



Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec

División de Ingeniería Mecánica Mecatrónica e Industrial

Maestría en Eficiencia Energética y Energías Renovables

**Análisis Técnico y de Operación de los Ciclos
Combinados Turbina de Gas-Vapor**

Tesis para obtener el grado de
Maestro en Eficiencia Energética y Energías Renovables

Presenta
Aguirre Becerril Allain Eduardo

Asesor
Dr. Martín Salazar Pereyra

21 de Diciembre del 2020

**TECNOLÓGICO DE ESTUDIOS SUPERIORES DE ECATEPEC
POSGRADO EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍAS RENOVABLES**

CARTA DE CESIÓN DE DERECHOS

En el Estado de México, el día 18 del mes de diciembre del año 2020, el (la) que suscribe Aguirre Becerril Allain Eduardo, alumno (a) del Programa de Maestría en Eficiencia Energética y Energías Renovables con número de matrícula 201821234 adscrito a la División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de tesis bajo la dirección del (la) Dr. Martín Salazar Pereyra y ceden los derechos del trabajo intitulado **“Análisis Técnico y de Operación de los Ciclos Combinados Turbina de Gas-Vapor”** al Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, graficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y del director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: eduardoaguirre_21@hotmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.



Aguirre Becerril Allain Eduardo



GOBIERNO DEL
ESTADO DE MÉXICO

DICTAMEN DE LIBERACIÓN DE PROYECTO
DE TESIS

FO-TESE-DA-90
TIT05-ANEXO PM



DIRECCIÓN ACADÉMICA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECATRÓNICA E INDUSTRIAL
MAESTRÍA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍAS RENOVABLES

Fecha: 26 DE OCTUBRE DE 2020

Datos generales

Nombre del alumno:

AGUIRRE

BECERRIL

ALLAIN EDUARDO

Apellido paterno

Apellido materno

Nombres (s)

Matrícula: 201821234

PROYECTO: ANÁLISIS TÉCNICO Y DE OPERACIÓN DE LOS CICLOS COMBINADOS TURBINA DE GAS-VAPOR.

DIRECTORES: DR. MARTÍN SALAZAR PEREYRA

Dictamen:

Con base en el registro No. POSG-MPEER/DIMMI/2020/04 correspondiente al periodo escolar 2020-2, asignado al proyecto de tesis ANÁLISIS TÉCNICO Y DE OPERACIÓN DE LOS CICLOS COMBINADOS TURBINA DE GAS-VAPOR y presentado por el alumno referido; y después de haber sido desarrolladas las actividades requeridas, el Comité Tutorial, conformado por los integrantes que firman al calce, ha determinado que SI (X) NO () han sido cubiertos en su totalidad los requisitos que permitan a esta División Académica liberar al alumno de los trámites académicos para tal efecto e iniciar el trámite de obtención de grado de maestría en la Unidad de Registro y Certificación de este Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec.

Observaciones:

NINGUNA

DR. MARTÍN SALAZAR PEREYRA

DRA. ANGELICA E. BONILLA BLANCAS

M. en C. JOSÉ CARLOS A. AGUILAR ANASTACIO

M. EN C. WENCESLAO CUAUHTÉMOC BONILLA BLANCAS



Elaboró:

Revisó y Visto Bueno:

Enterado:

DR. AGUSTÍN MORA ORTEGA
Coordinador de Posgrado

M. EN C. HÉCTOR RODRIGUEZ CARMONA
Jefe de División

M. EN C. ARMANDO ALCALDE MARTÍNEZ
Director Académico

Agradecimientos.

Agradezco al CONACYT por brindarme el apoyo financiero con el cual logre dedicarle el tiempo necesario a mi investigación.

Agradezco a mi institución el Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec por haberme dado la oportunidad de formarme como Ingeniero y de impulsar mi vocación como profesionalista, así mismo a los profesores que contribuyeron en mi formación académica.

Quiero brindar un especial agradecimiento a mi asesor el Doctor Martín Salazar Pereyra por la paciencia y dedicación durante mi formación como maestro, así como su apoyo e impulso que me permitió concluir el presente trabajo, con el fin de enseñarme a tener un punto de vista objetivo, así mismo de compartir su conocimiento en aras de mi crecimiento académico.

Así también agradecer a los profesores que forman parte del posgrado en Eficiencia Energética y Energías Renovables por la enseñanza que me brindaron y su dedicación a mi aprendizaje.

Agradezco a mis compañeros de la maestría por demostrarme que el trabajo en equipo es indispensable para afrontar los retos, además me llevo una visión diferente al compartir la manera de pensar de cada uno, sin dejar de lado el aporte individual de ideas y enseñanza a la realización de mi trabajo.

En primer lugar, agradezco a Dios por darme la fortaleza para llevar a cabo los proyectos escolares, personales y profesionales, por los cuales eh tenido la oportunidad de crecer de forma espiritual.

A mi madre Alicia María de la Luz Becerril Campos por enseñarme a luchar y no desistir ante las dificultades, además de sus consejos y su apoyo en todo momento que me han permitido mejorar como persona para entender la responsabilidad que tengo de respetar el pensamiento individual de cada ser humano y que de esa manera pueda llevar un camino libre.

A mi hermano Rodrigo Aguirre Becerril por su apoyo así como su constante aliento para continuar sin renunciar a mis sueños sin dejar de lado el hacer lo correcto y a pesar de que te encuentras lejos continuas enseñándome a través de tu ejemplo y de tu firme convicción que es posible cumplir las metas con esfuerzo y perseverancia.

A mi familia por su comprensión a mi aislamiento durante la realización de mi trabajo que sin dudar estuvieron dándome el impulso para proseguir y además por la preocupación que esto implicaba por el hecho de no estar siempre presente en las situaciones difíciles y aun así no renunciaron a mi persona.

Índice

Resumen.....	1
Abstract.....	2
Objetivo.....	3
Objetivos específicos.....	3
1.1. Introducción.....	4
1.1.1. Características de un ciclo combinado.....	5
1.1.2. Componentes principales del ciclo combinado.....	7
CAPÍTULO 1 TURBINA DE GAS.....	9
1.1. Introducción.....	9
1.2. Principio de la turbina de gas.....	10
1.2.1. Clasificación de las turbinas de gas.....	11
1.2.2. Implementación de la turbina de gas en el ciclo combinado.....	15
1.2.3. Consideraciones para la puesta en marcha.....	18
1.3. Sistemas complementarios.....	22
1.3.1. Casa de filtros.....	22
1.3.2. Componentes que constituyen la turbina de gas.....	26
1.3.2.1. Compresor.....	26
1.3.2.2. Cámara de combustión.....	31
1.3.3. Selección de arranque.....	35
1.3.4. Secuencia de arranque.....	38
CAPÍTULO 2 CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR.....	44
2.1. Caldera de recuperación de calor.....	44
2.1.1. Adecuación de la caldera de recuperación de calor.....	49
2.1.1.1. Integración de los elementos de la caldera.....	50
2.1.1.2. Implementación de las calderas de acuerdo al requerimiento de vapor.....	51
2.1.2. Materiales.....	55
2.2. Influencia del acondicionamiento del vapor.....	58
2.2.1. Proceso de evaporación a diferentes presiones.....	58
2.2.1.1. Un nivel de presión.....	60
2.2.1.2. Dos niveles de presión.....	67
2.2.1.3. Tres niveles de presión.....	72
2.2.2. Funcionamiento de los equipos auxiliares.....	76

CAPÍTULO 3	TURBINA DE VAPOR.....	80
3.1.	Introducción.....	80
3.2.	Principio de funcionamiento.....	81
3.3.	Tipos de turbina de vapor.....	85
3.3.1.	Construcción de una turbina de vapor.....	86
3.3.2.	Aplicación según el requerimiento de vapor.....	88
CAPÍTULO 4	ANÁLISIS DE LOS CICLOS COMBINADOS.....	93
4.1.	Introducción.....	93
4.1.1.	Condiciones de operación del ciclo combinado.....	98
4.1.1.1.	Turbina de gas.....	98
4.1.1.2.	Caldera de recuperación de calor.....	99
4.1.1.3.	Ciclo de vapor.....	99
4.1.2.	Metodología.....	100
4.1.2.1.	Análisis energético de la turbina de gas.....	100
4.1.2.2.	Análisis de la caldera de recuperación.....	102
4.1.2.3.	Análisis del ciclo de vapor.....	104
4.1.2.4.	Análisis del ciclo combinado.....	107
4.1.2.5.	Resultados.....	108
Conclusiones.....		116
Referencias.....		117

Resumen.

En este trabajo de tesis se presenta un estado técnico y de operación de las plantas de generación de potencia de ciclos combinados de turbinas de gas- vapor. Los ciclos combinados están constituidos por tres sistemas: 1) Turbina de gas, 2) Turbina de vapor y 3) Caldera de recuperación de calor. Estos sistemas en conjunto presentan una mayor complejidad en el parte operativa de la central, debido a que cada sistema está conformado por diferentes máquinas, accesorios y sistemas auxiliares. Por consiguiente en este trabajo se muestra los aspectos técnicos, operativos, de protección e instrumentación y control de los tres principales sistemas.

Así mismo, se desarrolla un análisis de energético de los sistemas de generación de energía convencionales: ciclo de turbina de gas, vapor y de ciclo combinado con uno, dos y tres niveles de presión, con el objetivo de mostrar las ventajas energéticas que tienen los ciclos combinados sobre los sistemas tradicionales. Por tal motivo, se realiza en este trabajo un análisis termodinámico de las configuraciones de los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión con el objetivo de establecer un análisis paramétrico de la capacidad de potencia generada, así como su eficiencia térmica y consumo térmico unitario con base a las características de la turbina de gas o vapor, con ello se busca determinar la viabilidad y competitividad de la generación de energía a partir de un mayor aprovechamiento de los combustibles fósiles, en comparación con otros tipos de centrales convencionales.

En la literatura científica y en la formación académica de los ingenieros que serán los encargados de operar este tipo de planta de generación de potencia, gran parte de las capacidades técnicas y de toma de decisiones sobre la operación y mantenimiento se realizan con base a la experiencia, por consiguiente, con este trabajo de tesis se elabora un documento en extenso que sea de apoyo para entender el funcionamiento integral y complejo de las plantas convencionales de energía.

Abstract.

This work presents a technical and operational of combined cycle power generation plants for gas-steam turbines. Combined cycles are build up of three systems: 1) Gas turbine, 2) Steam turbine and 3) Heat recovery boiler. These systems together present a greater complexity in the operating part of the plant, because each system is made up of different machines, accessories and auxiliary systems. Therefore, this work shows the technical, operational, protection and instrumentation and control aspects of the three main systems.

Likewise, an energy analysis of conventional energy generation systems is developed: gas turbine, steam turbine and combined cycle with one, two and three pressure levels, with the objective of presentation the energy advantages that the combined cycles over traditional systems. For this reason, in this work a thermodynamic analysis of the configurations of the combined cycles of one, two and three pressure levels is carried out in order to establish a parametric analysis of the generated power capacity, as well as its thermal efficiency and consumption. Thermal unit based on the characteristics of the gas or steam turbine, thereby seeking to determine the viability and competitiveness of power generation from a greater use of fossil fuels, compared to other types of conventional power plants.

In the scientific literature and in the academic background of the engineers who will be in charge of operating this type of power generation plant, a large part of the technical capabilities and decision-making on operation and maintenance are carried out based on experience. Therefore, with this thesis work, an extensive document is elaborated that is of support to understand the integral and complex operation of conventional power plants.

Objetivo.

Desarrollar un estado técnico y de operación de las centrales de Generación de Energía de Ciclo Combinado Turbina de Gas-Vapor que muestre el funcionamiento integral de los sistemas que lo integran como son, la turbina de gas, turbina de vapor y caldera de recuperación de calor.

Objetivos específicos.

- Describir los componentes principales que conforman una central de ciclo combinado.
- Realizar la descripción de un ciclo combinado con uno dos y tres niveles de presión, así como de sus configuraciones.
- Establecer su funcionamiento mediante el comportamiento termodinámico y técnico del recuperador de calor, turbina de gas y turbina de vapor.
- Comparar los diferentes niveles de evaporación para determinar la mejor configuración.

1.1. Introducción.

Las necesidades de energía eléctrica de hoy en día, nos exigen que esta se produzca a menor costo posible y que el impacto ambiental sea el mínimo. Las centrales de ciclo combinado corresponden al grupo de energías convencionales, debido a que utilizan combustibles fósiles para su funcionamiento; esta conforma el bloque de centrales de energías convencionales que actualmente se encuentran en funcionamiento en México, como son:

- Turbogas.
- Motores diésel.
- Termoeléctricas (gas natural, combustóleo, carbón).
- Sistemas de Cogeneración de Energía, entre otras.

Sin embargo, las plantas de generación de potencia eléctrica de ciclo combinado en México representan el mayor porcentaje de generación, debido a la capacidad de sumar potencias de ciclos de alta y baja energía, acoplados por una caldera de recuperación de calor. Por consiguiente, debido a que los ciclos combinados aportan el mayor porcentaje de la capacidad instalada de energía eléctrica, es importante conocer los principios técnicos y termodinámicos de su funcionamiento y operación.

La idea de implementar ciclos combinados utilizando precisamente una turbina de gas en conjunto con una de vapor ya comenzaba desde hace cinco décadas, debido a la necesidad de aprovechar la energía térmica resultante de los gases de combustión, para ser aprovechados en la obtención de vapor y así poder utilizarlos en una turbina secundaria, esta conjunción se hizo para compensar la demanda eléctrica que comenzaba a acrecentarse; ahora bien, situándonos en el panorama energético de México y en cuanto a las características del combustible mexicano que permitieron el crecimiento de las centrales de ciclo combinado, En México las primeras plantas de ciclos combinados se instalaron y entraron en funcionamiento en 1996 con un participación del 5.5% de la generación de energía. En el año 2018 su porcentaje se incrementaría hasta el 50%. Uno de los principales factores que influyeron en el número de centrales de ciclo combinado fue la utilización de gas natural con respecto a otros combustibles derivados del petróleo. El gas natural ocupa el 67.8% de combustible utilizado como insumo para la generación de energía, además de ser el combustible con menores emisiones de efecto invernadero.

El concepto de utilizar dos ciclos térmicos uno de alta y otro de baja temperatura respectivamente, no es nuevo, ya que a principios de siglo se utilizaban sistemas que funcionaban con mercurio o vapor. Al utilizar dos máquinas térmicas combinadas, se incrementa inherentemente la eficiencia térmica, en más del 50%, así mismo, el desarrollo tecnológico de las turbinas de gas representa que se tengan mayores capacidades de generación de energía y de recuperación de calor. En este capítulo se estudiará el funcionamiento de un ciclo combinado, así como el proceso de puesta en marcha, haciendo énfasis en la caldera de recuperación de calor y los componentes que intervienen en el proceso del acondicionamiento del vapor, en este mismo contexto se establecerá la influencia que se tiene al operar con diferentes niveles de presión en un ciclo de vapor y como se ajustan los equipos auxiliares a la demanda, así mismo la relevancia de la aplicación de los materiales debido a que su estructura determinará las condiciones de trabajo.

1.1.1. Características de un ciclo combinado.

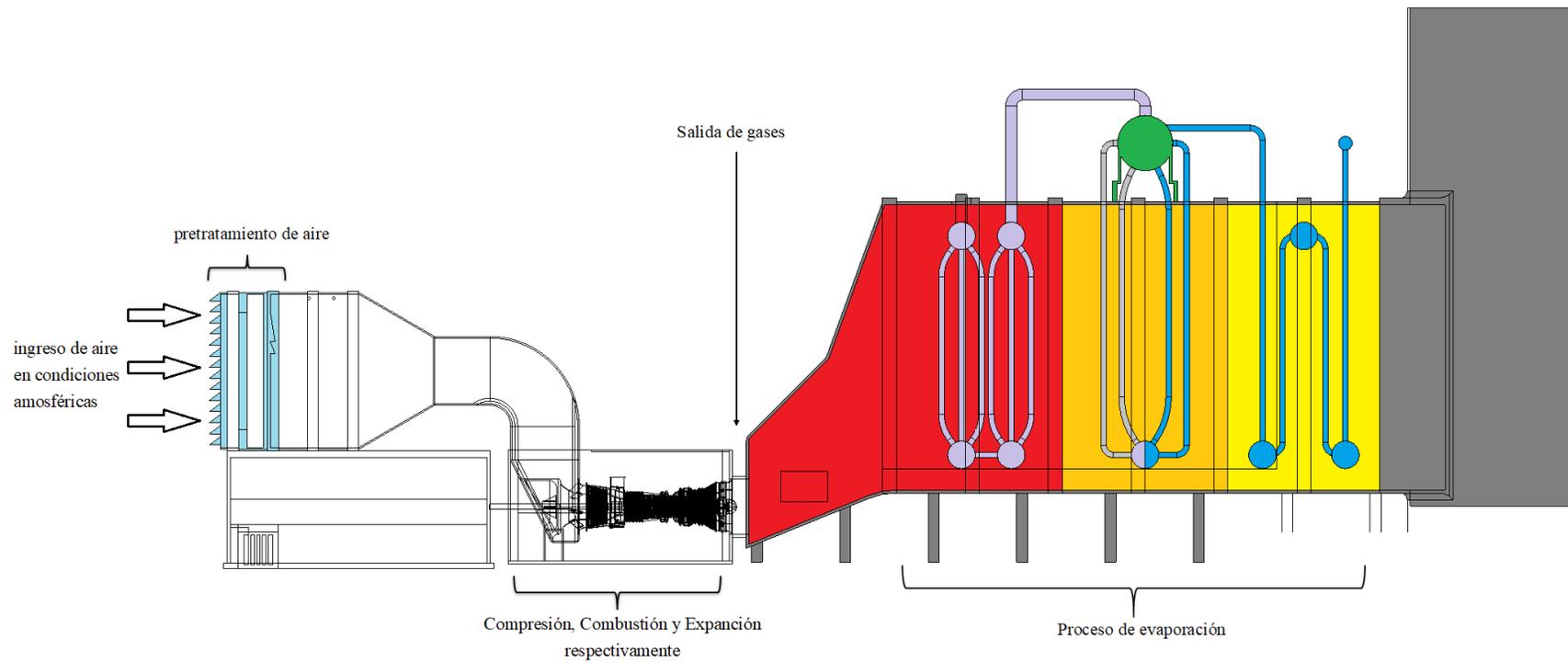
Un ciclo combinado se caracteriza por producir electricidad a partir del accionamiento de un turbogenerador eléctrico y esto se hace por medio de dos máquinas térmicas acopladas a un solo eje mecánico o con ejes independientes, el cual se distingue por su alto rendimiento energético y elevada potencia [1]. En la Figura 1.2.1, se muestra el ciclo Brayton de turbina de gas unida al ciclo Rankine de turbina de vapor a través de una caldera de recuperación de calor.



1Figura 1.2.1. Representación esquemática de un ciclo combinado.

La generación de potencia eléctrica inicia con la introducción del aire atmosférico al compresor de la turbina de gas. El proceso comienza con el tratamiento de purificación del aire a través de filtros diseñados para eliminar todas las impurezas que contiene, esto se realiza para evitar daños en los elementos mecánicos que componen la turbina de gas. Después de pasar por una serie de filtros de aire, el flujo se comprime, elevando la presión y la temperatura; enseguida se hace pasar a la cámara de combustión donde se mezcla con el comburente, (el cual en la mayoría de los casos es gas natural) a esta composición se le añade una fuente de ignición para provocar la oxidación de los elementos; los gases remanentes transfieren su energía cinética a los álabes del motor de la turbina provocando un momento angular sobre la misma.

La energía contenida en los gases residuales se aprovecha en el generador de vapor de recuperación de calor (HRSG). Cuando el agua ha adquirido suficiente intensidad para vencer la tensión superficial realiza su cambio de fase. El vapor obtenido, recibe un acondicionamiento previo a entrar a la turbina de vapor debido a condiciones restrictivas de tipo mecánica y térmica de operación. En la Figura 1.2 se muestra la representación de un sistema de ciclo combinado con un nivel de presión donde la caldera de recuperacion de calor. Tiene los siguientes componentes; economizador, evaporador y sobrecalentador.



2Figura 1.2.2. Representación de un ciclo combinado en el proceso aire-vapor.

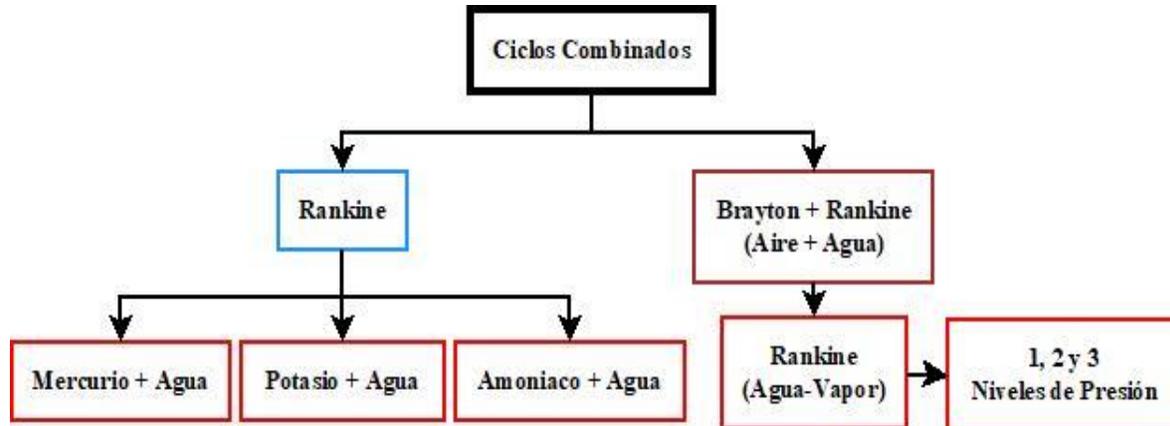
1.1.2. Componentes principales del ciclo combinado.

Los componentes principales que conforman un ciclo combinado se presentan a continuación:

- Turbina de gas.
 - Casa de filtros.
 - Filtro primario.
 - Filtro secundario.
 - Filtro terciario
 - Recinto de la turbina de gas.
 - Turbogenerador eléctrico.
 - Recinto del turbogenerador eléctrico.
- Caldera de recuperación de calor.
 - Bobinas conformadas por los tubos (correspondientes a los distintos niveles de presión).
 - Bombas.
 - Domo.
 - Deaerador.
 - Cabezales.
 - Válvulas.
 - Instrumentos de medición.
 - Temperatura.
 - Presión.
 - Chimenea.
 - Filtros para gases de combustión.
 - Compuerta derivadora (opcional).
- Turbina de vapor.
 - Recinto de la turbina de vapor.
 - Turbogenerador eléctrico.
 - Cuerpos.
 - Alta presión.
 - Media presión (puede estar integrado con la turbina de alta presión en un solo cuerpo).
 - Baja presión tipo espejo.
 - Numero de cuerpos (depende de la disposición y potencia).
 - Sistemas auxiliares.
- Equipos suplementarios.
 - Condensador.
 - Sistema de enfriamiento.
 - Desalinizador.
- Instrumentación.

El hecho de emplear un ciclo combinado para la generación de electricidad se debe a que ningún ciclo termodinámico que sea independiente tiene la capacidad de generar energía con una temperatura correspondiente con la turbina de gas a la salida de la cámara de combustión o entrada a la turbina de gas y que además se rechace calor a la temperatura del condensador de una turbina de vapor. Por consiguiente, la evolución tecnológica en el diseño y construcción de las turbinas de gas para incrementar la temperatura de entrada de la turbina y la relación de presiones representa una mayor posibilidad para recuperar calor de los gases de combustión para generar más flujo de vapor de alta presión, además el uso del gas natural como combustible principal, posibilita la reducción de CO₂ derivado de la combustión a diferencia de otros combustibles. Es importante señalar que al tener menor contenido de azufre en los gases residuales de la combustión, se puede recuperar mayor porcentaje de calor, es decir, que se puede aproximar la temperatura de los gases en la chimenea cerca del punto de rocío.

