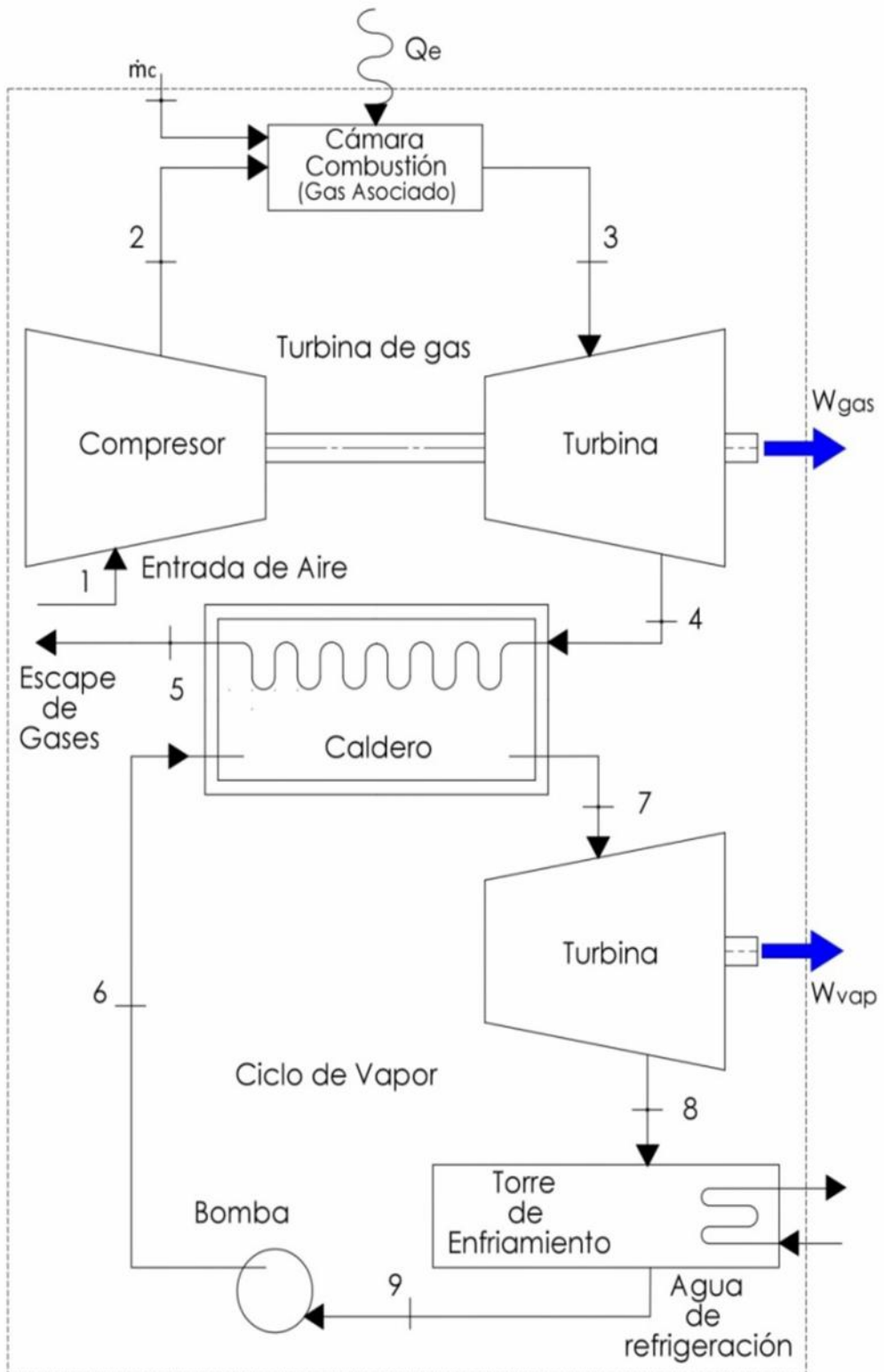


Figura 42 Diagrama del ciclo combinado

Fuente: Velasco J., Ciclo combinado

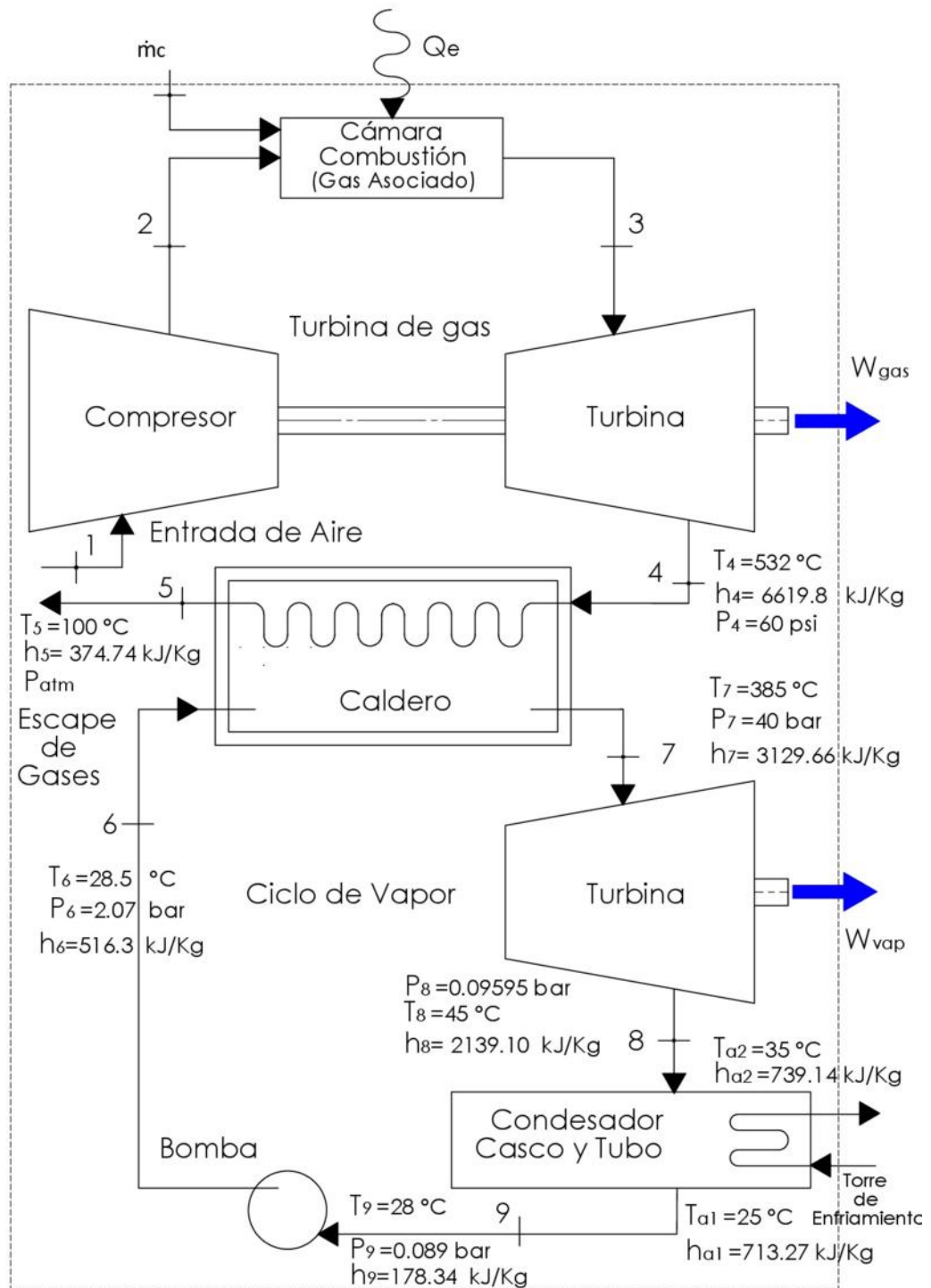


Figura 43 Parámetros Energéticos del Ciclo Combinado

Fuente: Velasco J., Ciclo combinado

3.2.2 Selección de la Turbina de Vapor

$\eta_i := 0.7$		Rendimiento interno de la turbina
$h_1 := 3423$	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	Entalpía del vapor a 500 °C, 65 bar
$h_2 := 2829.25$	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	Entalpía del vapor a 250 °C,
$w := (h_1 - h_2)\eta_i$		
$w = 415.625$	$\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$	
$Q_{res} := 4533.57$	(kWt)	Calor residual de la instalación
$\eta_{max} := 0.35$		Rendimiento máximo y mínimo para
$\eta_{min} := 0.25$		centrales
$Pe_{max} := Q_{res} \cdot \eta_{max}$		termo eléctricas, Ortega, M., p. 199
$Pe_{max} = 1.587 \times 10^3$	(kWe)	Potencia eléctrica máxima
$Pe_{min} := Q_{res} \cdot \eta_{min}$		
$Pe_{min} = 1.133 \times 10^3$	(kWe)	Potencia eléctrica mínima generada
$Pe_{prom} := \frac{Pe_{max} + Pe_{min}}{2}$		
$Pe_{prom} = 1.36 \times 10^3$	(kWe)	Se selecciona una turbina de vapor de 1MWe
$Pe := 1000$	(kWe)	
$\eta_m := 0.92$		Rendimiento mecánico de la turbina
$\eta_e := 0.95$		Rendimiento del generador eléctrico
$Q_{vapor} := \frac{Pe}{w \cdot \eta_m \cdot \eta_e}$		Flujo másico de vapor
$Q_{vapor} = 2.753$	$\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$	
$Q_{vh} := Q_{vapor} \cdot 3600$		
$Q_{vh} = 9.91 \times 10^3$	$\left(\frac{\text{kg}}{\text{hr}}\right)$	Flujo de vapor por hora