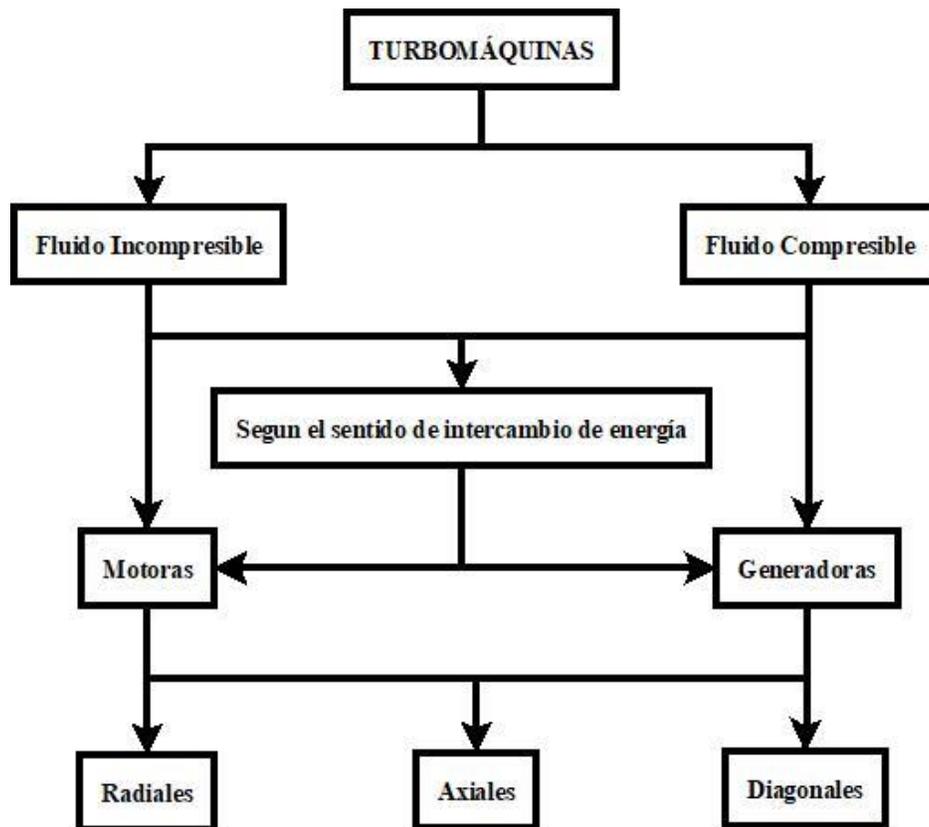
En adición, en el ciclo Brayton la condición de operación más determinante es trabajar con altas temperaturas y en el ciclo Rankine es trabajar con altas presiones, sin embargo existen otros ciclos alternativos de vapor que trabajan con mercurio o potasio al igual que amoníaco, lo que les permite disminuir su presión e incrementar su temperatura, pero el inconveniente se presenta en los altos índices de contaminación de estos fluidos de trabajo adicionales al agua. Los ciclos combinados operables se muestran a continuación en la Figura 1.2.3.



3Figura 1.2.3. Clasificación de los ciclos combinados.

1.1. Introducción.

Una máquina absorbe energía de una clase y restituye energía transformada [2]; obedeciendo a la primera y segunda ley de la Termodinámica las máquinas por medio de agentes externos funcionan a partir una cierta cantidad de energía existente y mediante un proceso interno entregan energía a otro medio, todas las máquinas obedecen el principio de Carnot, el cual establece que ninguna máquina trabajando entre dos focos de temperaturas diferentes entreguen el 100 % de trabajo mecánico. Las máquinas de fluido se clasifican en hidráulicas y térmicas y se determinan de acuerdo a la compresibilidad del fluido contenido, de acuerdo con esto el fluido de trabajo de las máquinas térmicas es de tipo compresible, esto quiere decir que la densidad, y el volumen pueden sacarse de su estado inicial por medio de cualquier medio externo, no obstante todos los fluidos son compresibles ya sea en mayor o menor proporción, sin embargo los gases son los más susceptibles a esta condición de cambio. También se puede determinar el tipo de máquina con la dirección del flujo; si su dirección se presenta en un plano transversal al eje esta será de tipo radial, ahora bien si la dirección es de tipo axial; así mismo con el eje describiendo una hélice al rededor del eje será de flujo axial. Las máquinas generadoras reciben energía del fluido y las motoras imprimen energía al fluido.



4Figura 1.1. Diagrama descriptivo de la clasificación de las turbomáquinas.

El funcionamiento de una turbina de gas es el mismo para cualquier variante tecnológica en estas máquinas, la diferencia dependerá del trabajo que va a desarrollar. En esencia una turbina de gas es una turbomáquina térmica de fluido compresible de tipo motora que depende de un combustible en estado gaseoso y del aire, para producir un trabajo mecánico. Actualmente existen diferentes tipos de turbinas de gas las cuales desempeñan diferentes actividades de acuerdo a su potencia, versatilidad y autonomía; en general cualquier tipo de turbina puede ser ocupada para la generación de energía eléctrica, sin embargo no todas están destinadas a operar en conjunto con ciclos combinados; es por eso que en el presente trabajo se abordaran las características de una turbina de gas industrial de eje único las cuales están diseñadas para operar en conjunto con ciclos de vapor.

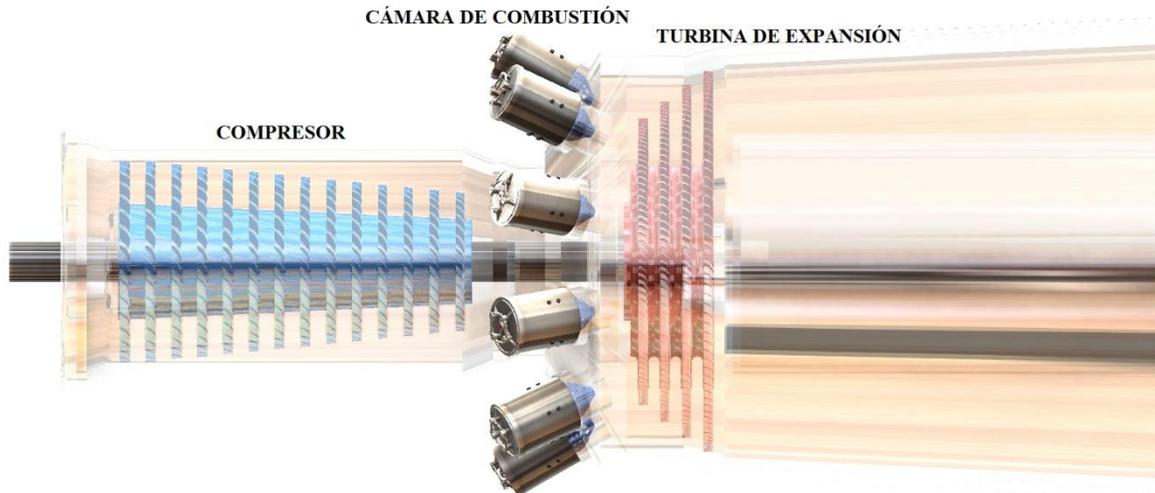
1.2. Principio de la turbina de gas.

Para que dé lugar a una expansión en la turbina de gas es importante que exista una diferencia de presiones, por lo que el primer paso es la compresión del fluido motor, posteriormente debe añadirse una energía externa que aporte mayor temperatura a través de la expansión; elevar la temperatura del fluido se consigue mediante una combustión generada por la oxidación del combustible con el aire; la expansión del fluido a alta temperatura origina una mayor potencia útil, además de la ocupada para accionar el compresor. En la práctica se producen pérdidas por parte del fluido hacia la máquina y al exterior, así como las generadas por efecto mecánico del equipo, en consecuencia se reducirá el desempeño de la turbina. El accionamiento del compresor supone pérdidas de potencia a la expansión, por lo tanto se precisa un cierto incremento de la energía del fluido motor para mejorar el desempeño, del cual se tomara un cierto gasto de combustible. Este combustible destinado al compresor no produce energía útil por lo que el rendimiento del equipo se verá disminuido; para generar más potencia útil habrá que incrementar la cantidad suministrada de combustible, sin embargo se debe tomar en cuenta que la mejor disposición de energía en los gases de salida resultara de una mezcla homogénea entre ambos fluidos al momento de la combustión, por lo que incrementar el gasto de combustible será limitado por la cantidad de aire proporcionado, por esta razón siempre existirá un límite en la obtención de la potencia.

La temperatura máxima aceptable en los gases está en función de la capacidad de los materiales que conforman la zona de combustión y de los álabes que están en contacto inmediato con los gases de salida, por lo tanto este factor delimita la máxima cantidad de mezcla aire-combustible admisible. Entonces es posible establecer dos factores principales que reflejan la capacidad de incrementar su rendimiento, el primero es la eficiencia térmica de los elementos que conforman la turbina y el segundo es la máxima temperatura de trabajo que pueda admitir; aunado a esto se pueden englobar tres condiciones que derivan en las antes mencionadas como son; las condiciones ambientales, calidad del combustible y el diseño de la turbomáquina. La construcción de la turbina se realiza en tres partes principales que son el compresor, cámara de combustión y turbina de expansión; esta modularidad permite evaluar el desempeño de cada componente a fin de mejorar su resultado dando la oportunidad de diseñar diferentes configuraciones que den un margen mayor de su aplicación.

El funcionamiento de la turbina de gas mono eje tipo axial se puede generalizar en la siguiente descripción; el aire ingresa al compresor en condiciones atmosféricas, al paso del fluido por las etapas incrementa su presión y temperatura, posteriormente se mezcla con el combustible en forma de gas

el cual es iniciado por una chispa eléctrica provocando una reacción molecular tendiendo a la oxidación; la gran cantidad de energía que adquiere es transferida a los álabes que a su vez están conectados a un capado laminar en forma circular colocados en toda la circunferencia, transmitiendo la energía cinética en movimiento angular; y de esa manera dirigirla a un turbogenerador eléctrico para la producción de electricidad. En la Figura 2.1 se muestra un esquema de una turbina de gas simple.



Las centrales de energía eléctrica en ciclo combinado requieren operar 100,000 horas sin revisiones mayores, debido a esto las turbinas de gas industriales por sus características permiten mantener tiempos de operación prolongados antes de un mantenimiento preventivo, lo que disminuye la cantidad de paros en la central y a su vez amortiza los costos de puesta en marcha.

1.2.1. Clasificación de las turbinas de gas.

Las turbinas de gas se pueden clasificar de acuerdo a sus configuraciones como se muestra a continuación:

- **Tipo.**
 - Servicio pesado (heavy duty).
 - Industriales.
 - Aeroderivadas.
 - Numero de ejes.
 - Eje único.
 - Eje doble.
 - Eje concéntrico.
 - Eje con turbina de potencia.

La turbina de gas aeroderivada proviene del diseño de los motores de avión, la aplicación de este tipo de equipos se enfoca en el impulso de barcos; además es capaz de accionar turbocompresores, turboventiladores, turbobombas y turbogeneradores; debido a que posee una turbina de expansión independiente, permitiéndole entregar la energía disponible de los gases de combustión aportada a esta segunda sección al equipo que vaya a accionar; sin embargo tiene un rango de potencia limitado

que va de 37 MW a 116 MW; quedando fuera de operación para la generación de energía eléctrica de gran demanda; puesto que son equipos más susceptibles a variaciones de carga y de requerir mantenimientos seguidos. Si bien es capaz de pasar los puntos de velocidad crítica más rápido que las turbinas simples le afectan en mayor medida las vibraciones producidas; en este mismo contexto no tiene la capacidad de desacoplarse de las calderas cuando se requiera, a razón de que el generador eléctrico está colocado al frente de la máquina.

- **Potencia.**
 - De acuerdo a cada fabricante pueden ir desde 37MW hasta 430MW.
- **Servicio.**
 - Ciclo simple.
 - Ciclo combinado.
 - Cogeneración e intercambio de calor.
- **Cámara de combustión.**
 - Tipo silo.
 - Tipo tubular.
 - Tipo tubo-anular.
- **Aplicación.**
 - Industria petrolera.
 - Transporte de hidrocarburos.
 - Exploración perforación y producción.
 - Industrial.
 - Elaboración de consumibles.
 - Elaboración de productos industriales de grado químico, farmacéutico y mecánico.
 - Transporte.
 - Institucional.
 - Dependencias del gobierno.
 - Constructoras.
 - Consorcios (que demanden gran cantidad de energía).
 - Calefacción.
 - Centro de monitorización.
- **Ciclo.**
 - Abierto.
 - Cerrado.
- **Combustible.**
 - Gas natural.
 - Carbón pulverizado.
 - Queroseno.
 - Gasoil.

Las turbinas de gas de ciclo simple pueden configurarse para permitir una mejoría en su desempeño, esta clasificación se describe a continuación:

Ciclo cerrado simple. El mismo fluido motor circula reiteradamente a través de toda la máquina; debido a que el combustible no puede quemarse es preciso utilizar un calentador para elevar la temperatura del fluido, donde el combustible se quema en una corriente independiente de aire producida por un ventilador auxiliar. [3]

Ciclo abierto. En el caso de las centrales de ciclo combinado es necesario que las turbinas de gas operen en carga y velocidad fijas para evitar variaciones en el generador eléctrico; es importante resaltar que la desventaja que este tipo de turbinas es la lenta respuesta que tiene de adaptarse a la variación de cargas parciales; sin embargo un punto a favor es la inercia elevada debida a el arrastre del compresor, lo que permite reducir el riesgo de sobrevelocidad en el eje a causa de pérdidas de carga eléctrica. Es posible mejorar la eficiencia térmica de la turbina mediante la adición de un intercambiador de calor que eleve la temperatura del aire antes del ingresar a la cámara de combustión; sin embargo con el tiempo las pérdidas generadas por el desgaste depreciarían la potencia un 10% [3]. Es posible modificar la posición de los quemadores ubicándolos después de la turbina de expansión, esto permite quemar combustibles que contengan elementos corrosivos para la turbina de gas; la desventaja es la baja eficiencia térmica, debido a que se transmite un gran porcentaje de la energía térmica al intercambiador de calor, dejando una disponibilidad casi nula, este ciclo termodinámico solo es viable si el costo del combustible es bajo.

Es correcto decir que las turbinas de gas de servicio pesado e industriales de ciclo abierto son las únicas que pueden acoplarse a los ciclos de vapor. A continuación se presentan las ventajas que proporciona el emplear una turbina de gas simple.

- Relación peso potencia.
- Trabajar a carga constante evitando variaciones. Implica que resiste las condiciones climáticas al mantenerse lo más estable posible.
- Grado de inercia elevado.
- Instalación en tiempos cortos.
- Admiten diferentes combustibles (modelo específico).
- Rango amplio de potencia (a diferencia de las turbinas de gas aeroderivadas de las cuales está limitado su punto máximo de potencia).
- Transición de las velocidades críticas de manera más estable.
- Pueden operar con cámaras de combustión tipo silo y tubulares.
- Revisiones periódicas más prolongadas.
- Flexibilidad para desconectarse de la caldera de recuperación de calor y continuar operando.
- Alta relación de compresión.

El proceso inicia en el estado Tg1 donde se representa la entrada de aire al compresor en temperatura y presión atmosférica, posteriormente realiza una compresión adiabática hasta llegar al estado Tg2; es en este punto donde se adiciona energía en forma de calor, realizando un proceso de calentamiento isobárico. En el estado Tg3 se realiza el trabajo de la turbina en una expansión adiabática y finalmente en estado Tg4 se produce un rechazo de calor isobárico.

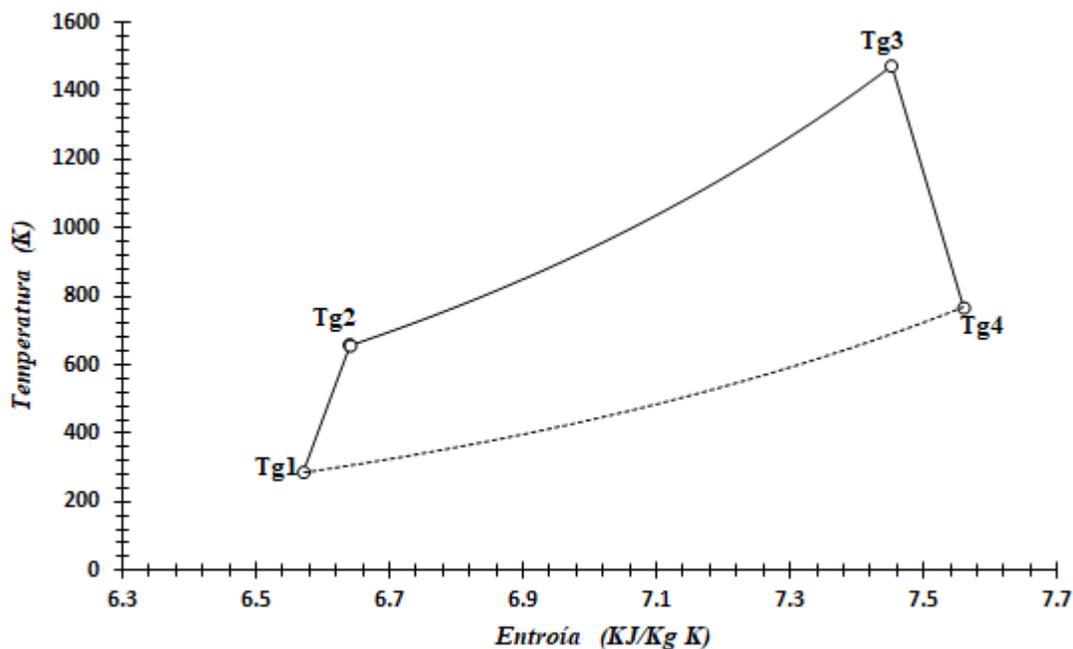
Tg1 a Tg2: Compresión adiabática.

Tg2 a Tg3: Calentamiento a presión constante.

Tg3 a Tg4: Trabajo de expansión adiabática.

Tg4 a Tg1: Cesión de calor adiabático.

En la figura 2.2 se observa el ciclo simple de Brayton abierto, para una turbina de gas de eje único.



5Figura 2.2. Diagrama temperatura entropía del ciclo Brayton.

Esencialmente el procedimiento del ciclo de gas con respecto a su funcionamiento mecánico es de tipo abierto para este caso de estudio, adviértase que existen ciclos de gas regenerativos y con diferentes niveles de postcombustión sea el caso para el requerimiento de este tipo de Turbinas. En la descripción correspondiente a los estados Tg4 a Tg1 representan el rechazo de calor del ciclo, más no un proceso de regresión ya que físicamente es imposible que la entropía regrese a su estado inicial.

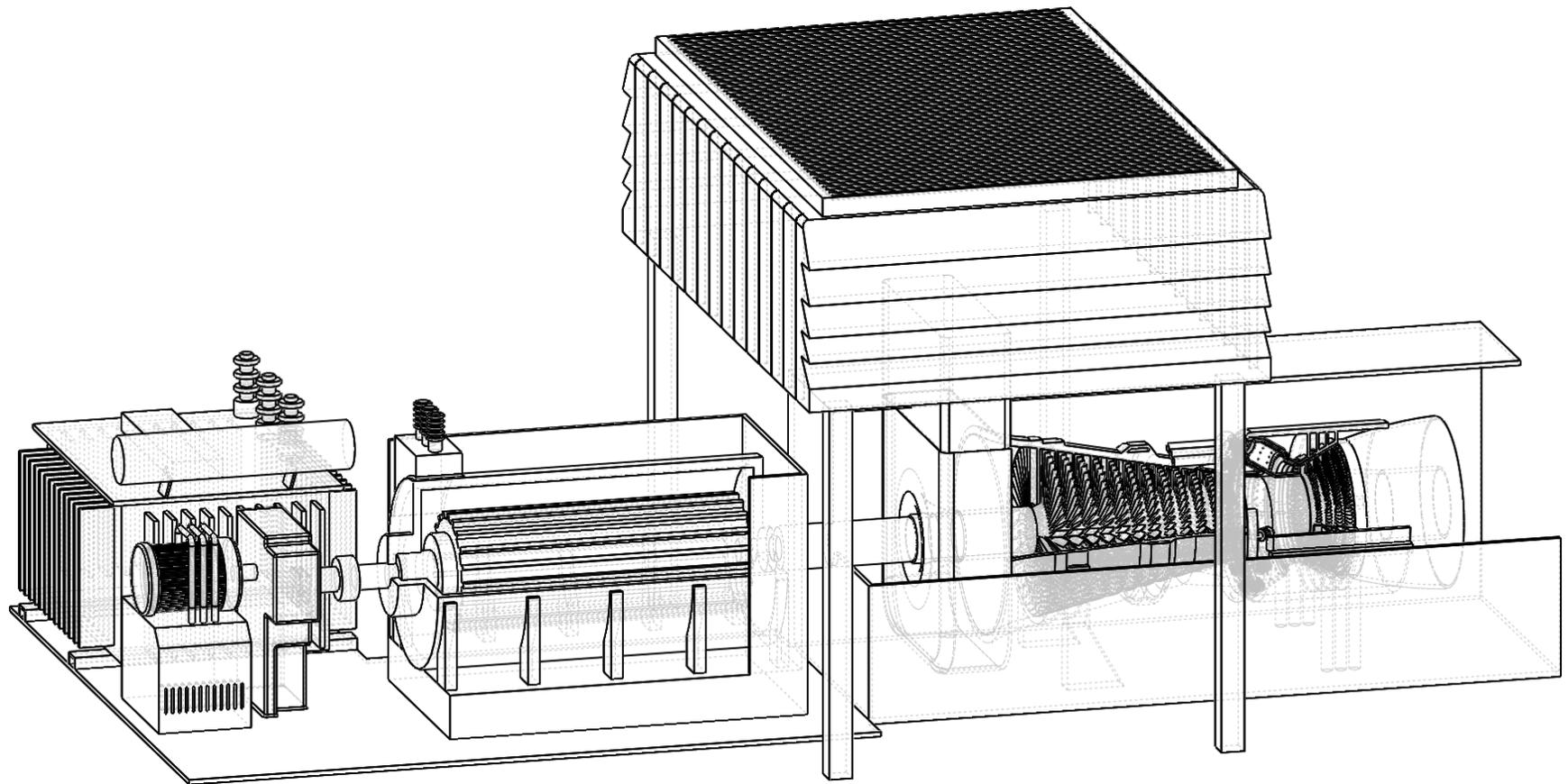
1.2.2. Implementación de la turbina de gas en el ciclo combinado.

Las turbinas de gas industriales tienen un diseño para dar una gran fiabilidad y largo tiempo entre revisiones totales (puesta a cero). Las carcasas y ejes son de gran espesor, por otro lado suelen construirse para grandes tamaños, 100 a 300 MW. Con relaciones de compresión que pueden ir de 1:15 a 1:30. La siguiente figura muestra una turbina de gas industrial con 14 etapas de compresión, además una configuración con cámara de combustión tipo tubular de 10 combustores y una turbina de gas de 4 etapas de expansión. Las turbinas de gas industriales poseen ciertas características técnicas inherentes a su herencia de diseño que ofrecen ventajas operativas y económicas al producto final, además constantemente se hacen avances que mejoran los beneficios de las turbina de gas. Estas turbinas se utilizan en aplicaciones de ciclo simple, para mejorar la potencia, o se integran en cogeneración o en configuraciones de ciclo combinado. Las turbinas están diseñadas para ciclos térmicos frecuentes y pueden operar a una velocidad constante para las aplicaciones de accionamiento del generador, los modelos con disposición de eje concéntrico les facilita la conducción de la carga a donde se acople de cualquier extremo de la flecha de la turbina de gas, además todos los modelos tienen una caja de engranajes de transmisión de accesorios montada en el motor para arrancar la unidad y suministrar energía para los accesorios de demanda crítica. La energía se extrae a través de un eje de transmisión radial en el extremo delantero del compresor, además se suministran engranajes de impulsión para accesorios, que incluyen la bomba de lubricación y el motor de arranque, el control de geometría variable y la bomba de combustible líquido. En todos los modelos de turbinas se extrae una fracción del flujo másico de aire total que entra al compresor para el enfriamiento de la turbina de alta presión, el resto del aire se dirige a la cámara de combustión. Una fracción de aire de enfriamiento se inyecta en el primer escalonamiento de la turbina de alta y por consiguiente otro por ciento en el segundo. Particularmente el movimiento de un fluido a través de una tobera es un aspecto muy importante en el diseño de turbinas. Las toberas tienen dos funciones básicas: dirigir el fluido en la dirección requerida y convertir en energía cinética la energía térmica del fluido. La forma de una turbina de gas es de tobera del lado del compresor y difusor en la turbina de expansión esto es para generar altas presiones que se necesitan y crear una pared de presión que impida que el gas caliente en la expansión salga por la entrada la turbina de gas y por el escape; además de ofrecer la proporción correcta de aire y combustible para una combustión favorables para la cámara de combustión. Todas las turbinas de gas cuentan con sistemas auxiliares para su control, los cuales van a mantenerla estable durante su funcionamiento, además de facilitar el arranque y paro de la unidad; los elementos son los siguientes: [4]

- Recinto de la turbina de gas.
- Turbogenerador eléctrico.
- Cubículo de conexión a tierra.
- Colector.
- Sistema de arranque.
- Control de excitación.
- Transformador para la excitación.
- Conductor fase aislada.
- Interruptor del generador.
- Transformador auxiliar.
- Transformador principal.