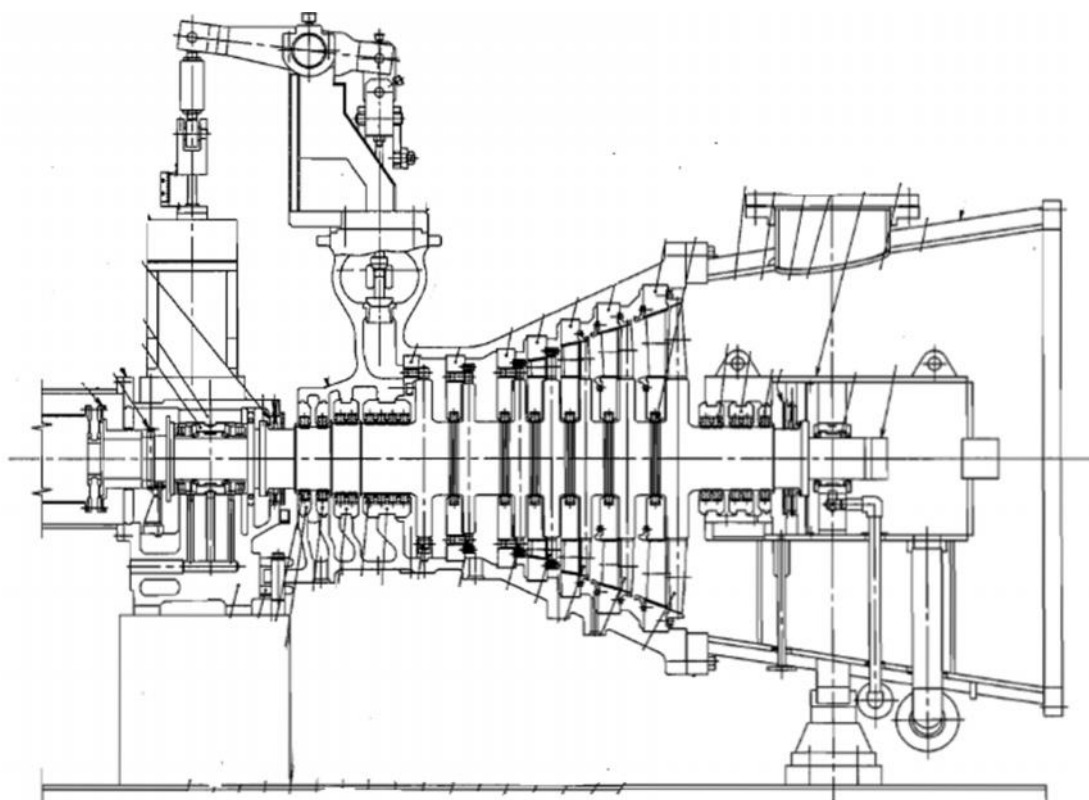


Figura 44 Diagrama de Turbina de Vapor

Fuente: manual de instrucción turbinas Shin Nippon

De acuerdo al valor obtenido en el cálculo del calor requerido al ingreso de la turbina $Q_u = 7451 \text{ kWt}$, a una presión de 389 PSI, a 600 PSIG y con un flujo de vapor de $\dot{m}_v = 1.34 \text{ kg/s} \equiv 10.5 \text{ tn/hr}$.

Las condiciones técnicas de la turbina de vapor según fabricante serian la siguiente:

Velocidad (turbina / generador):	7860 / 1800 rpm
Presión de vapor (ingreso):	600 psi. G
Temperatura de vapor (ingreso):	750 °F
Presión de vapor en el exhaust:	1.47 psi. A
Potencia del generador:	2 000 (kW)
Presión del aceite de lubricación:	15 psi. G
Control de presión del aceite:	145 psi. G

La turbina de vapor es de un solo eje que están unidas a un rodete que es el órgano principal de la turbina, cuenta con unas palas o alabes que cumplen la función particular para poder realizar el intercambio energético, las otras paletas fijas que están unidas a la carcasa cumplen la función de expandiendo el volumen y a la vez despresurizando para que el vapor que continua con el proceso llegue al tanque de condensación.

Esta turbina aprovecha la energía interna del vapor en energía mecánica a través de un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido de trabajo y el rodete, que normalmente se trasmite a un generador para producir energía eléctrica.

3.2.3 Selección de la torre de enfriamiento

La torre que ha sido seleccionada para este tipo de proceso es, torre de enfriamiento contraflujo (según manual de O&M Hudson). Las características técnicas serían: Agua de circulación, 10000 gpm, la temperatura de entrada de agua a 110 °F, la temperatura de salida de agua 92 °F, la rata de evaporación 150 gpm el diseño de la temperatura del bulbo húmedo 79°F.

El funcionamiento de la torre gira en torno a la exposición del agua caliente con aire en movimiento, los extractores colocados en la parte superior crea el efecto de contraflujo con el agua que proviene desde el tanque de condensación, en el interior de la torre existe una evaporación por la transferencia de calor. Este calor se disipa a la atmósfera. Para que el funcionamiento sea eficiente de la torre, es necesario mantener limpia y la distribución uniforme del agua para obtener la continuidad máxima capacidad de refrigeración, se extiende al retiro de los depósitos excesivos de escala o de algas que se acumulan en los medios de relleno o los separadores de gotas.

Adicional, todos los orificios de las boquillas deben estar libres de escombros para asegurar la distribución y la refrigeración de agua correcta. El agua que ha de enfriarse se transporta al nivel de distribución por tuberías de subida externos a la torre.

Antes de que se permita el flujo de aire a salir a través de la parte superior de la torre, debe pasar a través de la deriva eliminadores. Estos son simplemente bloques de material, para hacer que el aire pueda cambiar de dirección y así proporcionar superficies de impacto, estas gotas de fracturan las gotas de agua subdividiendo en más pequeñas y puedan tener más contacto con el flujo de aire.

El agua que cae es capturado por el depósito de agua fría, las cuales dirigen el flujo de regreso a la bombas de circulación. La profundidad normal de agua en la torre es de aproximadamente 6-12" por debajo de la parte superior del bordillo.