- Muro corta fuego.
- Control de motor de medio voltaje patín para el lavado de compresor.
- Ducto entrada de aire.
- Filtro de aire.
- Separador de gas.
- Transición de escape.
- Protección contra fuego en la turbinad expansión.
- Chimenea.
- Enfriador del rotor.
- Patín hidráulico.
- Paquete mecánico.
- Enfriador de aceite lubricante.
- Armario auxiliar generador.
- Patín para aceite de sellos del generador.
- Paquete eléctrico.
- Enfriador.

En la figura 2.3 se observa la turbina de gas con sus componentes auxiliares.



1.2.3. Consideraciones para la puesta en marcha.

Para garantizar el funcionamiento adecuado de la turbina de gas se deben considerar diferentes factores como son:

- Relación de compresión (π_c).
- Eficiencia térmica (η_{TH}).
- Eficiencia isentrópica del compresor (η_{SIC}).
- Eficiencia isentrópica de la turbina de baja presión (η_{SITBP}).
- Eficiencia isentrópica de la turbina de alta presión (η_{SITAP}).
- Coeficiente de pérdida de carga en la cámara de combustión (ϵ_{CC}).
- Fracción del aire total de entrada al compresor sangrado para refrigeración.
- Pérdida de carga en los sistemas de filtración y enfriamiento de aire ($\Delta_{P\text{Filtro}}$).
- Pérdida de carga en caldera de recuperación y conductos de transición ($\Delta_{P\text{Caldera}}$).
- Temperatura a la salida del generador de gas de alta presión.
- Eficiencia mecánica del eje de alta presión (η_m).
- Eficiencia del generador eléctrico (η_{elect}).
- Potencia eléctrica del alternador (W).
- Velocidad de giro de la turbina de baja presión.
- Temperatura ambiente (ISO) 288 (K).
- Presión ambiente (ISO) 1.013 (bar).
- Humedad relativa (ISO). (H). puede rondar en 60%
- $c_{p,a} = 1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$
- $c_{p,g} = 1.3448 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$ (dato obtenido en hoja de cálculo).
- $\text{PCI} = 49672.8289 \frac{\text{kJ}}{\text{kg c}}$ para gas natural (dato obtenido en hoja de cálculo).

Puesta en marcha de la turbina de gas.

- Arranque en frío, esta operación se inicia cuando la turbina ha estado un tiempo mayor a 72 horas sin operar.
- Arranque mayor a 24 horas pero menor a 72 horas, la turbina sigue a temperatura elevada.
- Arranque en menos de 24 horas a partir de la suspensión del trabajo de la turbina, la turbina se encuentra a temperatura para trabajo inmediato.

Antes de la puesta en marcha de una turbina de gas se tienen que verificar los siguientes puntos:

- Verificar que las señales sean correctas de los diferentes componentes externos a la máquina.

- Cubiertas, paneles o tableros deben estar asegurados.
- Todas las herramientas, equipo de prueba y objetos sueltos ajenos al equipo deben ser removidos del área donde se encuentra la turbina.
- Revisión de todos los motores de las bombas para que giren libremente antes de encender.
- Todos los tanques, sumideros y bombas deben tener los niveles de fluido apropiados para el arranque de la unidad.

Los instrumentos para la medición de los parámetros del sistema de supervisión de las turbinas de gas se utilizan para monitorear aquellas variables que, debido a su importancia o estado crítico, se requieren tener en constante vigilancia para evitar daños parciales o totales de la turbina de gas [1]. Las variables de la turbina de gas a tener en cuenta son las siguientes:

- Vibraciones, drenes y metales de chumaceras.
- Temperaturas de escape.
- Control de emisiones.
- Temperaturas de escape en los álabes finales.
- Retroceso en la flama.
- Quemadores activos.
- Cavidades de disco, IGV's, enfriamiento del rotor y válvulas de sangrado.
- Presión de gas a la entrada de la turbina.
- Sistema de enfriamiento en funcionamiento.
- Sistema de lubricación operativo.

Continuando con la inspección, se debe verificar los parámetros de presión en la admisión como en la salida del compresor y de igual forma la temperatura del lubricante. Se sabe que al momento de poner en marcha la turbina de gas es necesario un equipo externo (generador eléctrico o un motor alternativo) que proporcione el impulso necesario para poner en funcionamiento la turbina de gas, inicialmente la turbomáquina debe girar durante un tiempo prolongado esto dependiendo del tipo de arranque que se disponga.

Estas medidas de seguridad se realizan para evitar deformaciones en el eje debido al efecto de la temperatura como el peso del mismo. Si todos los sistemas están funcionando correctamente se inicia la aceleración de la turbina de gas. Para conseguir que arranque sin variaciones importantes, el equipo utiliza un variador de frecuencia, que controla la velocidad del generador en ciertos intervalos de tiempo, permitiéndolo hacer de forma muy precisa. En primer lugar se realiza un barrido de gases, para asegurar que no haya ninguna bolsa de gas en el interior de la turbina.

Durante esta inspección la turbina se encuentra girando a 500 r.p.m. durante 10 minutos, tiempo que tarda la revisión de los sistemas. Después de que se haya completado el barrido de gases, la turbina comenzara a incrementar su velocidad; en este proceso pasara por puntos de velocidades críticas, en las que el nivel de vibraciones en los cojinetes aumenta considerablemente; en estas velocidades críticas el gradiente de aceleración se aumenta para reducir el tiempo de estancia [1]. Al 50% de su velocidad comienza a entrar gas a los quemadores, posteriormente se da paso al aire para que se mezclen, inmediatamente una chispa producida por una bujía da inicio a la ignición en cada uno de

los quemadores; asimismo la cámara de combustión está equipada con varios detectores de llama, lo que permite detectar la ignición en los quemadores, de no detectar ignición pasados algunos segundos, se abortará la maniobra de arranque, y será necesario hacer un barrido de gases y comenzar de nuevo. La energía de corriente alterna (CA), que normalmente es una corriente comercial se requiere para determinadas funciones como iluminación y calefacción, así como para fines de mantenimiento mientras el generador de la turbina no está en funcionamiento.

Para suministrar energía de (CA) para necesidades de potencia específicas durante el tiempo fuera de servicio de la máquina, o para la preparación del arranque, llevar a cabo las partes aplicables del siguiente procedimiento.

- En el momento de arranque no se deben de llevar a cabo tareas de reparación en circuitos conectados en los sistemas eléctricos.
- Comprobar que los niveles de aceite estén correctos en los depósitos de la turbina y del generador.
- Se debe de cerrar el interruptor que suministra la energía de C.A. al bus (el bus es un sistema digital para transferir datos) de cogeneración.
- El interruptor principal se debe de encender.

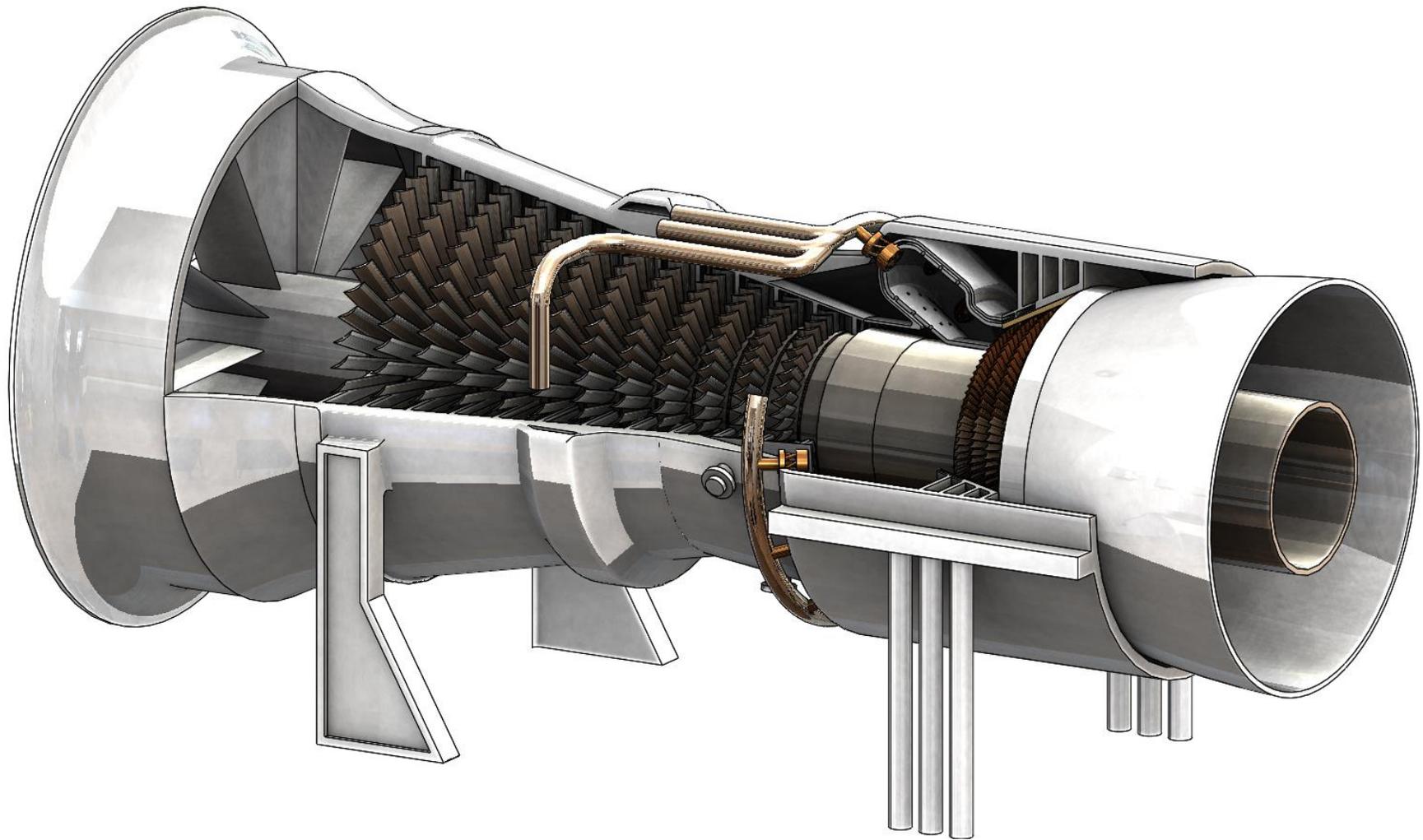
Inspecciones previas al arranque.

- Este procedimiento consiste en inspeccionar si es necesario realizar correcciones mecánicas para garantizar que los equipos estén en condiciones seguras para su arranque.
- Todas las puertas de la casa de filtros están perfectamente cerradas.
- La temperatura de los aceites deben de estar a 21 °C.

Debido a las variaciones en el funcionamiento, así como diferencias en las lecturas por el hardware esto es por el hecho de que no hay lecturas registradas.

Por lo que el equipo debe supervisarse durante los primeros 90 días.

El arranque de la turbina de gas se realiza primera antes de iniciar la caldera, esto es posible gracias a que entre estos dos elementos existe una compuerta derivadora que independiza los ciclos térmicos.



6Figura 2.4. Turbina de gas de ciclo simple de un solo eje.

1.3. Sistemas complementarios.

1.3.1. Casa de filtros.

La sección de filtros es donde se inicia el proceso del ciclo de la turbina de gas, en este elemento se produce el ingreso de aire debido a la succión del compresor; evidentemente al ser una maquina sensible y susceptible a las variaciones de carga el aire debe de estar completamente limpio, de lo contrario se producirían daños en los álabes del compresor y en las cámaras de combustión. La casa de filtros está situada por encima de la turbina de gas, colocada en el recinto de la misma. En la casa de filtros se tienen etapas de elementos filtrantes, en principio se encuentran mamparas contra lluvia, enseguida se dispone de una malla para evitar el ingreso de aves y basura, así mismo en las siguientes etapas de filtrado se encuentra una sección de filtros para partículas como arena y minerales, en una siguiente columna se encuentra un filtro para partículas de entre 10 y 20 μm .

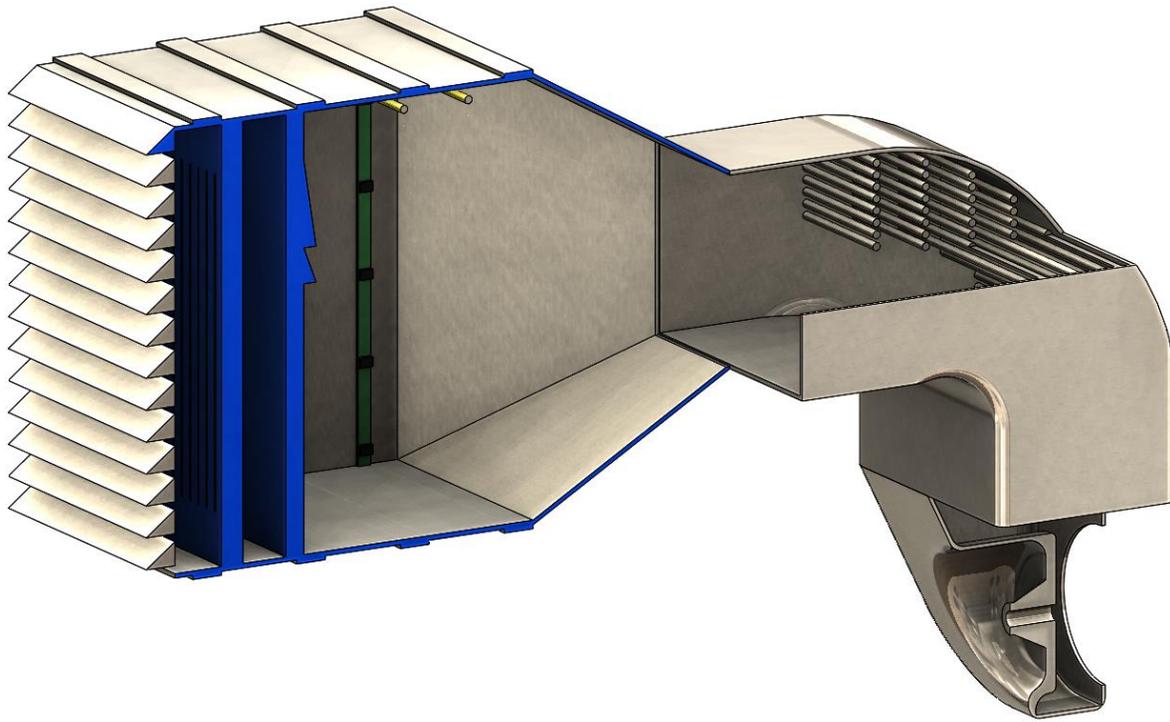
Este sistema de purificación es estático y consta de dos etapas filtrantes en su interior los cuales son pre filtros y filtros finales; en el interior de este equipo están integrados sensores que miden la caída de presión del aire, lo que indica que existe una importante acumulación de basura, debido a esto se debe de optar por reemplazarlos o limpiarlos, es importante tener en cuenta que la caída de presión no debe sobrepasar las 4" H₂O [4].

Normalmente las mamparas a la entrada están construidas en acero inoxidable, asimismo la malla está montada en la apertura de la caja de filtro, los filtros protectores se utilizan para ampliar la vida útil del filtro de barrera. Es importante mencionar los elementos que componen la casa de filtros debido a que no solo se deben de filtrar las partículas ajenas al flujo de aire, si no también controlar su comportamiento antes de ingresar al compresor; en tal sentido se tiene eliminadores de gotas en suspensión, que son separadores de humedad diseñados para eliminar el agua del flujo de aire. El múltiple de entrada forma la transición desde el conducto de admisión a la entrada del compresor en forma de campana de 360°. Este forma un pasaje uniforme para que el aire fluya hacia el compresor. El múltiple de entrada también incluye conexiones para las toberas de lavado del compresor [4]. Una vez que el aire limpio sale de la casa de filtros, entra a un conducto en el cuál se encuentra un silenciador. La reducción de ruido se logra en esta sección al pasar el aire por un conjunto de deflectores silenciadores. [4].

En los sistemas de filtración existen rociadores de agua para disminuir la temperatura del aire en caso de existir un incremento en las condiciones atmosféricas, además de contar con inyectores de agua en las columnas de pre filtros para la limpieza periódica de partículas externas. Es importante mantener la temperatura del aire lo más baja posible antes de la entrada al compresor para garantizar una potencia optima; esto se debe a que la potencia depende de la temperatura del aire; si esta temperatura ambiental incrementa, su densidad disminuye debido a una mayor interacción molecular; claramente el compresor está diseñado (de acuerdo al número de etapas) para admitir un flujo másico fijo; sin embargo en la realidad este parámetro tendera a fluctuar, ocasionando variaciones en la turbina; evidentemente no es posible controlar las condiciones climáticas, sin embargo se puede tratar de revertir sus efectos a través de los elementos que conforman la sección de filtros.

En estos equipos la influencia de la presión y la humedad relativa agregan un factor más a controlar, de tal manera que al exigir a la turbina que mantenga la potencia existirán desgastes prematuros en el equipo, implicando costos de mantenimiento fuera del programa; sin embargo la ventaja de operar turbinas de uso pesado es la alta resistencia que presentan a estos cambios.

Ventajosamente se puede implementar diferentes métodos de enfriamiento en el aire de admisión, con la finalidad de optimizar este proceso, en la Figura 2.5 se observa la casa de filtros.



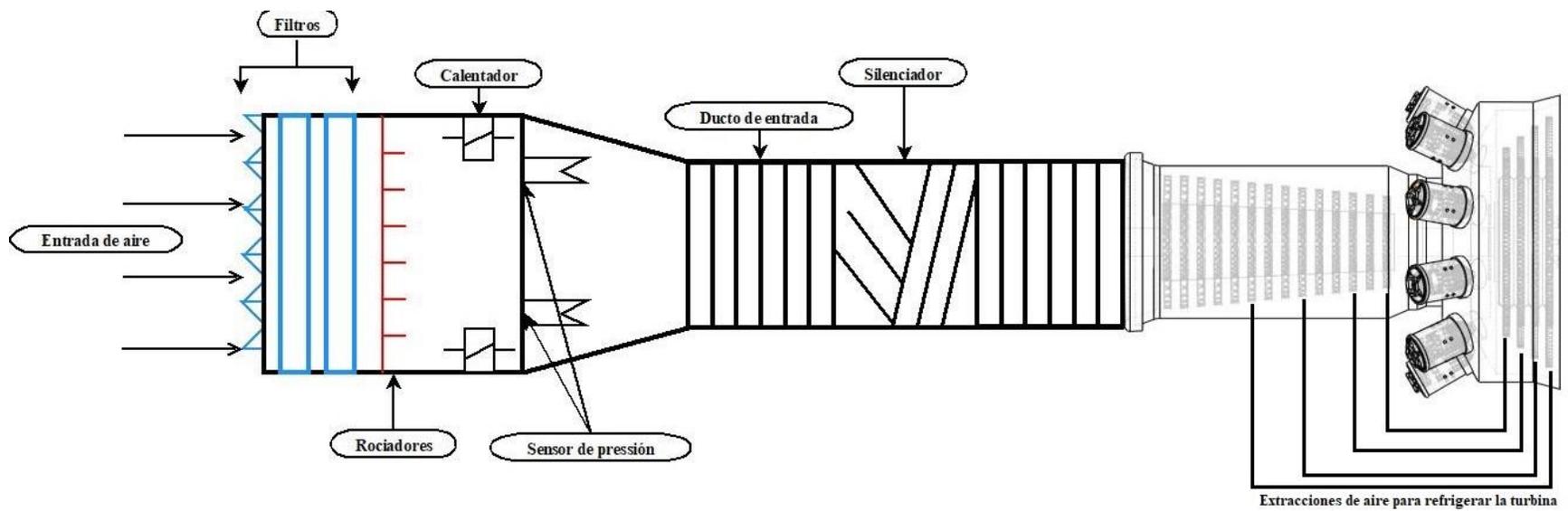
7Figura 2.5. Vista seccionada de la casa de filtros.

El sistema de tratamiento de aire está conformado por los siguientes elementos:

- Filtros de entrada: Encargados de limpiar las impurezas del aire.
- Ducto de entrada: es la sección que conecta la casa de filtros con el compresor, se encarga de dirigir el flujo de aire hacia el bastidor frontal de la turbina de gas.
- Silenciador: reduce el ruido debido a la turbulencia generada por la succión del compresor, además de evitar vibraciones en el ducto gracias a los deflectores que evitan la resonancia.
- Sistema de enfriamiento: el sistema de enfriamiento se encarga de reducir la temperatura del aire a la entrada cuando se encuentran por encima del punto óptimo, en las centrales de ciclo combinado es importante mantener la potencia de la turbina estable por lo que los sistemas de enfriamiento deben mantener este punto resguardado; existen diferentes tecnologías de enfriamiento como se muestra a continuación.

- Sistema de enfriamiento por medio de agua pulverizada.
- Sistema de rocío a presión (foggin) el cual es capaz de suministrar un flujo volumétrico de 90 l/s
- Sistema de compresión húmeda: consiste en agregar un exceso de niebla hacia el compresor donde hará su proceso de evaporación, de manera que el agua en exceso se vaya evaporando a medida que se va comprimiendo la corriente; al producirse una compresión con refrigeración intermedia, el trabajo de compresión se reduce significativamente, dando lugar a un aumento de la potencia bruta de la turbina gas [5]
- Sistema de producción en frío: son utilizados en turbinas de gas aeroderivadas debido a la capacidad que tiene para enfriar debajo de la temperatura de bulbo húmedo, evitando precipitación que dañen el compresor [5].
- Refrigeración por compresión mecánica: se puede aplicar la tecnología principalmente a plantas de ciclo combinado, las cuales son las de mayor demanda de energía eléctrica.

En la Figura 2.6 se presenta el diagrama del sistema de admisión de aire con los elementos principales descritos.

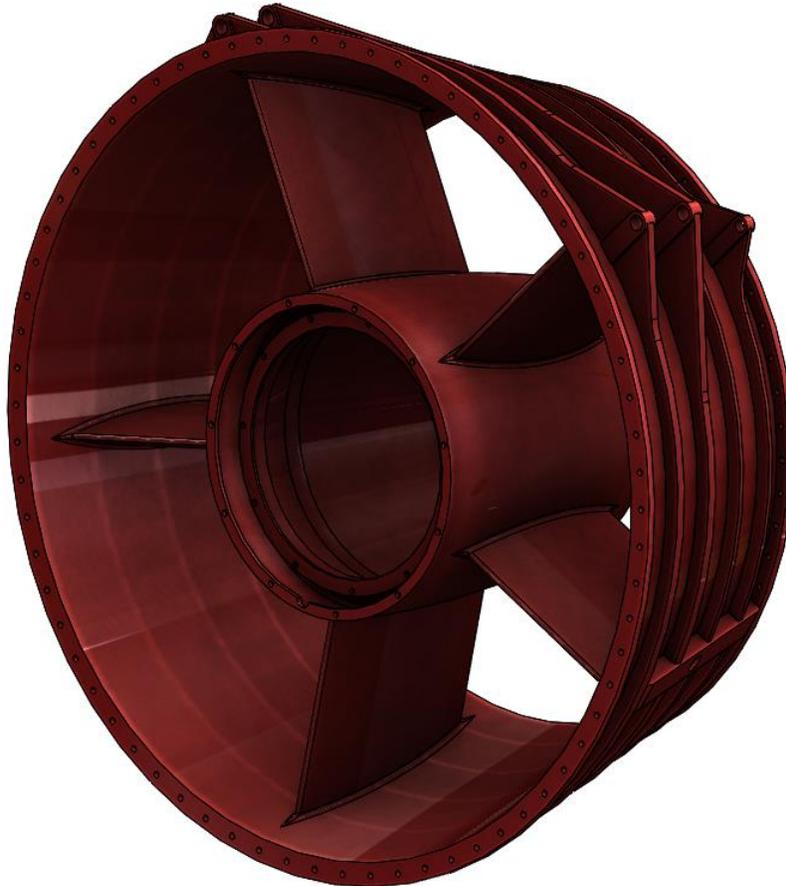


8Figura 2.6. Diagrama esquemático del sistema de aire de admisión.

1.3.2. Componentes que constituyen la turbina de gas.

Posterior al acondicionamiento del aire se encuentra el compresor, la cámara de combustión y la propia turbina de gas, elementos que conforman el cuerpo de potencia.

La turbina de gas cuenta con un bastidor frontal el cual se encarga de dirigir el flujo de aire hacia la primer etapa de compresión, es conveniente que el aire ingrese con la mínima turbulencia posible con el fin de evitar un flujo no uniforme en la periferia del compresor, esto se logra a través de puntales dispuestos en el interior como se muestra en la Figura 2.7.



9Figura 2.7. Bastidor frontal del compresor.