El suministro de agua de relleno debe ser controlado para mantener este nivel de agua. La temperatura del agua fría es la capacidad de una torre para enfriar el agua proveniente del proceso. Sin embargo, la temperatura del agua fría no baja tanto como la temperatura del bulbo húmedo. La torre de enfriamiento de contraflujo no controla la carga de calor, controla la cantidad de agua que circula.

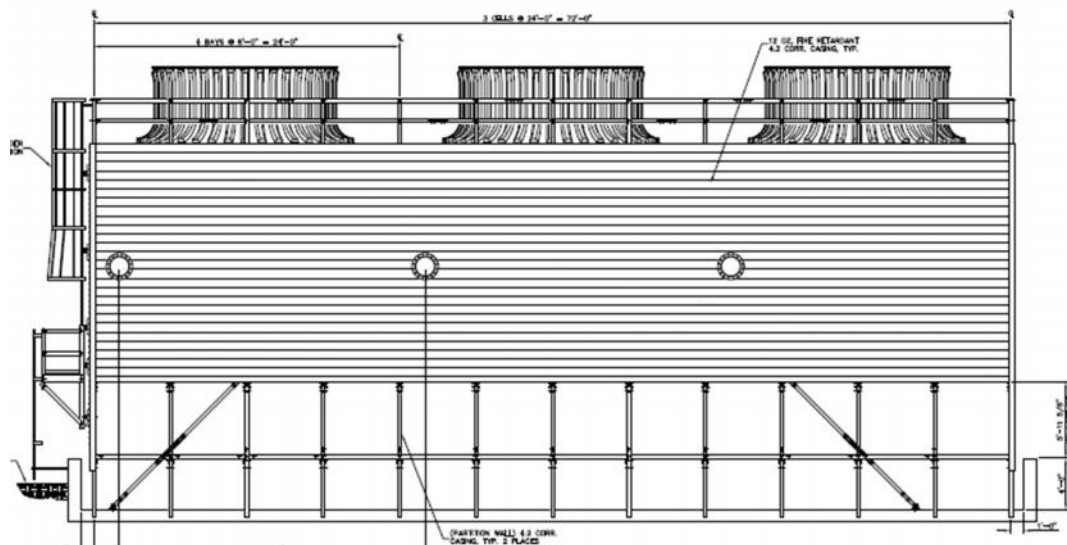


Figura 45 Torre de enfriamiento Contraflujo

Fuente: ingeniería GEA, power cooling inc, 2007

3.2.4 Selección de la bomba de Condensación

De acuerdo al diseño de GEA, el condensador tiene un caudal nominal de 27887 kg/h a 0.1016 bar (1.5 psi), 46.1 °C este vapor es procedente de la turbina y a eliminación de los gases incondensables mezclados con este. Los elementos principales de la condensación constan de los siguientes elementos:

- Condensador de superficie principal para el vapor de la turbina
- Sistema de extracción de incondensables y mantenimiento del vacío por medio de eyectores.
- Bomba para la extracción del condensado
- Válvulas de seguridad y disco de ruptura
- Tubería y válvula de interconexión entre los diferentes elementos.

La carcasa es cilíndrica, ampliada en la zona de vapor mediante una sobrevirola que permite el calmado de vapor y una distribución, ambos lados de la envolvente, en el área de entrada del agua de refrigeración, existen zonas separadas por chapas soldadas (zona más fría de la envolvente). En

dichas zonas se produce un lago subenfriamiento del aire y por consiguiente su posterior extracción por medio de los inyectores a través de las salidas de inertes del condensador. Debajo de la carcasa se sitúa el pozo de recogida de condensado, diseñado con una capacidad útil equivalente al caudal en el punto de diseño durante tres minutos de funcionamiento.

El condensador está diseñado con 2 pasos de agua por el lado de refrigeración, para la limpieza o inspección del interior, la tapa de la cámara de entrada de agua es desmontable. Cuando aumenta la presión del vapor en el condensador por encima de $0.4 \text{ barg} \pm 50 \text{ mbar}$, se producirá la rotura del disco de ruptura, diseñado para una capacidad de evacuación de 29508 kg/h.

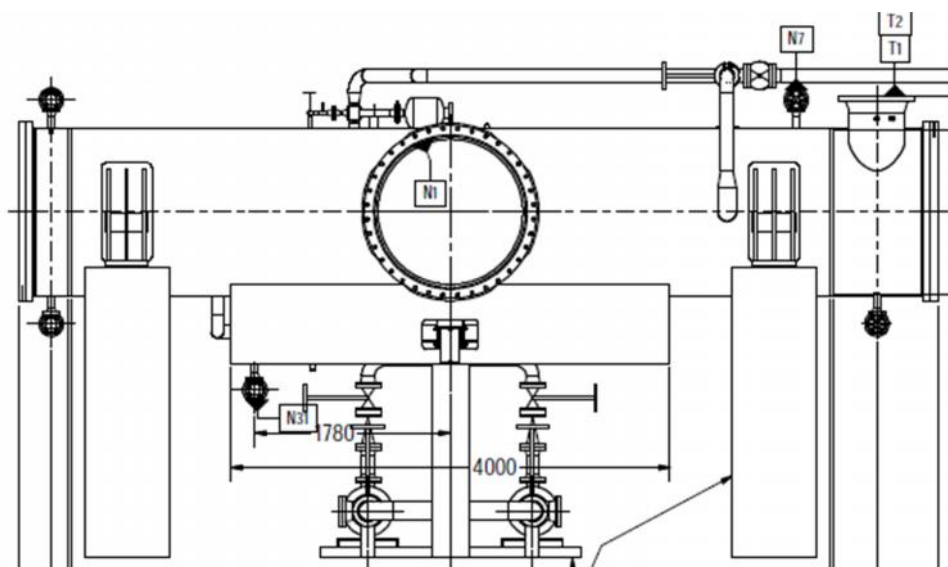


Figura 46 Diseño del condensador de superficie

Fuente: ingeniería GEA, power cooling inc, 2007

3.2.5 Selección de las bombas de condensado (Extracción)

La extracción del condensado se realiza mediante bombas horizontales de una etapa situadas debajo del condensador. El equipo de bombeo está formado por dos (2) bombas diseñadas cada una de ellas para el 100% del caudal máximo de 28000 kg/h a 5.81 Bar abs, de modo que durante la operación normal funciona una de ellas, permaneciendo la otra en stand by. (según GEA Ibérica S.A)



Figura 47 Bombas de Condensación

Fuente: Bombas imo

3.3 Características Técnicas de la Instalación

Para el aprovechamiento del calor residual, se puede utilizar instalaciones que comprendan los siguientes componentes: caldero de fuerza, donde se calienta y evapora el agua; turbina, el dispositivo que permite convertir la energía mecánica de rotación en energía eléctrica mediante un generador; el condensador o torre de enfriamiento permite reducir la temperatura de fluido para luego mediante una bomba llevar el agua hacia el caldero.

El balance energético del sistema es $Q_t = 5\,119\text{ MW}$ lo que significa que el sistema tiene la energía suficiente para completar el ciclo combinado. (ver anexo 2).