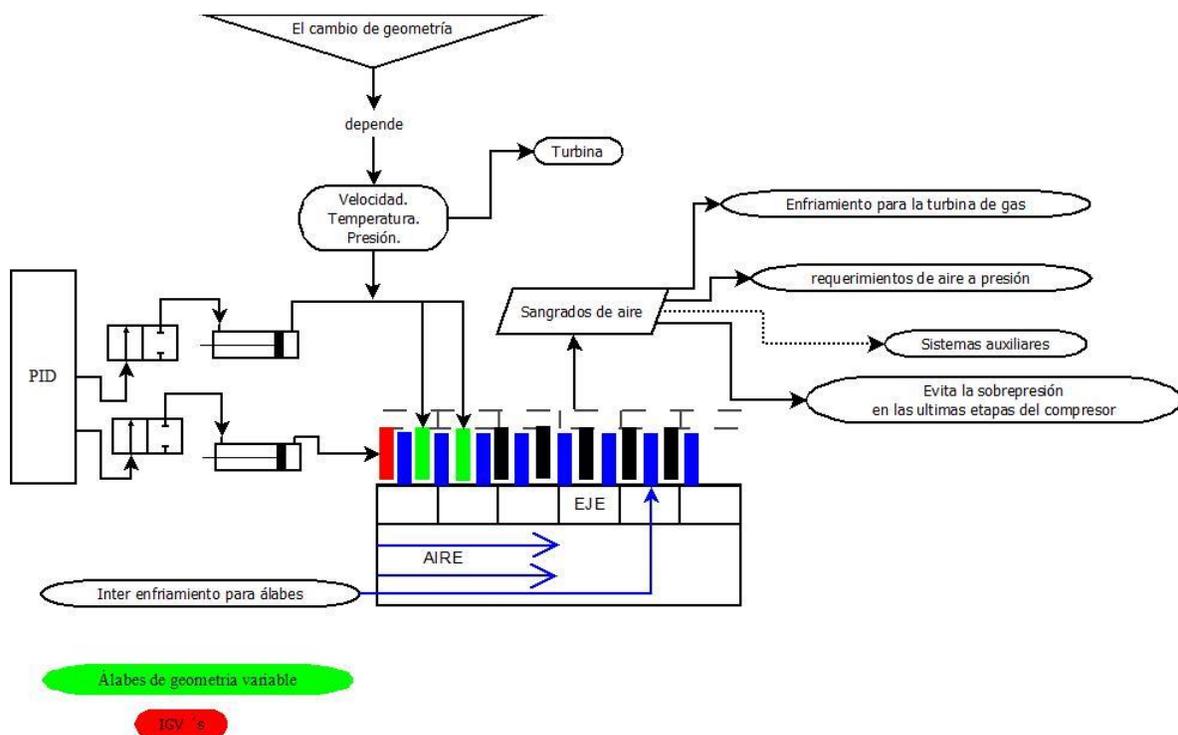
El segundo objetivo del bastidor frontal es soportar el cojinete donde descansa el extremo del eje al compresor; asimismo la lubricación del cojinete se realiza a través de un puntal que dirige el aceite hacia el mismo. Un siguiente puntal proveerá aire proveniente del flujo de entrada al interior del eje del compresor para enfriarlo.

1.3.2.1. Compresor.

El compresor es el elemento encargado de incrementar la presión del aire hasta el punto de trabajo para mezclarse con el combustible, de la cual la temperatura también sufre un incremento; esta

operación es posible gracias al diseño del equipo y a la geometría de los álabes en cuestión, el aire fluye a la largo del eje de rotación por lo tanto estamos hablando de un compresor de tipo axial. La implementación de este tipo de diseño se debe a la gran capacidad de elevación de presión en comparación con equipos de tipo alternativo o centrífugo.

En primera instancia el aire pasa por los álabes direccionales llamados IGV's dirigiendo el fluido a la primer hilera de álabes y así mejorar la aceleración de la primer etapa de álabes giratorios al añadirse energía y la compresión del compresor durante la puesta en marcha así como paro del equipo; las válvulas de sangrado y los IGV's limitan el flujo de aire y controlan la presión mediante la indicación de efecto de sobrevelocidad en la flecha; en su posición de cierre total los IGV's se encuentran en un ángulo de 53° con respecto al eje perpendicular de la máquina y en apertura total describen un ángulo de -2°; la apertura de los IGV's será realizada por un sistema de control PID a través de actuadores hidráulicos, en la Figura 2.8 se muestra un diagrama del control de los álabes móviles y los IGV's.

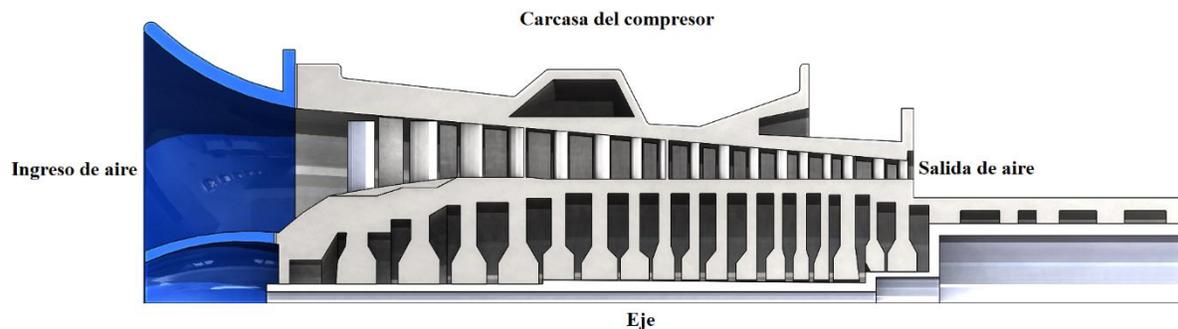


10Figura 2.8. Diagrama esquemático del control de los álabes móviles e IGV's.

Después de la sección de los IGV's se encuentran etapas estatoras de álabes móviles del cual el número de escalonamientos dependerá de la potencia de la turbina; la geometría del área entre los álabes móviles será determinada por la velocidad de rotación del eje, la temperatura y la presión total en las últimas etapas, guiado por sensores que mandan la señal al controlador y este a su vez al actuador. Los escalonamientos se dividen entre discos de álabes giratorios y álabes de geometría fija intercalados entre sí; en la zona de álabes estatoras el comportamiento es de forma divergente lo que permite aumentar la presión estática a la vez que se reduce la velocidad del aire, en la siguiente etapa

de disco giratorio se genera el impulso del aire mediante su aceleración generando un incremento en la presión total, sucesivamente cada fase incrementa la presión y la velocidad del aire hasta alcanzar la condición óptima para la combustión. Como se puede apreciar en la Figura 2.8 las primeras etapas de álabes estatores tiene la particularidad de variar su divergencia con el objetivo de regular la presión y velocidad de salida del compresor. En los compresores se realiza extracciones de aire para enfriar de forma interna los álabes de las primeras etapas de la turbina de gas a través de válvulas de sangrado correspondientes a baja y alta presión, estas válvulas tipo mariposa operadas neumáticamente y actuadas por solenoide, deben estar abiertas antes del arranque y cerca de la velocidad de sincronización [4]. En el arranque de la turbina de gas es posible que se genere una sobrepresión en la descarga del compresor, esto significa que la presión al final de las etapas es inferior al de las primarias, lo cual ocasiona una aceleración en el flujo impidiendo además la correcta formación de la combustión; esta compresión deficiente provocara un trabajo excesivo a los primeros álabes haciendo deficiente el proceso de compresión de ahí la importancia de un correcto sangrado en el arranque de la turbina de gas.

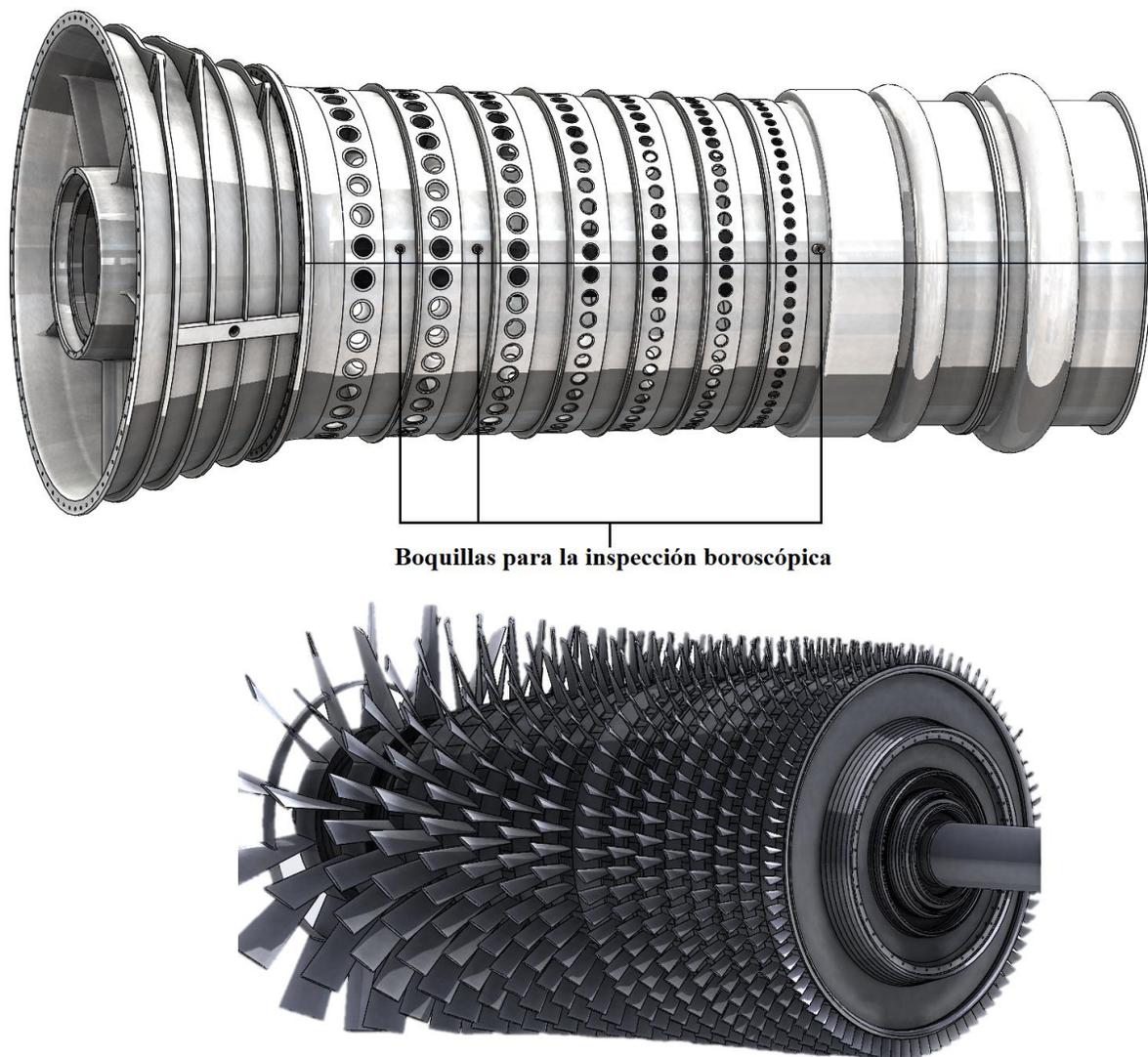
La geometría de diseño del compresor atiende la función de una tobera convergente con la finalidad de acelerar el aire, como se observa en la figura 2.9.



11Figura 2.9. Sección transversal de un compresor.

Al igual que cualquier máquina, un compresor presenta ventajas y desventajas frente a otros equipos que tiene el mismo objetivo; una ventaja, como ya se había mencionado anteriormente es la capacidad de tener una relación de compresión más alta así como mejor eficiencia térmica, así mismo una desventaja importante es el alto costo de fabricación debido a sus dimensiones. Se revisó que la temperatura del aire que ingresa mientras más baja sea habrá un mejor desarrollo de potencia sin embargo el efecto de incrementar la presión automáticamente la temperatura aumenta, debido a que parte de la energía mecánica se convierte en calor. El diseño de los compresores de tipo axial representa un reto importante debido a la aerodinámica del cuerpo y de los álabes en torsión. El ángulo de desviación en los álabes debe ser lo más pequeño posible para favorecer al rendimiento de la máquina, en el diseño este ángulo no debe ser superior a 45° [2]; un problema que presenta la compresión de los escalones es que la diferencia entálpica entre estos es muy pequeña; para incrementarlo se debe de aumentar la velocidad periférica, siendo por parte del ingreso del fluido o por la geometría del álabes; sin embargo estos parámetros se encuentran limitados en su diseño; a razón de que un salto entálpico sea pequeño la relación de compresión igualmente será pequeño, el orden de compresión por escalonamiento es de 1.15 a 1.35 [6], esto se resuelve añadiendo etapas de

compresión consecutivas al eje de rotación. El diseño del compresor permite crear una pared de presión que impida que el gas caliente en expansión salga por la entrada del motor y por el escape; en este mismo contexto debe ofrecer la proporción correcta de aire para la mezcla con el combustible facilitando una combustión y refrigerado eficiente a la cámara de combustión [7]. Es posible que se generen pérdidas en el compresor debido a una superficie de álabe alterada (partículas de suciedad y corrosión) generando una pérdida de presión en la superficie por turbulencia; debido a que cada escalonamiento genera la misma proporción de presión, estas pérdidas en las etapas suministrarán más aire del que puede admitir cada escalonamiento generando una obstrucción a la descarga del aire ocasionando un paro no programado en la turbomáquina. En todos los modelos existen boquillas en el estator del compresor para el monitoreo del fluido a lo largo del recorrido para este monitoreo se introduce un boroscopio que toma los datos del fluido. Los álabes variables son accionados por palancas maestras de control, estas se encuentran a cada lado de la carcasa y son accionados por un actuador hidráulico [4]. En la Figura 2.10 se observa la carcasa del compresor y el tambor del compresor.



12Figura 2.10. Esquema de la carcasa de compresor en la parte superior y el tambor en la parte inferior.

Las condiciones de operación a tener en cuenta en un compresor dependen de las características del gas que va comprimir, el gasto volumétrico y el gradiente de presión que se desea alcanzar, así como la temperatura del gas al final de la compresión; estos valores tienen límites de rango muy amplios debido a su ritmo de trabajo; como la demanda de la carga de trabajo es muy cambiante se construyen diferentes tipos de compresores que satisfagan la demanda al propósito que tienen. Entonces los parámetros fundamentales en el diseño serán; el diámetro de referencia, velocidad de giro y el número de escalonamientos.

Debido a la precisión en el diseño de los elementos en la turbina de gas y a las altas velocidades de rotación; un mal funcionamiento en sus componentes provocara daños graves en el sistema. Estos problemas se presentan mayormente en los equipos que se encuentran en ambientes corrosivos, ya sea en la turbina de gas debido a las temperaturas tan altas y a los gradientes de presión elevados, así como en el compresor debido a ensuciamiento y corrosión, por tal motivo se han realizado estudios con el objetivo de prevenir fallas mediante la optimización del diseño en la máquina y sus materiales, así como de una mejor programación en sus mantenimientos predictivos.

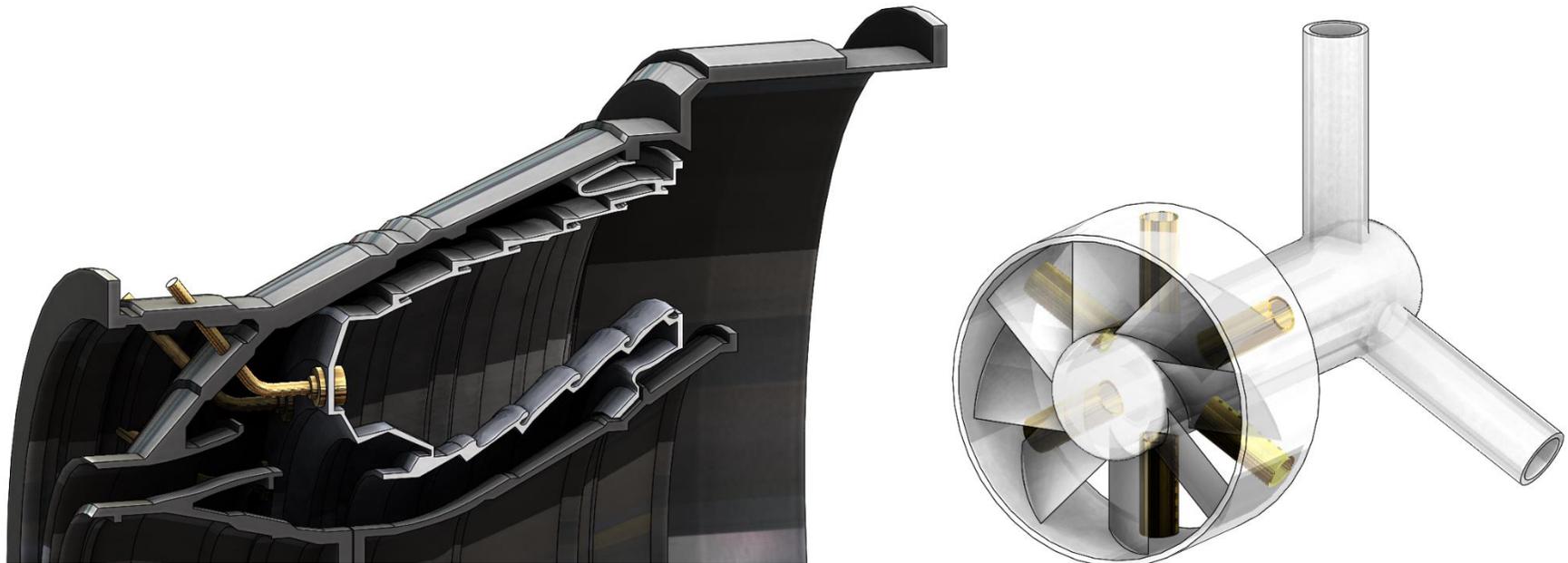
A razón de las bajas presiones entre las etapas de compresión o la superficie del álabe alterada ocasiona una descompensación en los discos dando lugar a vibraciones que termina por dejar inservible la turbina de gas. El estudio de las fallas en los compresores revelara diferentes puntos donde el material haya cedido, del cual puede ir desde una fisura menor, así como la torsión de álabes hasta una rotura mayor en los mismo y de los discos; a través de estudios de microfractografía es posible determinar el tipo de sedancia que sufrió el material así como determinar la causa. El conocimiento que implica el desarrollo de estas máquinas no es dependiente únicamente de este escenario, se requiere estar preparado con este factor en la práctica para poder realizar un correcto mantenimiento y aún más en ese sentido una reparación debido a los diferentes escenarios que ocasionan las fallas.

1.3.2.2. Cámara de combustión.

La cámara de combustión se encuentra alojada entre el compresor y la turbina de gas, este elemento es indispensable que soporte altas temperaturas así como la energía cinética provocada en su interior, la cámara se compone de un elemento externo que la envuelve y el cuerpo de la misma está formado por diferentes lamidos empalmados entre sí.

En el interior de la cámara de combustión es donde se produce la generación de gases a alta temperatura para impulsar la turbina de gas; en el arranque ya alcanzada la velocidad de sustentación del eje en la turbina se inyecta combustible a alta presión para mezclarse con el aire que previamente ha sido añadido para dar lugar a la combustión; este proceso es posible gracias a la mezcla química de ambas sustancias, el oxidante en esta combinación es el aire atmosférico; para producir la energía se requiere de una chispa que inicie la reacción la cual está provista en una bobina que conduce una corriente eléctrica de alta tensión. La flama producida al interior de la cámara de combustión tiene una temperatura adiabática de presión constante resultado de la misma forma al quemar el combustible, por lo que el combustible necesita ingresar a la misma presión que el aire para evitar la desestabilización de la flama; la temperatura aproximada es de 2404.36°C ; esta temperatura se mantiene constante debido a los elementos comburentes que conforman el gas natural que son el metano, etano y propano. Existe una relación entre la variación de la temperatura con respecto a la relación de compresión, en tal sentido el incremento de la presión para la cámara de combustión implicaría una disminución de temperatura, si se pretende mantener la temperatura de gases a la salida constante en consecuencia habrá un incremento en el flujo de combustible y un exceso de aire mayor. La disociación, la combustión incompleta, la radiación y el exceso de aire, reducen la temperatura de la flama [3].

El diseño de la cámara de combustión debe conseguir objetivos específicos para un correcto desempeño; el primero es asegurar la estabilidad de flama adiabática, además reducir la temperatura de los gases de combustión antes de incidir sobre la superficie del material de los álabes de la primera etapa en la turbina de expansión. La velocidad del aire al ingresar a la cámara de combustión debe ser tal que se pueda asegurar el auto sustentación de la flama; velocidades muy bajas no permiten que se sostenga la combustión, por el contrario altas velocidades impiden la formación correcta respondiendo con pulsaciones de ignición sin encender. La solución a este inconveniente es creando una zona de baja velocidad, en la que además exista una recirculación que asegure su estabilidad y su auto sustentación; esto se consigue mediante deflectores que permitan una distribución homogénea, también mediante venas que produzcan un torbellino en el aire de entrada por los orificios del quemador y así mismo en orificios puestos en el cuerpo de la cámara de combustión; la combinación de estos flujos ayudan a la correcta formación de la combustión, en la Figura 2.11 se observa la sección de cámara de combustión y su quemador.



13Figura 2.11. Sección de cámara de combustión con quemador.

En la cámara de combustión existen tres zonas de ingreso de aire primario, secundario y terciario, en la zona primaria se mezcla el aire y el combustible, preparando al combustible para que pueda quemarse de manera rápida y en su totalidad; en la zona secundaria se termina de completar la combustión y por efecto de la alta energía cinética se genera un arrastre del aire que circula por el exterior del combustor hacia el interior disminuyendo la temperatura del gas; finalmente en la zona terciaria el aire debe diluirse con los gases de la combustión con el objetivo de reducir aún más la temperatura del gas, esta zona es clave debido a que la mezcla de los gases debe ser homogénea con el fin de conseguir una distribución de temperatura adecuada para los materiales de los álabes de la turbina de gas.

El tamaño de la cámara de combustión está determinado por la relación combustible-aire, el flujo másico del aire y el poder calorífico del combustible; esto quiere decir que mientras más grande sea el volumen de la cámara será más fácil generar un salto de presión y una reducción de temperaturas, además de un rendimiento más alto [3] sin embargo tomara más tiempo el proceso de la mezcla de los gases; además la influencia de la presión con respecto a la velocidad con que se realiza la reacción química sin embargo este factor no afecta a la velocidad de combustión.

La forma de mezclado se puede realizar en la zona de combustión y la otra es pre mezclar antes del ingreso al combustor mediante un sistema de premezclado. El motivo por el cual la cámara de combustión es eficiente es por realizarla de manera continua la minimización los gases de hidrocarburos no quemados, propios de una combustión incompleta. Esencialmente las turbinas de gas han evolucionado para evitar lo más posible el impacto ambiental mediante la disminución de gases contaminantes no quemados; una de las alternativas antes mencionada es la implementación de sistemas de postcombustión en la caldera de recuperación de calor; sin embargo esta adaptación tiene un impacto directo con el comportamiento del ciclo de vapor; en el caso de la cámara de combustión convencional donde la mezcla se realiza en la zona de combustión generando temperaturas más altas en la zona de flama; así mismo reducir la temperatura en esta sección se consigue con el sistema de premezclado empobreciendo la estequiometría de los gases.

El otro componente importante de las emisiones de óxidos de nitrógeno no está relacionado con la eficiencia de combustión, pero si estrictamente con los niveles de temperatura en la llama y la cantidad de nitrógeno en el combustible. La solución a las emisiones de NO_x, por tanto, radica en la reducción de la temperatura de la llama [8].

Los parámetros de restricción para la operación de la cámara de combustión dictan una correcta estabilidad; significa que la flama debe exhibir una velocidad de combustión igual a la velocidad del flujo de gases, de no ser así se apagaría la flama. Por otro lado la energía liberada en la llama puede amplificar o amortiguar las ondas de presión, esto se refiere a que las oscilaciones del combustible son el resultado de la resonancia entre las ondas de calor y de presión [8]. Se debe de tomar en cuenta que los óxidos de nitrógeno se forman la zona caliente del combustor; en este mismo contexto el monóxido de carbono que no se alcanza a quemar resulta de zonas con temperaturas bajas.

Un efecto contraproducente que se genera en la cámara de combustión debida al premezclado de los gases es la generación de oscilaciones debido a la presión y temperatura al interior; asimismo el caudal de aire y combustible que pasan a través de las boquillas dependen de estas mismas variaciones. Evidentemente la cámara de combustión no es un equipo que se encuentre en movimiento, sin embargo los grandes esfuerzos térmicos y de presión a los que está sujeta debilitan gradualmente su composición estructural; esta es la razón por la que se fabrica en materiales refractarios resistentes a altas temperaturas y construida en una carcasa exterior que resiste las presiones.