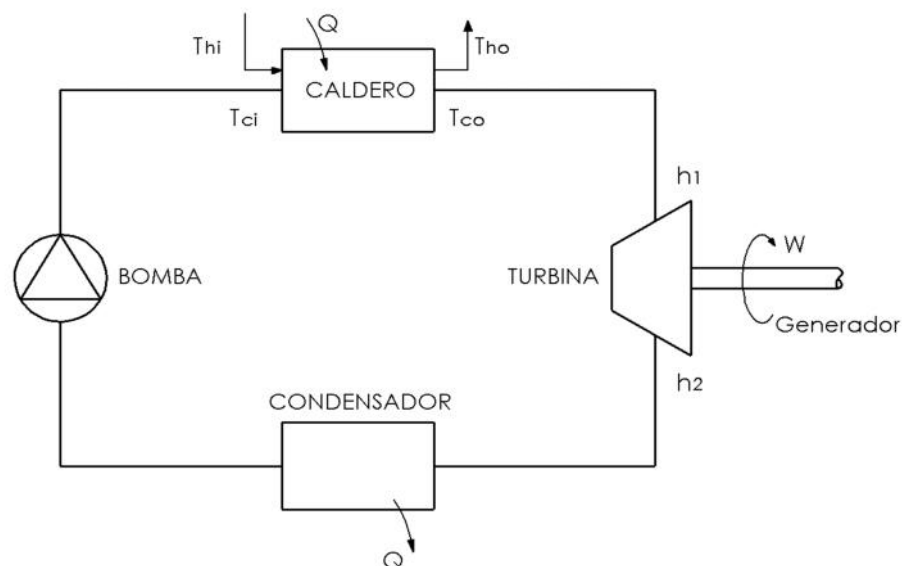


Figura 48 Ciclo termodinámico de la turbina de vapor

Fuente: Velasco J., ciclo combinado, 2016.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

4.1 Costos directos

El costo de inversión en este tipo de central es alto, con un costo unitario aproximado de 1100 USD/ kW, y el generación alrededor de 11 cents/kWh (NREL, Idaho National Laboratory). Tomando en consideración el valor de inversión referencial. Así como también los gastos en adecuación del terreno, logística y transporte, la nueva central térmica de ciclo combinado de 2 MW, tendría un costo de USD 2,335,000 (dos millones trescientos treinta y cinco mil dólares). Y el costo de generación de USD 120 USD/MW

Tabla 14

Costos Directos

Equipos	Precios (\$)
Caldero	100000
Bomba	5000
torre	30000
Turbina	1200000
Construcción	1000000
TOTAL	2335000

4.2 TIR

Tabla 15

VAN / TIR

CALCULO DEL VAN / TIR				
Año	Flujos de efectivo	Valor presente	tasa de interés	9%
0	-2335000	-2.335.000,00 €		
1	470000	431.192,66 €		
2	470000	395.589,60 €		
3	470000	362.926,24 €		

4	470000	332.959,85 €		
5	470000	305.467,75 €		

4.3 Costo / Beneficio

Tabla 16

Costo / Beneficio

Costo Producido	0,05
Costo a la Venta	0,11

Para los siguientes años se debe considerar el valor en libros y la depreciación de los componentes de la instalación. Por otra parte, desde el punto de vista técnico y ambiental con la propuesta de implementación de esta central térmica con turbina de vapor, permitirá reducir la contaminación térmica de la central actual y aprovechar el calor residual de los gases de combustión que general las turbinas de gas del complejo Shushufindi. (ver anexo 3)

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- Una vez verificado con los datos estadísticos de consumo de gas asociado y vs la potencia real las turbinas de gas tienen una eficiencia en promedio del 15%.
- Las emisiones que son enviadas a la atmósfera y que para este estudio toman el nombre de calor residual en promedio es $Q_{res} = 4,712.94 \text{ kWt}$.
- El calor útil que se requiere para calentar y evaporar el agua es $Q_{res} = 7,451.00 \text{ kWt}$
- La potencia eléctrica máxima en promedio es de 1,865.15 kWe, con este valor se puede seleccionar la turbina de 2 MWe.
- El coeficiente global de transferencia de calor tiene un valor $U_0 = 0.293 \frac{W}{n^2 \text{ } ^\circ C}$, para obtener un calor perdido $Q_p = 919.314 \text{ W}$.

5.2 Recomendaciones

- Realizar un mantenimiento correctivo (overholl) a las turbinas para subir su rendimiento actual.
- Tomando en cuenta que las emisiones enviadas al ambiente y que en si es calor residual es $Q_{res} = 4,712.94 \text{ kWt}$, es ideal para un ciclo combinado.
- Al minimizar la cantidad de calor que afecta la entropía del medio, se contribuye a la disminución del efecto invernadero.
- Cuando una turbina es paralizado por falta de mantenimiento, el costo de generación sube y el rendimiento del sistema disminuye.