Las inspecciones a los componentes de la cámara de combustión dependen del fabricante, pero esta condición puede presentarse aproximadamente cada 16,000 horas o 1.8 años; se puede producir corrosión así como agrietamiento por el fallo del material en las boquillas. Se espera que los equipos de combustión resistan las condiciones de aceleración y desaceleración del aire y altas temperaturas así como altas presiones además de variaciones en el combustible y aire; como tal, incluso en condiciones normales de trabajo, existen numerosos factores que podrían resultar en la degradación del rendimiento de estas piezas en forma de erosión, corrosión, fractura, oxidación en caliente [9], la contaminación del aire comprimido y las tensiones térmicas la detección de materiales se realiza a partir de una prueba de estereomicroscopía, el análisis para determinar el origen de la fatiga es a través de espectroscopia de dispersión de energía. Datos obtenidos de un proceso de inspección en combustores revela que no siempre la fatiga térmica se produce en el arranqué o paro de la turbina de gas [9].

La temperatura a la salida de los gases de combustión pueden revelar si existe algún problema en la combustión, estas mediciones se realizan con termopares de escape puestos en la salida entre la cámara de combustión y la entrada a la turbina de gas. El rango de temperatura en el arranque de la turbina es aproximadamente de 649 °C; las posibles causas de altas temperaturas pueden ser; deficiencia en la combustión, álabes dañados o desgastados, posible fuego en el ducto de escape, problemas con el sistema de control de los IGV's; además la sobrecarga de la turbina puede ser que afecte las temperaturas debida a un mal ajuste del sistema de control de temperaturas. Los termopares mandan la señal al centro de control donde se verifica que no haya variaciones de temperatura muy grandes.

En el cuerpo de turbina se colocan dos termopares en diferente lugar del cuerpo de combustión (el número de los termopares serán dependiendo de la cantidad de quemadores), cuando la diferencia de temperatura entre cada termopar de retroceso de flama, temperatura de carcasa del combustor es mayor a cierto valor fijado a un número de revoluciones.

A continuación se muestran los posibles valores de alarma para una diferencia de temperatura grande que indica posible fallo en la cámara de combustión [4]:

- $T > 50 \text{ °C}$ = alarma.
- $T > 72 \text{ °C}$ = Descarga instantánea.
- $T > 195 \text{ °C}$ = y velocidad entre 1000 y 1500 R.P.M. = Disparo en la ignición.

1.1.3. Selección de arranque.

Existen condiciones en el generador de vapor que permiten incrementar la potencia en la turbina de vapor de manera que pueden contemplarse dos propuestas; la primera es recuperación de calor con postcombustión y la segunda es para sistemas de reciclado de ciclo Rankine, esto quiere decir que necesita combustible adicional de los gases provenientes de la turbina de gas para aumentar la generación de vapor; en consecuencia la turbina de vapor es de mayor potencial mecánico que la de gas. Es importante señalar que la potencia de la turbina de gas se condiciona con el avance tecnológico en sus componentes, además es la que en gran parte determina la capacidad del ciclo combinado, sin embargo el rendimiento de la turbina de gas es menor con respecto a los ciclos que funcionan con carbón cuando operan a cargas parciales [10].

No obstante también las condiciones propias de la caldera de recuperación de calor (HRSG) establecen que tan alto puede ser la eficiencia térmica. Un ciclo combinado opera de manera eficiente bajo ciertas condiciones restrictivas que son impuestas, sin embargo el lograr que se efectúe su desempeño de manera ideal-en condiciones de laboratorio- es imposible debido a que las condiciones ambientales no son un parámetro controlable, esto implica que nunca se comportara a manera de que se obtenga la mejor potencia requerida para los turbogrupos, estas variaciones son; humedad, presión, temperatura, lluvia y vientos acelerados (donde las velocidades y dirección del viento fluctúan de manera imprevista) si bien, existen formas de atenuar estas condiciones climáticas el grado de afectación siempre estará presente en las máquinas. En la turbina de vapor el incremento de la temperatura ambiente afecta sensiblemente a la presión de condensación, viéndose reflejada la reducción de su rendimiento, esta característica del condensador dependerá de la disposición del sistema de enfriamiento, entonces el incremento de temperatura repercute más en la turbina de vapor que en la de gas.

La implementación de un ciclo combinado se realiza por secciones, las cuales se instalan periódicamente para amortizar los costos de instalación, así mismo se comienza instalando el módulo de turbina de gas para comenzar a generar electricidad, ahora bien cuando se tiene listo el módulo de vapor se integra al sistema de gas para comenzar a trabajar en conjunto. Para asegurar un correcto funcionamiento de un ciclo combinado se debe de iniciar con un punto clave, el cual se refleja en el proceso de arranque, esto se debe a que en este procedimiento se acotan numerosas características de las que va a depender el menor porcentaje de pérdidas posibles. Estas pérdidas se presentan por las grandes temperaturas iniciales para la puesta en marcha tanto del generador de vapor de recuperación de calor como de la turbina de gas, así como las velocidades en zonas críticas del rotor, para dar comienzo al arranque, de lo contrario se pospone; así mismo se debe de revisar la secuencia de encendido de los combustores, presión de combustible, sistema de premezclado, sistema de enfriamiento, bujías. Además de la gran tensión eléctrica que necesita el motor eléctrico para romper los esfuerzos cortantes que mantienen estático el eje.

En conclusión se deben tener los sistemas auxiliares en sincronización para dar inicio al arranque de los turbogrupos. Los arranques de los ciclos combinados se deben de realizar empezando por la turbina de gas hacia el recuperador de calor y a la turbina de vapor, por tal motivo se puntualizara más adelante con cada grupo y sus sistemas correspondientes. Se puede desglosar un proceso de arranque de un ciclo combinado de manera general, sin embargo cada fabricante exige diferentes

El arranque del ciclo combinado inicia con la puesta en marcha de la turbina de gas, la cual comienza a expulsar gases de combustión hacia el generador de vapor de recuperación de calor, en consecuencia la temperatura del agua contenida en los serpentines se incrementa, (el fluido que previamente comienza a circular en el sistema) posteriormente se comienza a generar vapor y por consiguiente la presión comienza a elevarse, cuando el vapor se encuentra en temperatura y presión óptimas se deriva hacia el condensador directamente por medio de válvulas de alivio (by-pass) sin que pase por la turbina de vapor.

La justificación precede a los diversos contaminantes que contiene el agua de inicio como son; sílice, sodio, hierro y cobre, la razón se debe a que estos contaminantes dañan el cuerpo de la turbina, además la conductividad del vapor debido al arranque es demasiado alta, mientras el proceso se realiza, se procede a purgar un cierto volumen de agua contenida en el circuito misma que se sustituye por agua desmineralizada. Una vez que se obtienen los parámetros adecuados en el fluido se hace pasar el vapor a través de los cuerpos de turbina, -previo a pasar el vapor por la turbina esta se hace girar con un motor externo a bajas revoluciones para evitar que el vapor que entra a alta presión produzca cargas mecánicas excesivas debidas a los esfuerzos cortantes en los álabes y dañarlos- cuando la velocidad alcanza las 3,000 R.P.M. el turbogenerador eléctrico se hace sincronizar con la red para el aporte energético. Posteriormente de la sincronización las turbinas se llevan a plena carga en tiempos moderados para evitar estacionarse en puntos críticos y así reducir los desgastes térmicos y mecánicos.

De forma general el proceso de arranque de un ciclo combinado demanda un tiempo máximo de 6 horas hasta alcanzar plena carga (esta estimación corresponde a los tiempos independientes tanto de la turbina de gas como la de vapor junto a la caldera de recuperación de calor). Al inicio de la secuencia se verifican los sistemas auxiliares de cada grupo como son:

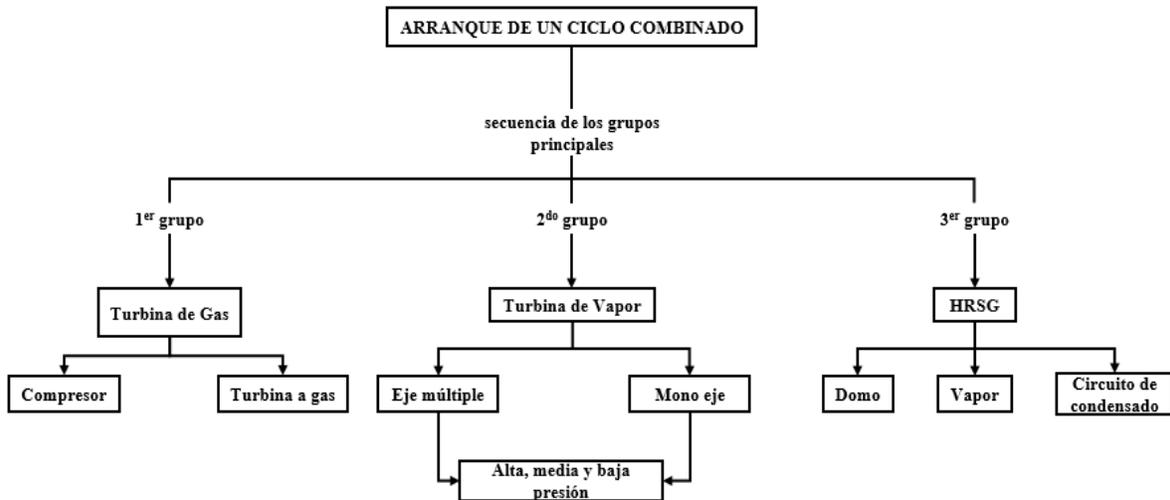
- Turbina de gas.
 - Presión de combustible a la entrada de la cámara de combustión.
 - Presión de combustible alterno para la ignición.
 - Temperatura, presión y nivel de aceite.
 - Caja de engranajes (transmisión) en posición neutral.
 - Presión en los actuadores.
 - Bobinas de ignición en corriente.
 - Sensores activos e interconectados.
 - Flujo másico de aire constante.
 - Apertura de IGV's abiertos parcialmente.

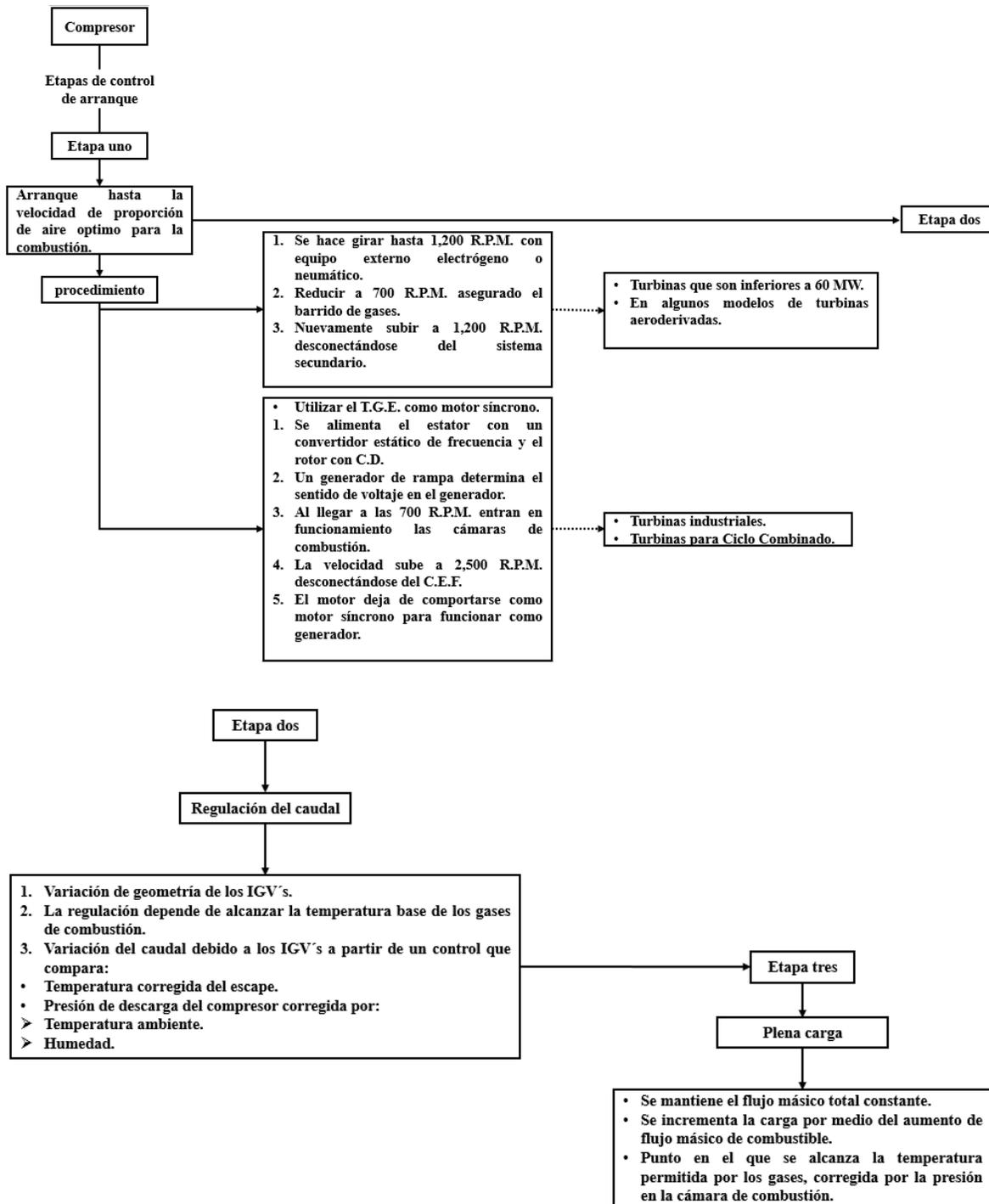
En caso de que la turbina tenga sistema de premezclado en el sistema de alimentación de combustible.

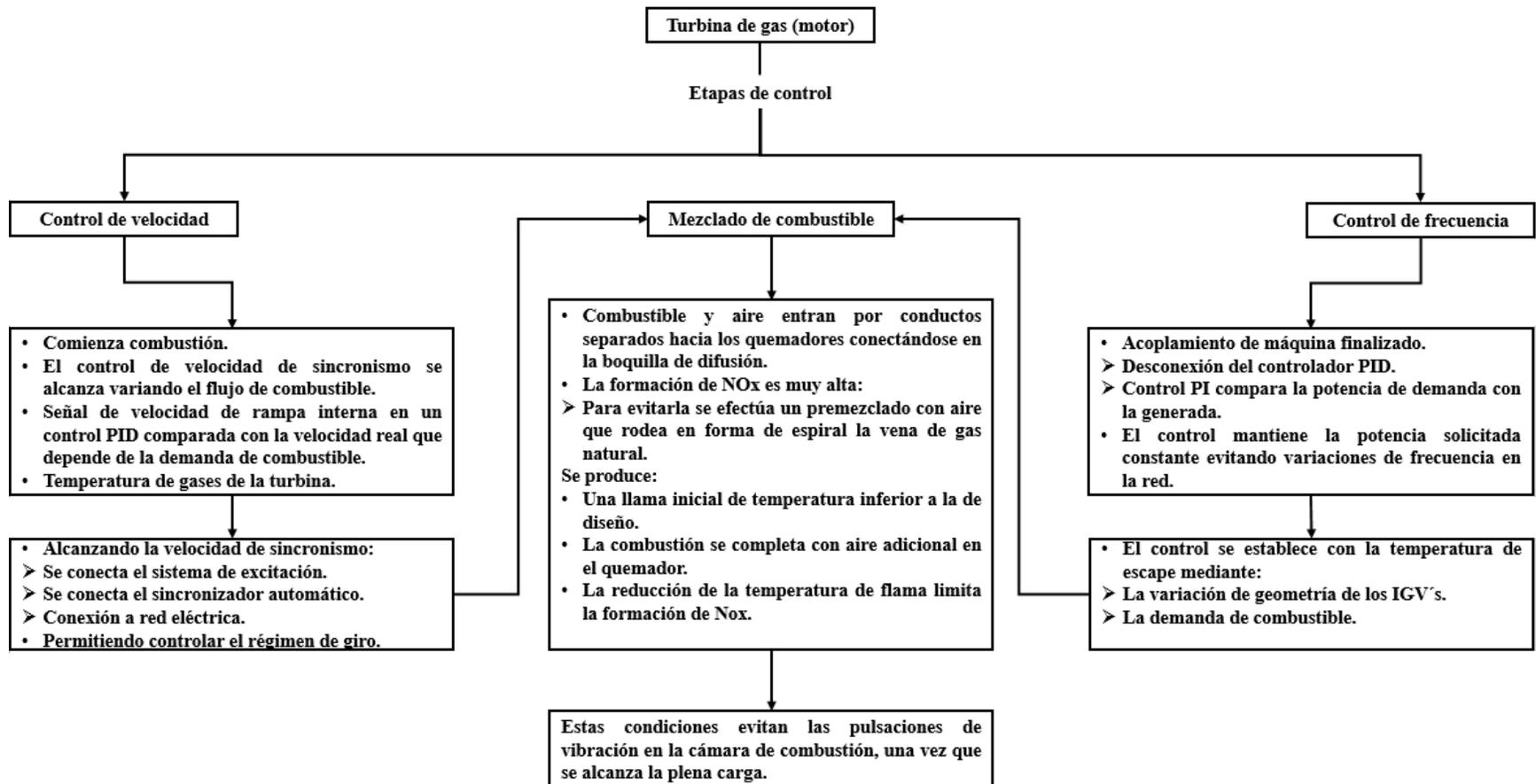
- Presión en ambos combustibles y aire de mezclado.
- Caldera de recuperación de calor.
 - Nivel de agua.
 - Domo.
 - Deareador.
 - Tanques de almacenamiento.
 - Agua de reposición.
 - Deareador y condensador.
 - Válvulas de purga de aire abiertas para la primera agua.
 - Venteos abiertos.

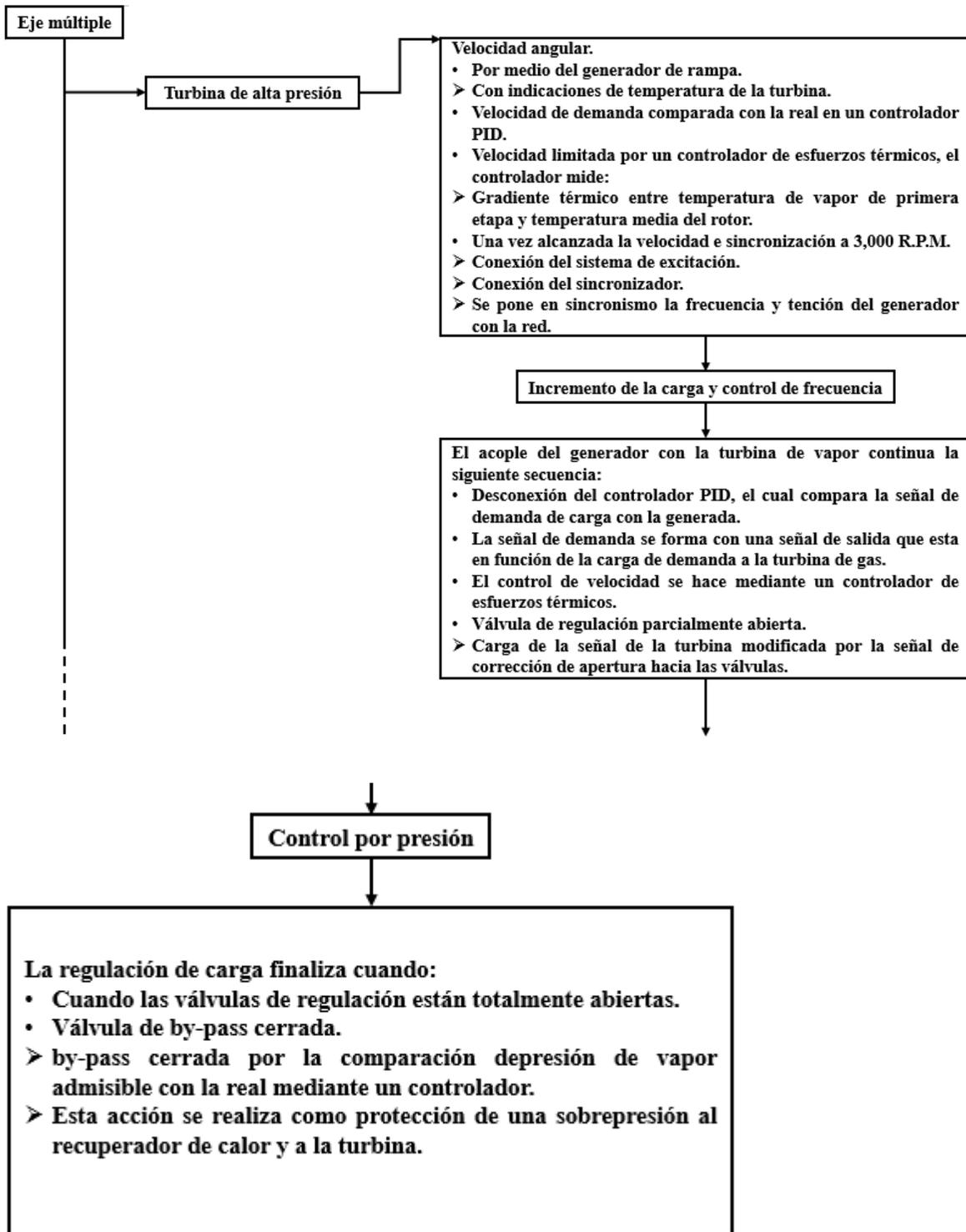
- Compuerta divergente abierta.
- Ingreso de aire atmosférico para la primer entrada de gases de combustión debido a las contrapresiones provocadas por los flujos en contracorriente mediante un ventilador externo.
- Ignición de la postcombustión (en caso de contar con esta adaptación).
- Bombas cebadas.
- Control de temperatura y presión en cada equipo.
- Presión de primer y segundo vapor, así mismo del agua.
- Turbina de vapor.
 - Temperatura y presión de vapor.
 - Velocidad de giro en la turbina.
 - Temperatura, presión y nivel de aceite.
 - Válvulas de purga.
 - Válvulas de paso.

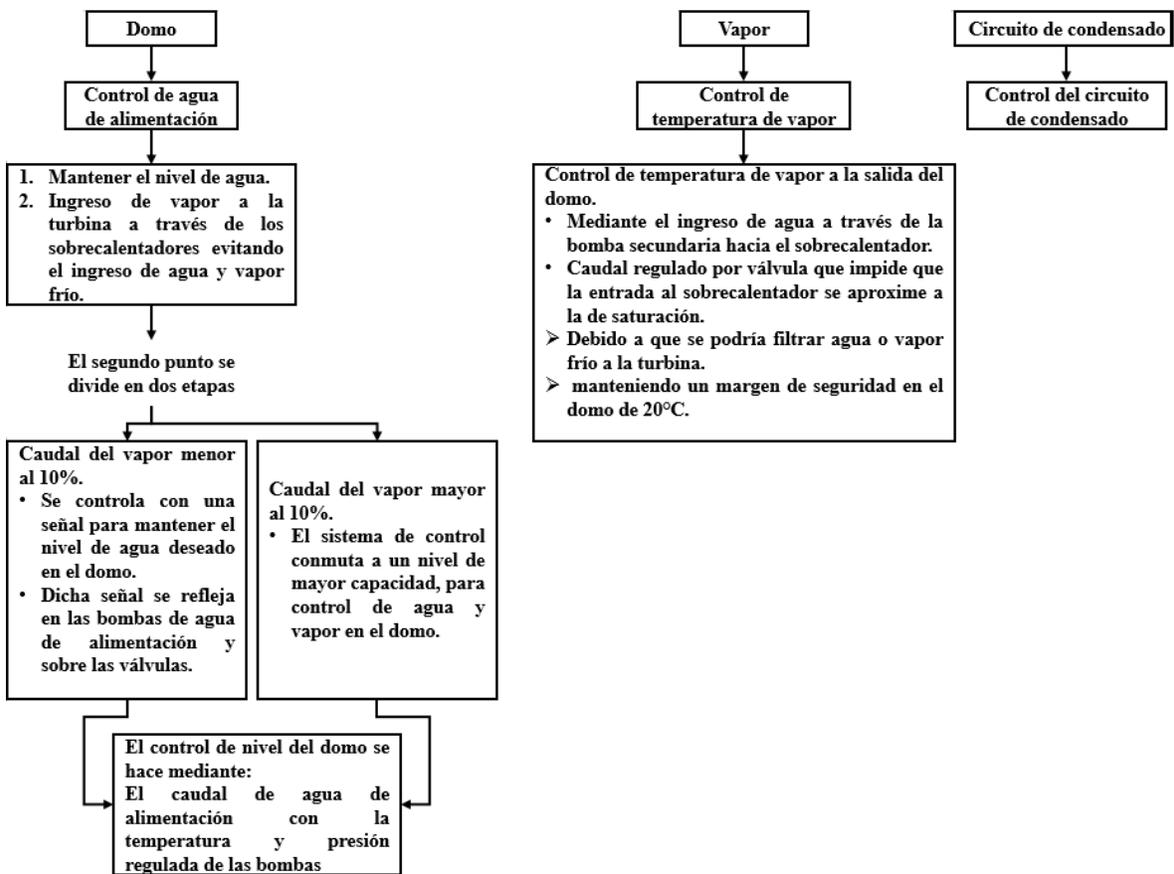
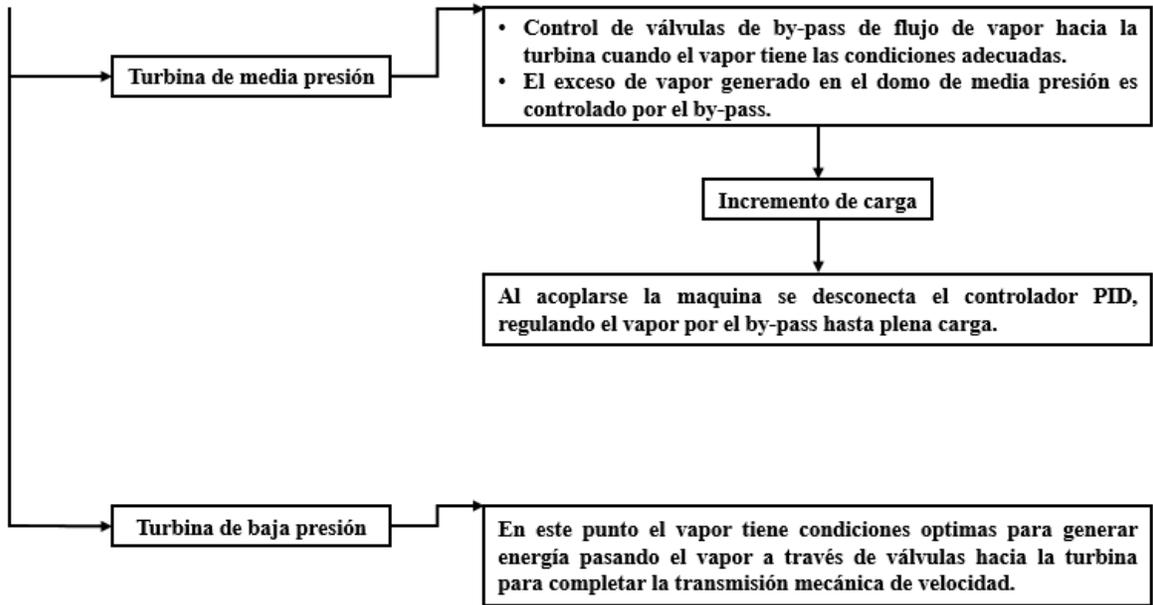
1.1.4. Secuencia de arranque.











(En la turbina de alta presión la temperatura del rotor se calcula con un coeficiente de transmisión térmica en función de la presión y velocidad).

En tal sentido para el proceso de arranque de las calderas se debe comprobar que las posiciones de válvulas según el funcionamiento real se encuentren abiertas para evitar daños en las bombas debido al efecto de cavitación; durante el arranque se debe seguir las siguientes recomendaciones: [11]

- El nivel del agua en el depósito de alimentación debe de estar en un nivel mínimo para el arranque de las bombas de alimentación.
- Las válvulas en el circuito de succión de aguas arriba para las bombas de alimentación y las válvulas de descarga deben estar abiertas.
- Las líneas de descarga y succión deben estar llenas para evitar aire en el interior.
- El sistema de recirculación de flujo mínimo debe estar en funcionamiento antes de iniciar el proceso de evaporación.
- En el arranque el encendido de las bombas es secuencial establecido por un sistema de control (PID).

Las bombas deben ser autosebantes para evitar contratiempos en la línea de alimentación mediante la extracción del aire.

El proceso y el tiempo de puesta en marcha de una central de ciclo combinado dependen de la capacidad de los equipos que la conforman de manera independiente; normalmente la turbina de gas requiere de tiempos muy cortos los cuales oscilan entre 10 y 15 min hasta llevarla a plena carga, esto en comparación con la caldera de recuperación de calor; la cual, dependiendo del número de niveles de presión que estén integrados es el tiempo necesario para obtener un vapor óptimo, sin embargo puede llevar un tiempo de 3 horas. El avance tecnológico ha permitido que estos tiempos se vean ventajosamente reducidos gracias a la implementación de nuevos materiales y sistemas con respuesta más rápida, que les permite reducir las variaciones de error.

CAPÍTULO 2 CALDERA DE RECUPERACIÓN DE CALOR

2.1. Caldera de recuperación de calor.

La caldera de recuperación de calor es una estructura que se caracteriza por permitir el aprovechamiento de la energía térmica contenida en los gases provenientes de la turbina de gas, mediante su contención, haciendo posible una óptima transferencia de calor entre el gas y el fluido que circula en los ductos que conforman las diferentes evoluciones del sistema agua-vapor. La resistencia mecánica de la caldera es muy importante, por lo que debe ser capaz de soportar altas presiones en su interior, por esta razón se construyen en base a un diseño de tipo acuatubular permitiendo además altos rendimientos a las cargas de trabajo. El acondicionamiento que permite realizar su función se establece de la siguiente manera; inicialmente los materiales de los que está compuesto deben ser resistentes a altas temperaturas y a la corrosión, generada en su interior, además estos materiales deben mantener un aislamiento de las condiciones medioambientales para evitar pérdidas de energía térmica, también debe soportar la velocidad y la presión que se generan en el interior; la caldera de recuperación de calor también puede disponerse en diferentes geometrías como son verticales y horizontales, en esta última se puede construir de forma continua o con deflexión dependiendo de la disponibilidad del área donde se va incorporar, así también las calderas de tipo vertical obedecen a la disposición del terreno.

Existen calderas con sistema de postcombustión, el cual permite quemar el exceso de aire contenido en los gases de combustión además de controlar la temperatura que actúa sobre la producción de vapor y del agua. Al ser un elemento estructural de gran tamaño se construye en secciones para facilitar su instalación; es importante señalar que los materiales que constituyen la formación de la estructura exterior deben tener una alta resistencia a la tensión y compresión esta característica se debe a que se apoyan elementos del circuito agua-vapor; en el extremo contrario se coloca una chimenea la cual se encarga de dirigir los gases hacia la atmósfera, en su interior se encuentran filtros que evitan que los elementos contaminantes ingresen al medio ambiente. En la Figura 1.3.1 se observan las secciones de la caldera de recuperación típica de tipo horizontal con el conducto de chimenea de lado derecho y en el lado izquierdo el acoplamiento a la turbina de gas. La circulación de los equipos puede ser de tipo forzada o natural, sin embargo en las calderas de tipo horizontal el flujo corresponde a una circulación de tipo natural; en la serie de tiro forzado se coloca un ventilador en la estructura justo en la salida de la turbina de gas.

La construcción de la caldera de recuperación debe tener la capacidad para contener flujos máxicos grandes de gas con caídas mínimas de presión, lo cual se consigue mediante válvulas de derivación para cambiar la dirección debido a las altas velocidades generadas y por los sistemas de tuberías en el interior que provocan un efecto de turbulencia. En una aplicación real no existe diferencia de rendimiento en la implementación de algún tipo de disposición de la caldera. La tecnología de construcción de las calderas de recuperación de calor ha estado enfocada para turbinas de gas con potencias superiores a 250 MW sin post combustión, sin embargo para mantener una producción de vapor estable se recurre a utilizar configuraciones que permitan adecuar más de dos calderas en el circuito de ciclo combinado, en este mismo contexto se asegura una mejor potencia en la turbina de

vapor, debido a que la caldera permite la operatividad de un ciclo combinado. La selección de una caldera se establece a partir de los requerimientos en planta, es por eso que el diseño permite justificar la aplicación en cuanto a la superficie de contacto de las paredes y de los tubos internos. Como ya se ha mencionado la transferencia de calor se realiza por convección tomando en cuenta que existen dos fluidos diferentes al final de cada pared, considerando que se expresan fluidos en contracorriente donde la longitud y diámetro determinan el área de contacto y por lo tanto la geometría de la caldera. Si bien el gas combustionado pierde energía térmica a lo largo de la caldera pueden verse afectadas las últimas secciones, sin embargo el aprovechamiento se mejora proponiendo un sistema de tubos aletados para mejorar el contacto entre el gas y el material. Existen pérdidas en el gas de turbina a razón de la disposición de los tubos debido a la formación que se crea entre los espacios, así mismo existen pérdidas al interior de los tubos por la fricción del agua-vapor en contacto con los accesorios así como de los retornos.

En base a las consideraciones que influyen en el funcionamiento de la caldera, se pueden establecer factores que afectan de manera más significativa al diseño las cuales son las siguientes; diámetro de tubo, espesor de tubo, número de tubos en una hilera, número de aletas por unidad de longitud, longitud de una hilera de tubos, ancho total de la hilera, diámetro de las aletas, espesor de las aletas y separación entre las hileras de tubos. Existen más factores que intervienen en el flujo de los gases de combustión que dependen de la propia geometría de la estructura. Dadas las características iniciales de los gases de combustión así como los del agua y conociendo los parámetros de diseño de la caldera como la presión del vapor, diferencia de temperaturas entre los gases y el sobrecalentador, así como los delta de pinch point, y approach point, podrían dar una aproximación para conocer las temperaturas en cada punto que al igual se verán reflejadas sobre la superficie de cada equipo en la caldera (estas condiciones se revisaran más adelante); el construir la caldera en secciones modulares permite mantener un régimen entre los elementos constitutivos de la estructura.

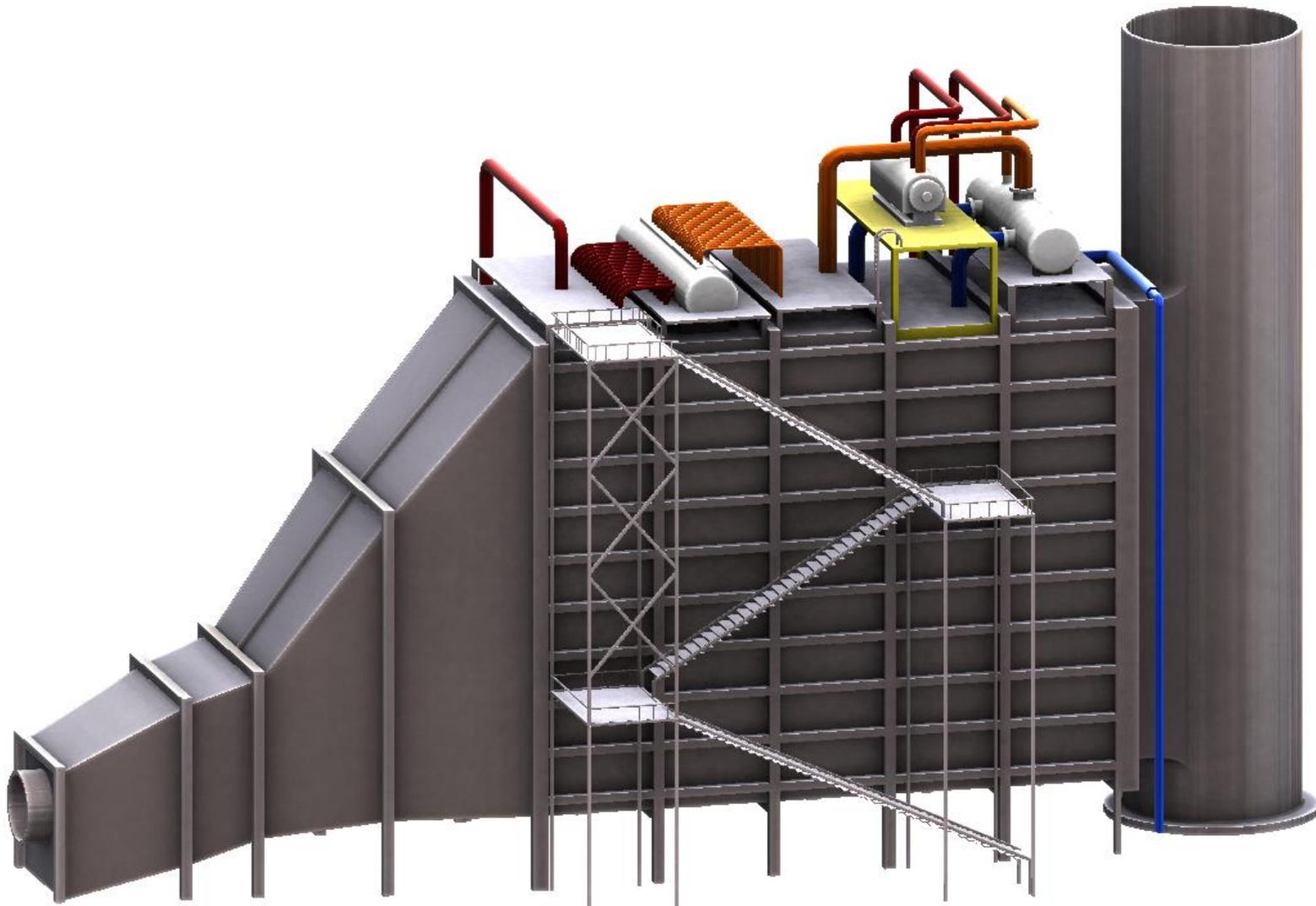
Conocida la temperatura del vapor vivo en la sección de salida de los gases de combustión mediante el parámetro de diseño en ese punto por diferencia de temperaturas (determinado por la composición estructural y los materiales) así como el parámetro de la presión el cual es una variable de diseño, es posible determinar la entalpía en cada punto del sistema a esa presión en las zonas de saturación y de líquido comprimido, en tal sentido cada parámetro del vapor siendo conocido el anterior proporcionara un valor correspondiente al salto entálpico de la turbina, condensador, bomba y caldera (si se opera con más de un nivel de presión se sumaran equipos al circuito de agua-vapor). La dimensión de la caldera dependerá entonces de las características para la generación de vapor, cuantos niveles de presión sea operable, condiciones de la turbina de gas y si habrá cogeneración; a continuación se muestran los parámetros para una turbina de gas mono eje tipo industrial, datos que se utilizaran para realizar el comparativo de la caldera de recuperación de calor.

Condiciones iniciales atmosféricas.

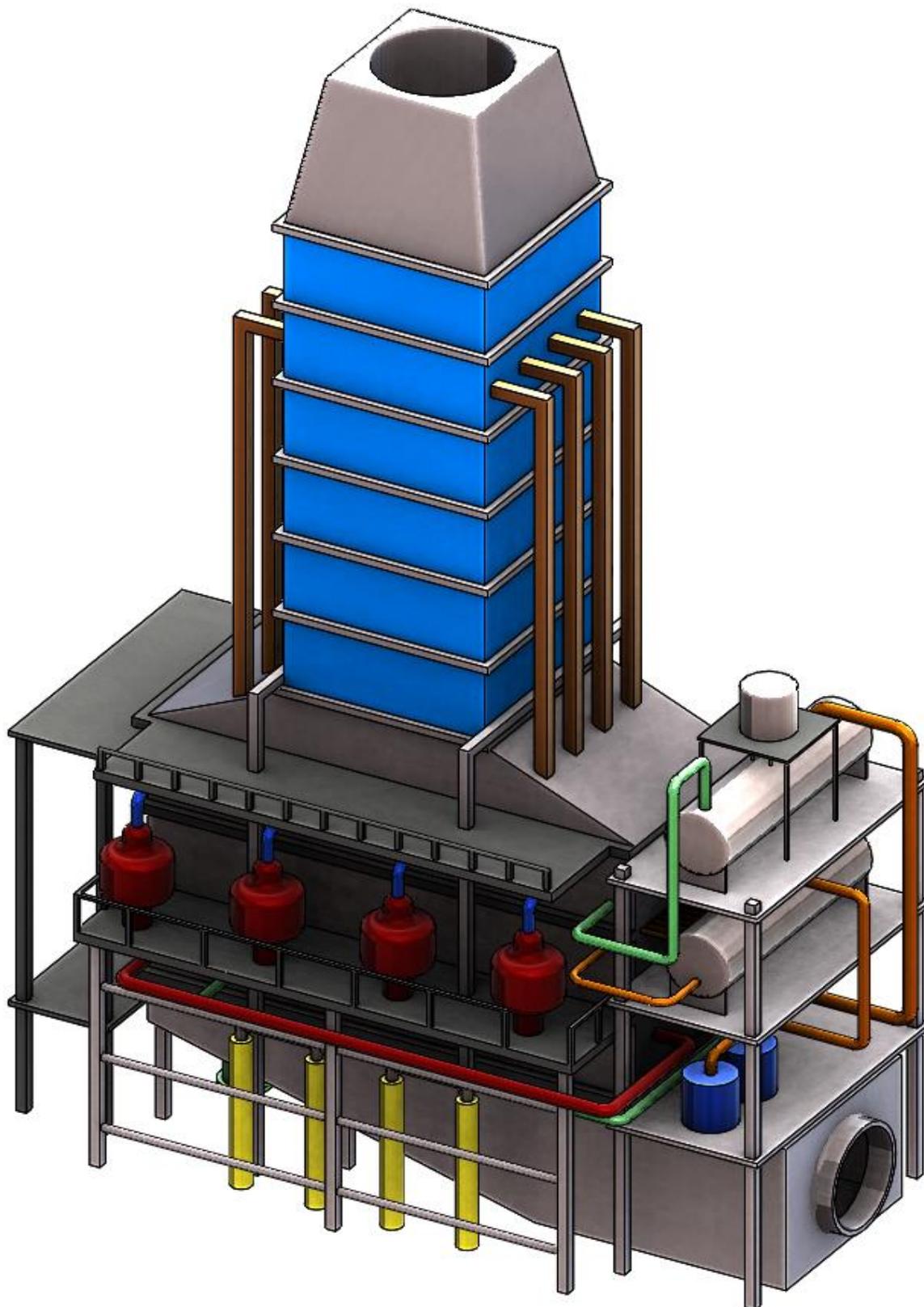
- Presión ambiente: 101.33 KPa.
- Temperatura ambiente: 25 °C.
- Humedad relativa: 60%.

Especificaciones para la turbina.

- Eficiencia isoentrópica del compresor (η_{SIC}): 0.88%
- Eficiencia isoentrópica de la turbina (η_{SIT}): 0.9%.
- Relación de compresión (π_C): 16.
- Potencia (\dot{W}): 139200 KW.
- Temperatura a la entrada de la turbina de gas: 1050 a 1200 °C.
- Flujo másico de los gases de combustión (\dot{m}_{gc}): $471.472 \left(\frac{KJ}{Kg} \right)$.
- Poder calorífico inferior del combustible (PCI): $49672.82 \left(\frac{KJ}{Kg_c} \right)$.



15Figura 1.3.1. Caldera de recuperación de calor tipo horizontal.



16Figura 1.3.2. Caldera de recuperación de calor tipo vertical.

2.1.1. Adecuación de la caldera de recuperación de calor.

Las calderas de recuperación de calor son construidas en secciones modulares que permiten que los costos se minimicen en su instalación, y traslado, haciendo además que el procedimiento de puesta en funcionamiento sea más rápido; esta construcción se realizara conforme a los requerimientos de producción de vapor, lo cual se explicara más adelante. Existen dos tipos de diseños de calderas, verticales y horizontales; las calderas de tipo verticales se emplean en sitios que no dispongan de una superficie que les permita la integración de módulos de dos y tres niveles de presión, los cuales evidentemente las hace de mayor tamaño, además este diseño contempla secciones internas de tuberías más grandes y de ser necesario forzar la descarga de los gases de combustión mediante un ventilador colocado por fuera, entre la salida de la turbina de gas y la entrada del módulo de vapor, esta adaptación se denomina circulación forzada. Las calderas de tipo horizontal son las más habituales en la implementación de ciclos combinados, esta disposición permite la integración de uno hasta tres niveles de presión al igual que las de tipo vertical; el diseño de estos equipos les permite ser de circulación forzada o natural, sin embargo es habitual que su diseño corresponda a una circulación natural.

El flujo de gases de combustión circula al interior de la caldera a través del sistema de agua-vapor el cual está integrado por una superficie de calentamiento construida en haces de bobinas de tubos compuestos en su mayoría por aletas, estos tubos están conectados a los cabezales y a sistemas de retorno, algunos equipos están unidos a una sola fila transversal de tubos y otros están unidos a varias filas, las cuales suelen ser de dos y tres líneas, dependiendo del tipo de circuito, siendo para vapor o agua. El tipo de construcción que se realiza para los paneles de la estructura es, la integración de la carcasa exterior, revestimiento interior y aislamiento, todo unido a las vigas estructurales externas [12], este tipo de diseño permite una instalación más eficiente aunque más lenta, también existen módulos que se construyen en forma de marcos completos para facilitar la instalación integrando la bobina de tubos con el piso, el techo y una de las paredes. Independientemente de la cantidad de módulos en la caldera todas las estructuras están diseñadas en cuadros que consisten en columnas de paredes. Independientemente de la cantidad de módulos en la caldera todas las estructuras están diseñadas en cuadros que consisten en columnas de paredes laterales vigas para el techo y el piso, estos marcos soportan las bobinas y la carcasa [12]. La dimensión de las calderas de recuperación de calor se debe de adecuar de acuerdo a la capacidad de la turbina de gas ya que de esta depende el flujo de gases de combustión que admite.

En un ciclo combinado la turbina de gas está sometida a diferentes cambios de carga debido a la demanda de energía eléctrica y a la producción de vapor, es por eso que la caldera de recuperación de calor reciente estos cambios, teniendo así que estar dispuesta a soportar estas variaciones, es importante señalar que los materiales que conforman la caldera deben ser resistentes a la fatiga, así entonces se debe determinar los parámetros de resistencia de cada componente contra la carga real que sufre, esto permitirá establecer la durabilidad de los elementos implementados y en qué momento habrá que realizar un reemplazo, es inevitable que existan paros de emergencia o por mantenimiento programado lo que implica un estrés a los materiales debido los cambios de temperatura y esfuerzos mecánicos, los cuales tienen un factor de seguridad que permite controlar el deterioro prematuro, puesto que en los re arranques no es posible evitar estos rangos de fallas si es posible que la transición sea lo más rápida posible mediante el monitoreo de sus componentes. Existen modelos de ciclos

combinados donde se adecua un equipo entre la caldera de recuperación de calor y la turbina de gas llamada compuerta divergente, la cual tiene la función de independizar la turbina de gas del ciclo de vapor, a razón un re direccionamiento de los gases de combustión mediante una chimenea hacia la atmosfera, el objetivo de este procedimiento es poder dar mantenimiento, reparar o cambiar componentes de la caldera o la turbina de vapor sin detener la generación eléctrica por parte de la turbina de gas. En la caldera, los componentes críticos que sufren de una rápida fatiga térmica son las conexiones que conforman la sección superior e inferior del arpa, en el caso de equipos que manejen sobrecalentadores de alta presión, así mismo el sistema de recalentamiento, ramificaciones en las tuberías del colector de salida y tuberías ubicadas en la parte inferior de los atemperadores y los atemperadores; así mismo la caldera debe estar monitoreada junto a sus subcomponentes; es entonces que la caldera reciente los arranques y paros del ciclo debido a que no solo se establece las condiciones habituales, sino también todas las variables que se producen por ejemplo; modos desactivados, donde la planta tiene una salida nula en MW, modo de inicio, el cual trabaja a carga mínima, modo apagado en sistema mínimo, es la transición de carga mínima a carga cero; la variación de arranque y parada sucede únicamente después de la primer puesta en marcha del ciclo combinado, además las condiciones entre los arranques y paros varían de acuerdo a la capacidad en MW de la turbina de gas. Una consideración muy importante en la caldera de recuperación como ya se había mencionado, es el aislamiento en las paredes que conforman las secciones, debido a que puede ayudar a mejorar la eficiencia térmica del ciclo reduciendo la transferencia de calor hacia el exterior, esto se puede ver reflejado en los costos monetarios del combustible durante la vida útil de una instalación. Por esta razón utilizar revestimientos que maximicen la retención de calor dentro de la caldera es importante para la producción de vapor y en consecuencia de la generación de energía eléctrica.