5.3 Bibliografía

- Baskakov, A. P. (1982). *Termotecnia*. Moscú: Mir. 1985.
- Cengel, Y. A. (2009). *Transferencia de Calor*. México D.F, México: Mc Graw Hill.
- García, R. (2002). *Combustiones e combustión industrial*. Rio de Janeiro: Interciencia.
- Geankoplis, C. J. (1993). *Transport Processes and Unit Operations*. PTR & PH.
- Florencio Benito Gil, *Fuel Oil Almacenamiento, Combustión y Contaminación Atmosférica*, Editorial BLUME, Madrid.
- Frank Kreith, *Principios de Transferencia de Calor*, editorial, Editorial COLOR, S.A. de C.V., México D.F., 2001
- Frank P. Incropera, David P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Editorial John Wiley & Sons, USA.
- Hinrichs, Fleinbach, *Energy Its Use and the Environment*, Editorial, THOMSON, 4 ta edición, USA
- Noel De Nevers, *Ingeniería de Control de la Contaminación del Aire*, Editorial McGRAW – HILL
- Wolfgang Gerhartz. (s.f). *Ullmann's encyclopedia of Industrial Chemistry*, Editorial ADVISORY BOARD, 5 ta edición, Volumen B3.
- Holman, J. P. (1986). *Transferencia de calor*. México D.F.: CECSA.
- Kern, D. Q. (2008). *Procesos de transferencia de calor*. México: Grupo editorial Patria.
- Kreith, F., & Black, W. Z. (1983). *La transmisión de calor*. ALHAMBRA S.A.
- Larburu, N. (1998). *Máquinas Prontuario*. España: CLM.
- Manrique, J. A. (2002). *Transferencia de calor*. México D.F: OXFORD UNIVERSITY PRESS.
- Megysy, E. F. (1995). *Manual de recipientes a presión*. México D.F.: LUMUSA.

- Mills, A. F. (s.f.). *Transferencia de Calor*. España: IRWIN.
- Pitts. (1980). *transferencia de calor*. Bogota: McGraw - Hill.
- Pitts, D. R. (1980). *Transferencia de calor*. Bogota: McGraw - Hill.
- Rodriguez, M. O. (2000). *Energias Renovables*. Madrid: ITP.
- Salvi, G. (2011). *La combustion teorica y aplicaciones*. España: DOSSAT S.A.
- Suhas V. (s.f). Patenkar Numerical heat Transfer and Fluid Flow, Editorial Taylor & Francis.
- Tirupathi R. Chandrupatla. (1999). Introducción al estudio del elemento finito en Ingeniería, Editorial PEARSON, 2 da edición, Mexico D. F.,
- Virgil Moring Faires, & Clifford Max Simmang. (1990). Termodinámica (6 ta edición), Editorial GRUPO NORIEGA EDITORES, 6 ta reimpression, México D.F.
- Velasco, J. (2015). *Ciclo Combiando*. Quito: Publicaciones Andina.
- Vlassov, D. (s.f.). *Combustiveis, Combustao de Combusta*. Brasil: UFPR.
- Wareen, M., Rohsenow., & James Hartnett, P.(1973). Handbook of Heat Transfer Applications, Editorial McGRAW – HILL, 2 da edición,
- Welty, R. (1998). Fundamentos de Transferencia de Momento de Calor y masa, Editorial LIMUSA, 9 na reimpression, Mexico, D.F.,
- Wolfgang Gerhartz. (s.f). Ulmann's enciclopedia of Industrial Chemistry, Editorial ADVISORY BOARD, 5 ta edición, Volumen B2.
- http://opexenergy.com/termosolares/turbina_de_vapor_termosolar.html#1._INTRODUCCION. (s.f.). Obtenido de http://opexenergy.com/termosolares/turbina_de_vapor_termosolar.html#1._INTRODUCCION.
- <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbina-de-vapor.html>. (s.f.). Obtenido de <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbina-de-vapor.html>