2.1.1.1. Integración de los elementos de la caldera.

La característica principal que diferencia a estos equipos es el tipo de circulación del gas, a consecuencia de generar vapor por medio del fluido de trabajo; donde los humos específicamente siguen una trayectoria al exterior de las arpas conformadas por las bobinas de tubos, los cuales contienen en su interior agua y vapor, en este mismo contexto estas calderas de humos se diseñan con las arpas contenidas en el interior por las respectivas secciones; permitiendo que esta modalidad de caldera de tubos obtenga mayor capacidad al aumentar el número de tubos independientemente de la capacidad del domo asimismo el domo no se verá expuesto a las altas temperaturas de los gases de combustión.

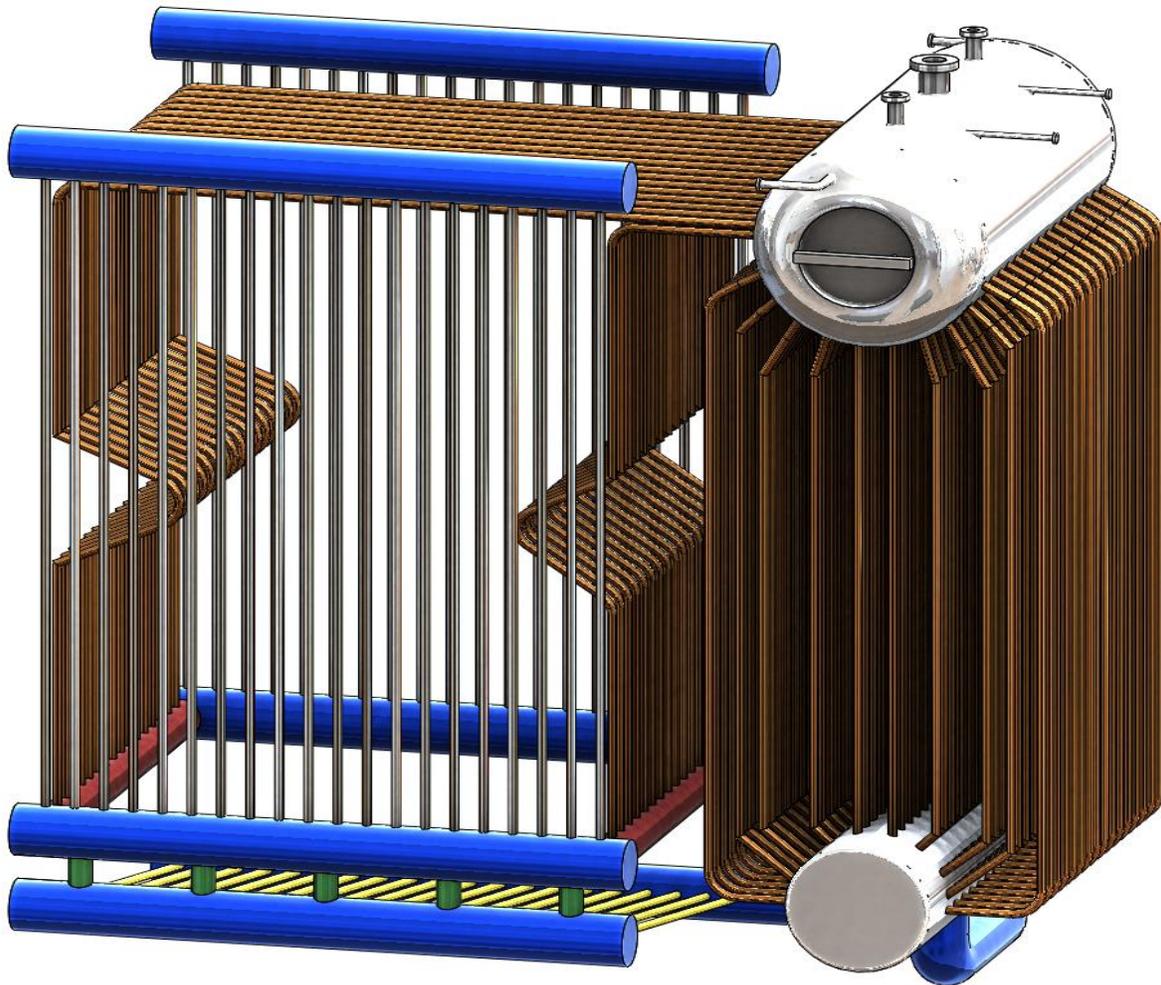
En la implementación con los equipos para la generación de energía eléctrica, se percibe un diseño de caldera de tipo acuotubular obedeciendo a la descripción del párrafo anterior; este diseño permite un rango de operación el cual exige fluctuaciones en la carga de vapor, permitiendo el incremento de presión debido a la resistencia presentada por el material del tubo; por esta razón es posible construir generadores de vapor más eficientes. Esta configuración permite implementar múltiples calderas para mantener constante el suministro de vapor, sobre todo en baja demanda; en ese mismo contexto permiten una producción de vapor más rápido reduciendo los costes por incremento de temperatura. El diseño de los equipos permite que las turbinas de vapor se coloquen a una distancia donde las líneas tengan las menores pérdidas posibles; al tener múltiples calderas se consigue una reserva de vapor por más tiempo.

El entendimiento sobre la tecnología de materiales y la dinámica de fluidos permitieron sustituir las calderas de tubos verticales por calderas de tubos curvados permitiendo que la circulación del fluido sea más segura; el curvar los tubos permiten una mejor transferencia térmica entre el gas y el agua, así mismo con el vapor, de igual manera le permite una mayor libertad al material de deformarse debido a las conexiones rígidas con los domos; por otra parte este diseño de tubos facilita una interconexión de mayor cantidad de elementos tubulares. Es importante tener en cuenta que al incrementar la cantidad de tubos en el domo debilita su estructura con respecto a las tensiones longitudinales y radiales; por esta razón la norma ASME establece la presión máxima admisible entre los taladros y el refuerzo de soldadura así como el acero del domo, se puede compensar este debilitamiento al implementar el mismo material del domo en la sección soldada a los tubos además de dar mayor espesor al domo para compensar el debilitamiento. A favor de mejorar las propiedades mecánicas del domo es posible incrementar el diámetro de los tubos de salida para que descarguen en un cabezal que ramifique las líneas requeridas como se muestra en la Figura 1.3.4.

2.1.1.2. Implementación de las calderas de acuerdo al requerimiento de vapor.

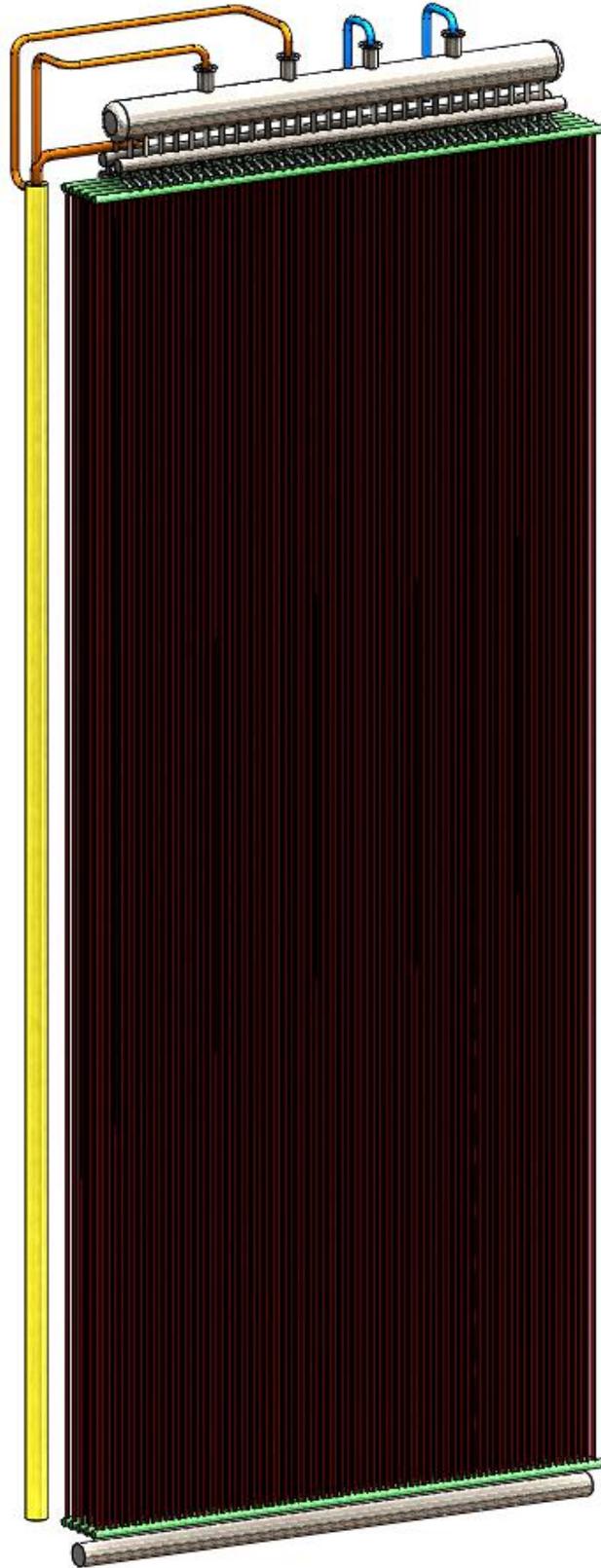
En la producción de vapor para las centrales térmicas de ciclo combinado, se pueden emplear calderas que operen a presión subcrítica, supercrítica y ultracrítica de acuerdo al requerimiento del vapor, así mismo la circulación de agua puede ser natural o forzada siendo esta última utilizada para presiones mayores al punto crítico. Estas características permiten la supresión de equipos como domos y deareadores, debido al manejo de presiones más altas de trabajo. La razón de utilizar equipos que operen en estas condiciones se refleja en el mejoramiento de la eficiencia de las turbinas de vapor así como del ciclo combinado; en consecuencia reduce el costo por manejo y consumo de combustible así como el tratamiento de gases de combustión y cenizas, permitiendo el máximo aprovechamiento en la operación de la turbina. Estas condiciones reducen el consumo de combustible y por lo tanto se presentan menores emisiones de dióxido de carbono; al ser presiones muy altas la temperatura del vapor a la entrada y salida del recalentamiento permanece en un alto porcentaje constante, permitiendo operar a diferentes cargas, asimismo la potencia de bombeo del agua de alimentación es significativamente menor en baja carga; además de un corto tiempo de arranque mejorando su eficiencia térmica en el ciclo combinado. Las calderas supercríticas trabajan por encima del punto crítico, el cual se encuentra en un rango superior a 220 bar y una temperatura de 373.70 °C, en este punto ambas sustancias poseen la misma densidad lo que les permite interactuar entre sí, esta característica se debe a la temperatura máxima que puede alcanzar el agua para convertirse en vapor, independiente mente de la presión a la que esté sometida; al no existir un cambio de fase de vaporización debido a la elevada presión de trabajo, se obtendrá un incremento exergético debido a la respuesta de elevar la temperatura del gas inmediatamente con la aportación de calor; por efecto de una alta cantidad de energía interna el vapor es incapaz de condensarse, por lo que al alcanzar la temperatura de diseño es dirigido hacia la turbina de vapor. Consecuentemente al no existir calor latente debido a las condiciones de diseño de la caldera, no requiere de domo para separar el agua del vapor, además el proceso de alcalinización del agua debe ser más riguroso al no haber deareador que limpie el fluido; al llevarse a cabo el proceso totalmente al interior del circuito de tuberías debe realizarse el desplazamiento del fluido de manera forzada por medio de una bomba de alimentación a caldera y una auxiliar. La alimentación de agua para las calderas supercríticas se hace con una presión superior a la crítica y la temperatura del agua se encuentra por debajo del punto crítico, la cual va incrementando a razón de la adición de calor, el proceso de evaporación debe realizarse en un

punto bajo a lo largo de la tubería con el fin de prevenir una contrapresión por parte del vapor hacia el líquido; para evitar que el material de los tubos alcance su punto de deformación el calentamiento se realiza en dos secciones llamadas sobrecalentadores primario y secundario. El proceso de circulación del agua líquida es similar al de una caldera subcrítica, sin embargo existen algunas diferencias como se muestra a continuación; el agua es bombeada hacia la entrada del economizador donde es precalentada antes de alcanzar su temperatura óptima; en seguida el líquido baja hacia los cabezales de salida, donde es llevado hacia el hogar, donde son enviados a los sobrecalentadores primario y secundario, líneas que cruzan los sobrecalentadores, así mismo en su interior se encuentran las líneas de atemperadores y bypass con sus respectivas salidas. Las válvulas de bypass se utilizan para permitir el paso del vapor a cámaras tipo flash (separadores) para separar las partículas de agua del vapor, el vapor seco retorna hacia el sobrecalentador. Este método de operación reduce el arrastre de partículas de sílice hacia los sobrecalentadores [13]. Los ciclos de vapor supercríticos pueden disponer de un sobrecalentamiento más un recalentamiento mejorando el título de vapor en las últimas etapas de la turbina; el incrementar la temperatura de agua de alimentación exige gran cantidad de energía térmica, por esta razón se puede adicionar un sistema de precalentamiento de agua para llevarla al punto de operación permitiendo a la turbina de vapor alcanzar plena carga en menor tiempo, este procedimiento se realiza mediante extracciones de vapor provenientes de las turbinas dirigiéndolo hacia el tren de calentamiento encargado del aporte de calor.



17Figura 1.3.3. Circuito de caldera para precalentamiento de agua.

Las calderas de presión subcrítica pueden ser de tipo horizontal y vertical a diferencia de las ultracríticas donde su geometría solo permite una disposición vertical; estos ciclos de vapor operan debajo del punto crítico donde la presión isobárica permite exponer un cambio de calor sensible a calor latente permitiendo el sobrecalentamiento de vapor a partir del punto de saturación. La ganancia energética para incrementar la temperatura de forma eficiente será determinada por cuanto mayor sea la diferencia de presiones entre la línea de entrada y la de descarga. Es posible implementar diferentes niveles de presión para mejorar las condiciones de potencia y eficiencia térmica, para asegurar una demanda energética constante; estos equipos integran separadores de agua y vapor así como de un desgasificador para la limpieza del fluido, además permiten mejorar su desempeño mediante recalentamiento y trenes de calentamiento; es común que la circulación de agua se de flujo natural, por lo que solo requiere la bomba de alimentación de entrada cuando el ciclo Rankine aplicado sea de un nivel de presión; es en consecuencia que incrementar los niveles de presión requerirá más equipos de bombeo (por lo menos una por cada línea de presión). La aplicación de este tipo de calderas beneficia la generación de energía eléctrica por su gran modularidad de construcción y su disponibilidad de operar en conjunto con otras unidades de su misma capacidad permitiendo estabilidad en la producción de vapor principalmente a cargas de baja demanda.



18Figura 1.3.4. Arpa de evaporación de caldera vertical. Subcrítica.

2.1.2. Materiales.

La selección de los materiales para la caldera deben satisfacer las características antes mencionadas, a continuación se hace la descripción de los mismos. La estructura de la caldera de recuperación de calor se compone de dos paneles laterales, un piso y techo, los cuales están fabricados en acero con un alto contenido en carbono o carbono-molibdeno, el cual es habitual que se emplee en zonas como los economizadores, siendo lo anteriormente establecido bajo la norma de acero estructural tipo plancha ASME, así mismo los pernos y tuercas están fabricados con la norma ASTM, la cual establece que el material debe ser resistente a la tensión y a la oxidación debido a que son elementos que estarán sometidos a una carga constante; la construcción se puede fabricar en paneles individuales o en una configuración tipo “C” formado por techo, piso y un panel lateral.

El recubrimiento interior de la caldera también contempla el aislamiento de las tuberías, el sistema de aislamiento no solo evita la pérdida de energía térmica, también reduce el ruido y la entrada de humedad en el sistema, al igual que evita incendios, además de ser resistentes a las turbulencias ocasionadas por los gases de combustión debido a la alta velocidad, el material que se utiliza como aislante puede ser; fibra cerámica, la cual está fabricada a base de sílica y alumina, aislante resistente al fuego con temperaturas de operación de hasta 1425 °C, también es posible utilizar silicato de calcio o sodio para temperaturas de operación hasta 650 °C, al ser un producto que presenta baja conductividad térmica puede utilizarse en tuberías, y en chimeneas; existen además diferentes tipos de aislante, sin embargo por su peso o el no ser contra incendios no se emplean en este caso. Los materiales para calderas y recipientes a presión que se construyen bajo el código ASME para centrales que generan energía eléctrica que operan con combustibles fósiles, llamados domos y deareadores (también conocidos como desgasificadores) son equipos que dependiendo de su disposición manejan en su interior la coexistencia de agua y vapor; debido a las características de operación deben estar fabricados con un material que sea resistente a las siguientes condiciones: alta temperatura, alta presión y corrosión la cual es provocada por el agua debido a los agentes corrosivos que contiene; la construcción de estos equipos se hace en acero, aleado con carbón-molibdeno o cromo molibdeno, en algunos casos se utiliza una placa aislante de lana mineral como refuerzo a la temperatura y al ruido.

El circuito de agua-vapor es la parte más selectiva en cuanto a materiales debido a las condiciones a las que están expuestos, por lo que se construyen dependiendo de su disposición en la caldera, los tubos conducen en su interior líquido y vapor respectivamente en la fase que se encuentre, los materiales empleados varían con respecto a la termo fluencia, es entonces que la aleación se presenta de la siguiente manera; para calderas de generación de vapor en centrales termoeléctricas se utilizan; tubos sin costura, con costura recta soldada por resistencia eléctrica, forjado, chapa y fundido, cualquier tipo de tubo se puede utilizar pero la temperatura límite de resistencia térmica dependerá de la composición de las aleaciones, las cuales se mencionan a continuación.

Aceros en composición nominal en carbono, resisten temperaturas de 427 a 510°C, aleación en carbono-molibdeno corresponde a temperaturas de 468 a 523°C, en el caso de los elementos cromo-molibdeno, la variación del porcentaje en sus cantidades indicará la temperatura de trabajo del metal, la cual es de 565 a 600°C, así mismo la combinación de cromo-molibdeno (silicio permitirá una temperatura de 565°C, la aleación de cromo-molibdeno) vanadio acepta una temperatura de 648°C, cromo-níquel en diferentes proporciones permite trabajar con temperaturas de 760 a 815°C.

El tipo de aleación y las cantidades de los elementos químicos determinan la resistencia térmica, así mismo establecen las condiciones de operación en la caldera de recuperación de calor, esto hace referencia al tipo de tubo que se va a emplear en cada sección. Para poder asignar el tipo de tubo, se tiene que atender el comportamiento de la generación de vapor mediante un proceso general, el cual está dividido en tres secciones principales, una zona de economizador, evaporador y sobrecalentamiento, siendo este último la sección con mayor temperatura en dirección hacia el economizador, el cual opera con una temperatura menor; es de esperar que existan diferentes arreglos bajo esta estructura base que permiten desempeñar mayor potencia; dando lugar a lo anterior se realiza la siguiente descripción. Para la zona de economizadores se utiliza acero aleado con cromo-molibdeno, el cual puede ser con o sin costura, por otra parte es conveniente utilizarlo sin costura debido a las altas presiones con la que opera.

En los evaporadores, sobrecalentadores y recalentadores de igual forma conducen altas presiones y altas temperaturas, por lo que los tubos deben estar fabricados en acero inoxidable o aleado, también es posible encontrar en los sistemas modernos aceros con cromo molibdeno y vanadio denominado croloy 9V, el cual tiene una mayor resistencia en equipos que queman combustibles fósiles y permite evitar fallos en soldaduras entre diferentes materiales. Existen factores de selección que se toman en cuenta para la implementación de tuberías en los sistemas de sobrecalentamiento y recalentamiento listados a continuación:

- Temperatura del vapor.
- \dot{m}_v que circula en los tubos.
- Equilibrio entre diferentes \dot{m}_v en el circuito.
- Presión interna.
- Dilataciones térmicas.

Una característica importante es el equilibrio entre la resistencia por oxidación y corrosión provocada por el vapor en su interior y por las sustancias que se generan al quemar combustible en el exterior; asimismo el espesor de pared del tubo será determinado por la presión de diseño del vapor, el diámetro exterior y la tensión admisible del material.

En las secciones de salida de la caldera, el calor residual ya ha aportado la mayor cantidad de energía térmica al paso de las primeras etapas, tomando en cuenta el aprovechado y el que se pierde, por esa razón los tubos se acondicionan con aletas en su exterior para incrementar la superficie de contacto entre el material y los gases y de esa forma mejorar la cantidad de energía para el fluido de trabajo; en la Figura 1.3.4 se observa la disposición de aletas en una sección de tubos para caldera. En los colectores de salida de sobrecalentadores se emplea acero aleado con cromo-molibdeno con un rango de temperaturas en su diseño que varía desde 538 a 566°C, el emplear materiales que se comporten mejor en condiciones de estrés constante permite reducir sus espesores que son menos susceptibles a fallos provocados por la fatiga debida al punto de fluencia.

Actualmente la mayoría de las conexiones entre tubos se realiza con uniones forjadas, debido a que son más resistentes que las uniones soldadas, reduciendo fallas en las piezas conjuntas. Los aceros que se utilizan para componentes o accesorios que no trabajan con alta presión y aunado a esto no es

posible que sean refrigerados; al mismo tiempo requieren alta resistencia a la oxidación, tracción y temperatura, por esta razón están compuestos por cromo y níquel el cual permite una vida de servicio prolongada dependiendo de la ubicación que el componente tenga en la caldera y de las características del combustible, la temperatura bajo estas condiciones se manejan de 538 a 1500°C; independientemente de que el material soporte altas temperaturas no es conveniente trabajar en el límite debido a los compuestos corrosivos productos de la combustión como azufre que daña la superficie de los materiales el cual causa mayores efectos en temperaturas mayores a 649°C, La selección de materiales es importante, debido a que determinara las condiciones termodinámicas de operación a las que puede aspirar el circuito de agua y vapor, es cierto que la evolución de esta tecnología ha permitido elevar los rangos admisibles de trabajo, sin embargo el mejorar la eficiencia de los ciclo sigue estando restringido por el aporte en ciencia de los materiales; es así como los elementos propios y secundarios están sujetos a las restricciones térmicas de la composición de los equipos, al igual que sistemas secundarios como bombas, válvulas soportes, contenedores, sistemas de enfriamiento, conexiones, sistemas eléctricos y electrónicos, sistemas de purificación, estructuras externas para las inspecciones e instrumentos de medición.



19Figura 1.3.5. Sección tubular con dos tipos de aletas.

2.2. Influencia del acondicionamiento del vapor.

Evidentemente, la eficiencia térmica de ciclo combinado (η_{THCC}) será establecida por las eficiencias independientes de la turbina de gas y de vapor como se ha mencionado en el apartado 1; por otro lado el hecho de que ambas turbomáquinas estén diseñadas para desarrollar gran potencia no es garantía total de un buen desempeño global, es aquí en donde la caldera de recuperación de calor juega un papel muy importante debido a que si no está adecuada térmicamente al igual que sus componentes a los lineamientos de diseño de las maquinas principales se desperdiciara gran parte de su energía, por esta razón es importante que el vapor sea acondicionado mediante diferentes arreglos de los cuales se hablara en un apartado más adelante. El modelo de ciclo de planta de potencia de vapor recibe el nombre de ciclo Rankine, su comportamiento se describe de la siguiente manera:

1-2. Expansión isoentrópica en la turbina.

2-3. Cesión de calor a presión constante en el condensador.

3-4. Compresión isoentrópica en una bomba.

4-1. Suministro de calor a presión constante en un generador de vapor de recuperación de calor con sobrecalentamiento.

El proceso de sobrecalentamiento conduce a temperaturas más altas a la entrada de la turbina sin que aumente la presión, además permite aumentar el rendimiento térmico del ciclo, así como aliviar el problema de humedad en la turbina [8]. La eficiencia térmica de la turbina de vapor se expresa de la

siguiente forma; $\eta_{THTV} = \frac{W_m}{Q_{sum}}$ el calor suministrado es la suma de los calores individuales

correspondientes a cada equipo del generador de vapor. Es importante señalar que el proceso de compresión isoentrópica de la bomba del estado de saturación hasta liquido comprimido es menor que el 1%, por lo que se considera que el fluido en la bomba se comporta como incompresible, siendo el incremento de temperatura un valor con poca diferencia.

2.2.1. Proceso de evaporación a diferentes presiones.

Presión de vapor y condensador.

El acondicionamiento del vapor mediante su evolución en base a su incremento de presión a diferentes niveles de evaporación y temperatura permite mejorar sus características a razón del desempeño que presenta en el proceso de expansión en las turbinas. Es importante aclarar que las herramientas de computo basadas en los estudios teóricos permiten dar una estimación del comportamiento que tendrán los equipos al igual que los fluidos de trabajo en condiciones reales, sin embargo existe una diferencia entre el desarrollo real y el estudiado, debido a condiciones no controlables que varían a lo largo del tiempo como el medio ambiente y las características que son propias de los fluidos de trabajo. Como ya se había mencionado anteriormente los materiales permiten el desarrollo a la mejora del ciclo termodinámico junto a los instrumentos de medición y control los cuales permiten que exista mayor precisión en el dominio del funcionamiento de un ciclo combinado. Por esta razón no es posible ajustar un proceso que cubra todos los posibles comportamientos, independientemente de que sean propuestos a puntos estandarizados (los cuales son revisados en laboratorio); debido a esto es común que se realicen ajustes en planta para la demanda de energía eléctrica. Debido a que la operación depende de los parámetros antes mencionados los tipos de arranque serán diferentes para cada sistema.

Con base en el ciclo teórico de Carnot se puede aumentar el rendimiento de un ciclo térmico aumentando el área de transferencia de calor entre el foco caliente y el foco frío, en el ciclo Rankine la disminución de la temperatura en la cesión de calor se consigue reduciendo la presión a la salida de la turbina y a su vez disminuye el valor de la temperatura 2 y 3 correspondientes al proceso de condensación. Con la disminución de esta presión la potencia de la turbina incrementa, además de aumentar el requerimiento de suministro de calor al ciclo y al trabajo de salida. En la Figura 1.4.1 se muestra el área de diferencia de presiones en el condensador. La potencia de la turbina depende de las características del vapor acotadas por los procedimientos de su tratamiento previo a realizar su ingreso al turbogruppo, las cuales son; presión, temperatura y humedad. Debido a que el vapor es el producto de la evaporación del agua esta debe tener una calidad óptima, esto se refiere a que no debe contener partículas corrosivas que dañen el cuerpo de la turbina y los elementos constitutivos de la caldera, además evita el daño prematuro en los tubos por donde circula.

El cambio de fase en el agua depende de dos factores imprescindibles la presión y la temperatura, los cuales se controlan a través de diferentes dispositivos como válvulas y equipos contenedores; la transferencia de energía térmica entre los gases de combustión y el agua permiten incrementar su temperatura por medio del calor sensible a razón de llevarla hasta el punto de saturación, inmediatamente comienza el proceso de evaporación debido al calor latente adquirido por el fluido, llevándolo hasta la saturación, a partir de este punto es posible continuar incrementando su temperatura mediante el sobrecalentamiento del vapor con el fin de aumentar la energía potencial en la turbina. El siguiente factor es la presión la cual determina que tan alta será la temperatura del agua a evaporarse, claramente la temperatura depende de la presión de vapor vivo así como de la presión del condensador sea lo más baja posible permitiendo un rango mayor de desarrollo en la turbina. La potencia de la turbina será determinada por la siguiente expresión:

$$\dot{W} = (\dot{m}_v)(W_m) \quad \text{[Ecuación 2.1]}$$

Donde

W_m = Trabajo motor; definido por:

$$W_m = W_{TV} - W_B \quad \text{[Ecuación 2.2]}$$

Así mismo el flujo de vapor dependerá de las temperaturas de la turbina de gas que actúan en el proceso de evaporación así como del flujo de gases de combustión y el calor específico a presión constante con el producto de la relación entálpica desde la entrada del vapor a la turbina, hasta el punto de saturación del líquido; la expresión se representa de la siguiente manera:

$$\dot{m}_v = \frac{(\dot{m}_{gc})(C_{p_{gc}})(T_{g4} - T_{g6})}{h_1 - h_a} \quad \text{[Ecuación 2.3]}$$

El trabajo de la turbina de vapor (ecuación 2.2.2) y de la bomba están asociadas con sus respectivas diferencias de entalpía (salto entálpico).

Si bien, la temperatura de vapor mientras más alta sea nos proporciona mejor trabajo mecánico, hay que considerar algunas imposiciones, las cuales se presentan en el ciclo Rankine con un nivel de presión, el cual es la base para interpretar las mejoras que se adicionan al utilizar diferentes configuraciones en el proceso, a continuación se muestran las características de ciclo combinado.

2.2.1.1. Un nivel de presión.

El ΔT_{alta} es un parámetro entre la temperatura a la salida de los gases de combustión y la temperatura de vapor a la entrada de la turbina de vapor, el cual va relacionado con la presión de entrada a la turbina. Este factor es importante ya que nos indica la temperatura máxima del vapor antes de la expansión. Por otro lado, la limitante para controlar la temperatura del vapor es la capacidad térmica de los materiales empleados tanto en la caldera de recuperación de calor como en la turbina, haciendo especial referencia a los álabes que son los que entran en contacto directo con el fluido de trabajo. La relación de presión de vapor se observa de la siguiente manera; dejando fijo el ΔT_{alta} y aumentando la presión de vapor notamos que el flujo másico (\dot{m}_v) disminuye, esta acción se verá reflejada en la potencia de la turbina ya que existe un decremento; independientemente de una mejora en la calidad de vapor, habrá una menor recuperación de calor así como un rendimiento reducido en la caldera de recuperación de calor. Contrariando los valores anteriores, se estima que al haber un incremento en el flujo másico del vapor este tiende a disminuir su densidad, la razón es que al intentar recuperar el volumen que lo contiene esta disminuye limitando el potencial mecánico de la turbina, además de generarse pérdidas en los equipos. La importancia de optimizar el Δ_h de la turbina de vapor se debe a que es una máquina térmica motora, esto quiere decir que necesita disponer de la mayor cantidad de energía cinética contenida en el vapor para producir un movimiento angular, por esta razón los parámetros de mayor potencia serán para condiciones donde la condensación ocurra en las últimas etapas de la expansión, de esta manera se prolonga el vapor en su estado gaseoso. Es inevitable que el vapor se condense por la disminución de presión y temperatura en el recorrido de las etapas, por lo que es importante que esta condición se presente en una proporción de vapor del 88% y un contenido de agua al 12%. Entonces se establece que a una mayor temperatura en el vapor reduce la humedad presente en las últimas etapas de expansión, permitiendo aumentar el vacío en el condensador y verse reflejado en la potencia misma. Aunque los equipos están diseñados para soportar condiciones de altas temperaturas, corrosión y presión, no es posible incrementar sus condiciones de resistencia debido a que la implementación de mejores materiales implica costos monetarios demasiado altos lo que no se permite debido a que la inversión no se recupera.

Pinch Point.

Es la diferencia entre la temperatura en el punto de saturación del agua en la entrada del evaporador (a) y la de los gases de combustión verticalmente en esa dirección (T_{g6}), ver Figura 1.4.3. El valor óptimo de delta de pinch point (Δ_{pp}) se determina a razón de tener la mejor potencia en la turbina de vapor, esto se logra teniendo la menor diferencia de temperatura en ese punto; a partir de un valor de 20°C como parámetro de inicio se puede disminuir el delta de pinch point a 8°C, dando como resultado un incremento en el flujo de vapor del 3.16% y en la misma proporción porcentual la potencia de la turbina de vapor (\dot{W}_{TV}); esto proporciona una mayor cantidad de energía aprovechada, por el contrario la irreversibilidad disminuye 3.11%; por otra parte incrementando la temperatura a 30°C tanto el flujo de vapor como la potencia de la turbina habrán disminuido 2.64%; sin embargo hay que señalar que variando únicamente el (Δ_{pp}) no refleja un cambio en la eficiencia térmica.

En la práctica los parámetros de restricción no pueden ser ajenos entre sí, debido a esto el intentar modificar las condiciones de desempeño del ciclo combinado dependerá del diseño y el control de los equipos. El delta de pinch point no se puede modificar durante el funcionamiento o la puesta en marcha de la caldera de recuperación de calor, esto se debe a que es un factor determinado por el diseño asignado al equipo correspondiente; (el cual en este caso es el evaporador) esta condición se controla determinado el área del arpa en su construcción como se muestra en la Figura 1.3.4; por lo tanto el valor de delta de pinch point será inversamente proporcional a la superficie de contacto entre los gases de combustión y los tubos. Como se ha dicho, existe una ventaja energética asociada a valores bajos de temperatura, sin embargo se presenta un obstáculo y son los costos asociados a la construcción de secciones más grandes lo que limitaría su disposición a ser modular.

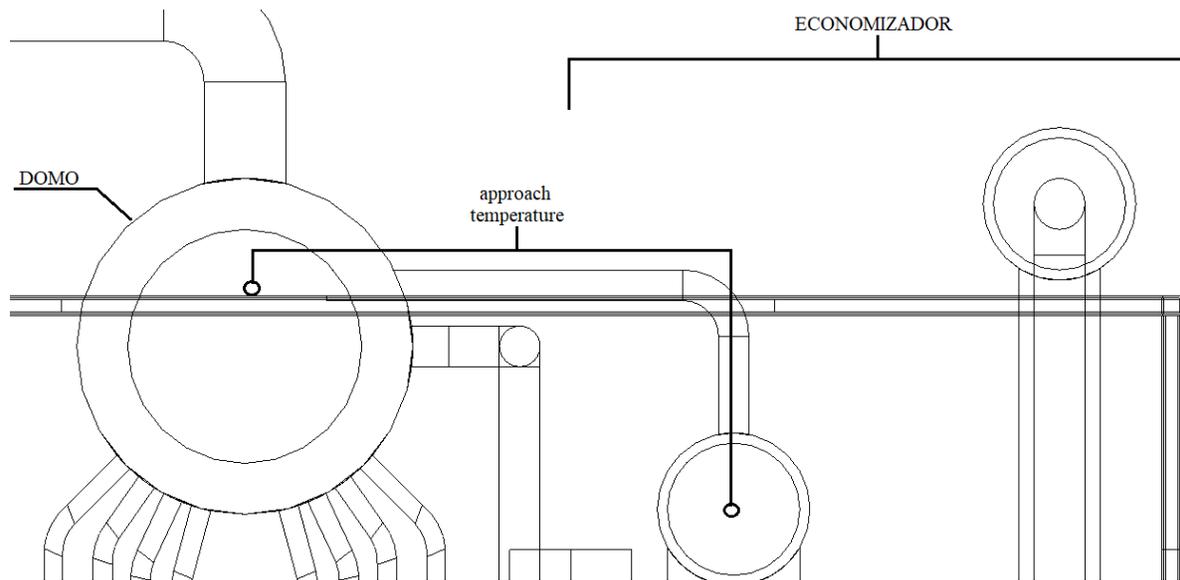
En la Figura 1.4.3. Se observa el perfil de temperaturas de la transferencia de calor entre el decremento de temperatura de los gases de combustión representada por la línea superior y los equipos del HRSG representado por la línea inferior de evolución de temperatura de agua-vapor. El eje de las abscisas corresponde al calor suministrado por unidad de masa. El área comprendida entre ambas líneas representa la pérdida de cesión de calor entre los gases de combustión y el suministro de vapor.

Approach temperature.

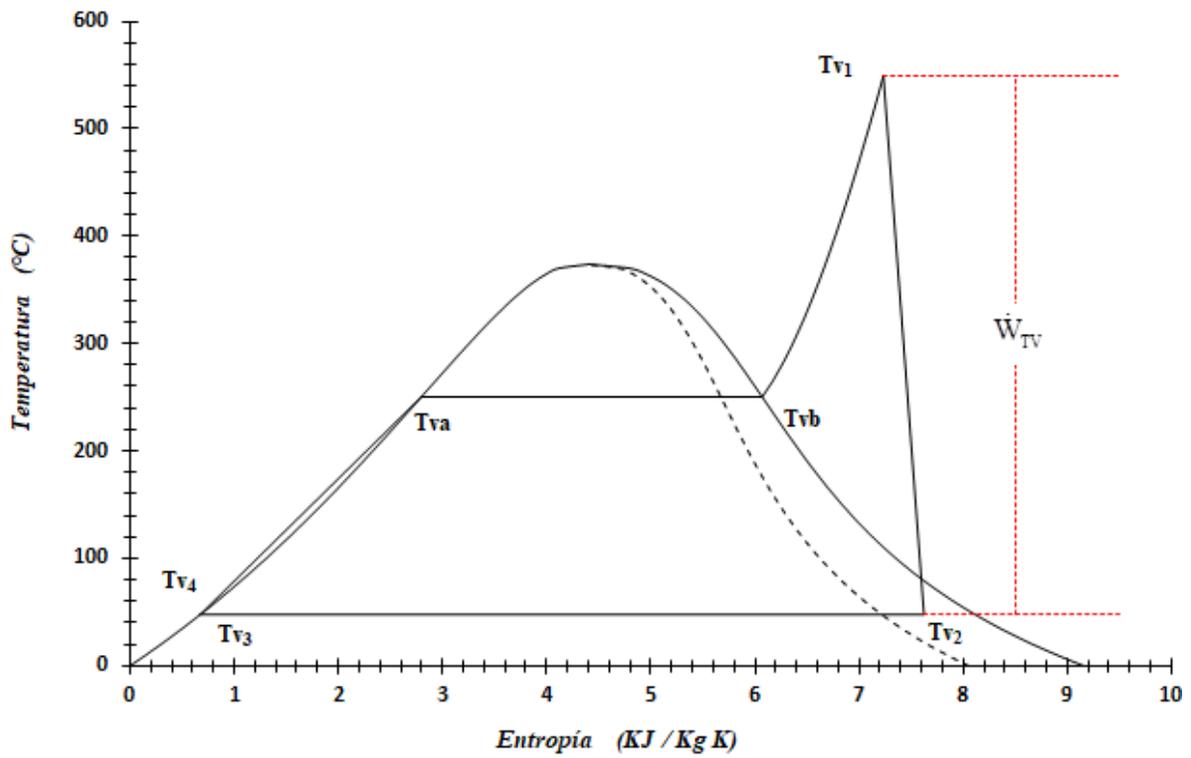
La aproximación de temperatura, es un término que se refiere a la diferencia de temperatura entre el fluido del proceso de salida y el fluido de servicio entrante. En el generador de vapor de recuperación de calor, es la diferencia de temperatura en el punto de saturación en el domo y la del líquido a la salida del economizador (ver Figura 1.4.1), este parámetro de restricción de seguridad evita la evaporación en los tubos del economizador. Se debe de prestar especial atención cuando el ciclo combinado trabaja a cargas parciales con valores bajos de approach temperature para evitar que el vapor impida el paso del agua, tomando en cuenta que esta condición solo afecta a HRSG de tipo horizontal de circulación natural. La adición de los parámetros de approach temperature y el pinch point determinan la producción de vapor una vez fijada la temperatura y presión del vapor tomando en cuenta el diseño del economizador [1]. Para sustentar la caída de presión en el sobrecalentador el diámetro de los tubos deben ser tal que se busque el equilibrio entre costos de producción y eficiencia; se estima que la caída de presión óptima debe estar entre 5 y 8 bar.

Un punto importante a considerar son las condiciones del agua en el circuito, debido a que el rendimiento del generador de vapor de recuperación de calor depende de la temperatura del agua que ingresa en el economizador, la cual debe de ser lo más baja posible para poder retirar la mayor carga térmica a los gases de combustión en la salida hacia la chimenea; algo importante a señalar es que la energía que necesita el agua para bajar la temperatura no es tan demandante, debido a que en ese punto los gases de combustión ya han cedido gran porcentaje de calor a los equipos previos. Para retirar el contenido excesivo de aire en el agua así como de gases, esta se hace pasar por un equipo llamado deareador, de igual manera ingresa vapor extraído de la turbina para dicho efecto y en el arranque con vapor procedente del domo, a razón de esta acción es como se eleva la temperatura del agua. Por otro lado el calentamiento del agua de reposición al ciclo en el condensador tiene por finalidad reducir la solubilidad de los gases no condensables como son CO_2 , N_2 , O_2 , CO y eliminar el mayor porcentaje de ellos, la temperatura para esto está comprendida en 60 °C. Cualquier

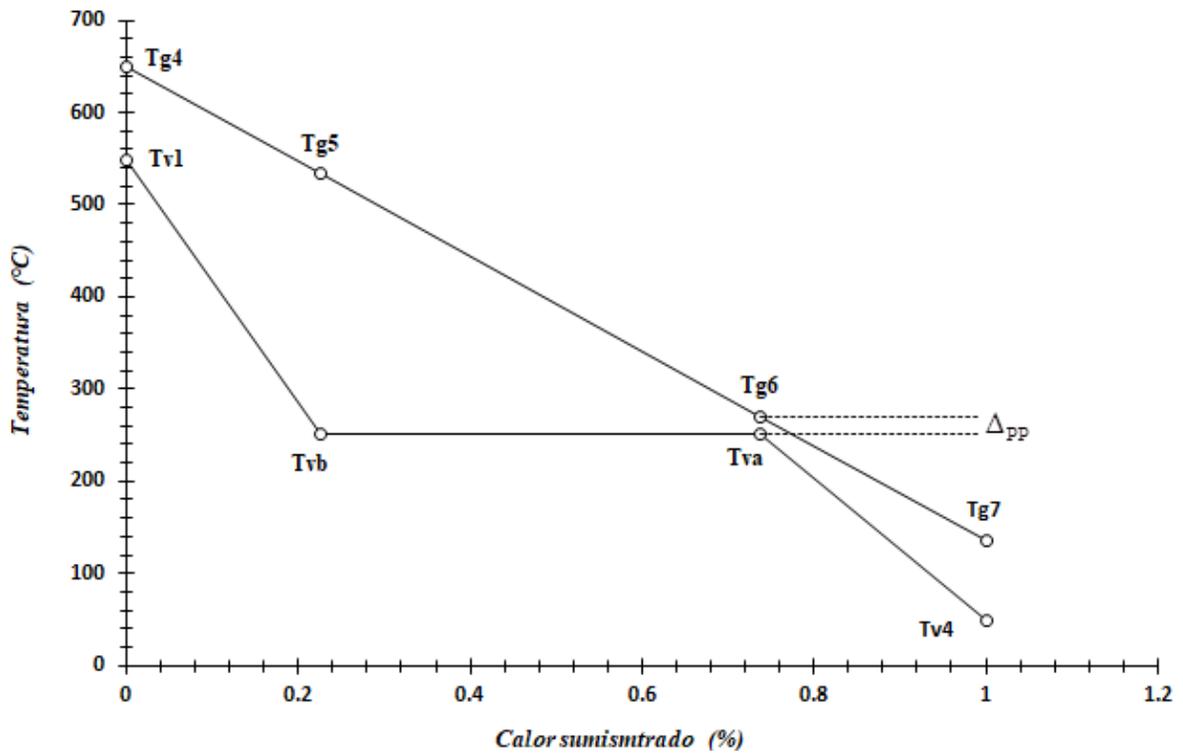
instalación de ciclo combinado está prevista de arranques y paradas frecuentes, por lo que los materiales del interior de los componentes deben resistir la corrosión. La temperatura de los tubos del economizador de menor temperatura debe mantenerse por encima del punto de rocío para evitar condensaciones acidas. Las condiciones de vapor previamente analizadas corresponden a un ciclo Rankine de un nivel de presión, dichas especificaciones comparten características con los sistemas de dos y tres niveles respectivamente; la diferencia se especifica a continuación. Es importante establecer la importancia del acondicionamiento de vapor en un ciclo combinado debido a la sensibilidad de los equipos a cambios efectuados por la demanda energética, así como de las condiciones ambientales y propias de la instalación; por lo que es imprescindible el continuo mejoramiento de los sistemas. Por esta razón no solo se requiere recuperar el calor residual de los gases de combustión, si no aprovecharlos de manera más eficiente, es por eso que en un ciclo de vapor una de las partes fundamentales es el incrementar los niveles de presión a los que puede operar.



20Figura 1.4.1. Representación del approach temperature en un diagrama esquemático.



21Figura 1.4.2. Ciclo Rankine de un nivel de presión y sobrecalentamiento.



22Figura 1.4.3. Perfil de temperaturas con un nivel de presión.

La Figura 1.4.2 representa el proceso al que está sujeto el ciclo de agua y vapor a lo largo del economizador, evaporador y sobrecalentador; los cuales están constituidos por las bobinas de tubos que conforman cada sección de la caldera de recuperación de calor, en este mismo contexto se representa la expansión de la turbina y finalmente la descarga hacia el condensador para posteriormente repetir el ciclo.

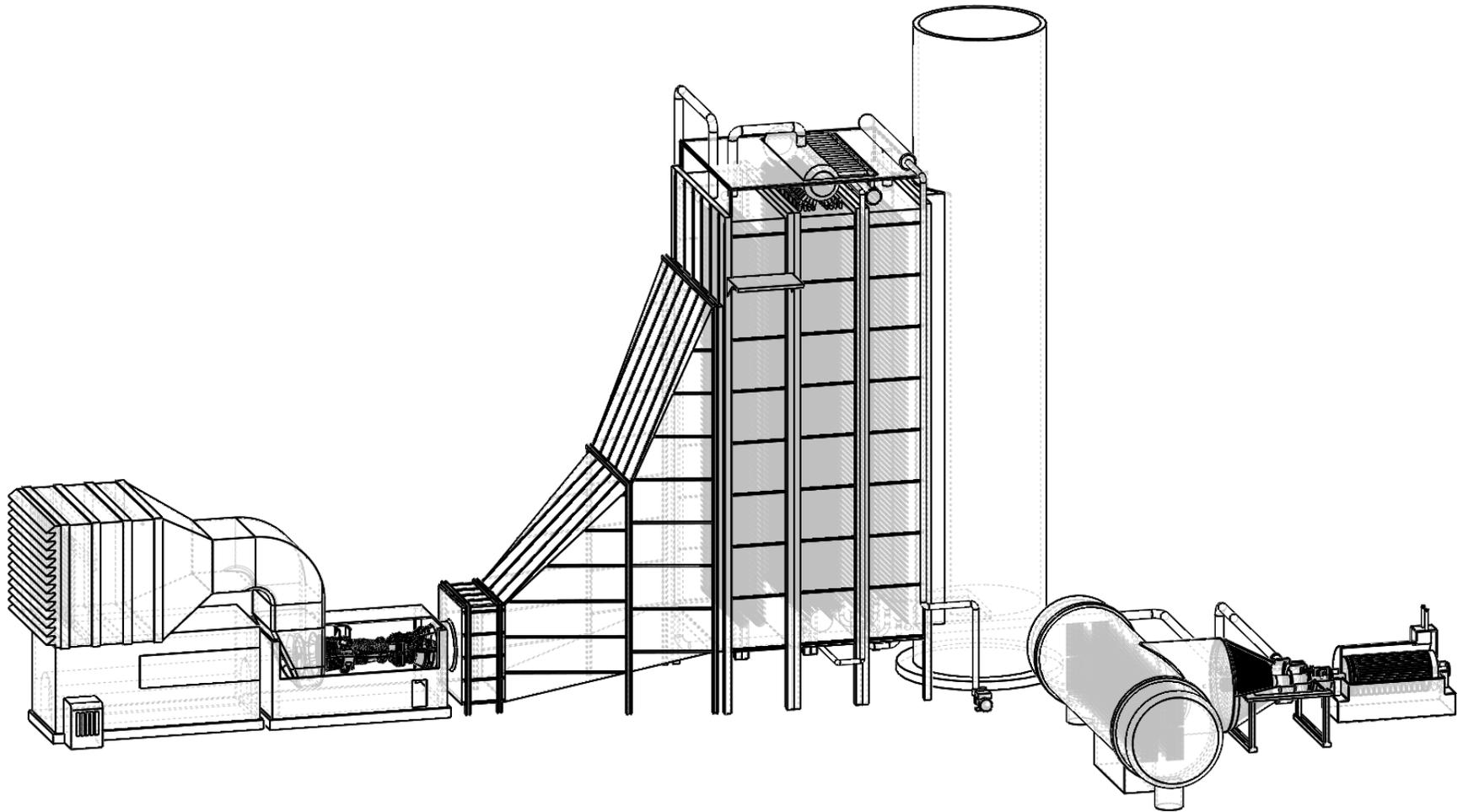
La Figura 1.4.3 representa el perfil de temperaturas de los equipos de la caldera de un nivel de presión, donde se observa la caída de temperaturas de los gases al pasar por la caldera y ceder su energía, así mismo en contraparte con la línea inferior discontinua representa el incremento de temperatura del agua hasta la saturación, posteriormente la evaporación a temperatura constante y finalmente el sobrecalentamiento del vapor

Proceso del agua y vapor en el ciclo Rankine.

Se supondrá una caldera en operación a plena carga con un nivel de presión; el vapor sobrecalentado ingresa a la turbina en la zona de alta presión atravesando un sistema de control por válvulas, derivando en una expansión a lo largo de las etapas estatorias y rotoras de la turbomáquina permitiendo el desarrollo de la potencia.

Mientras el vapor recorre el cuerpo de la turbina este pierde presión y temperatura, la velocidad de descarga del flujo dependerá del número de etapas así como el descenso de la presión y temperatura; por efecto de la disminución de estos dos últimos puntos el vapor empieza a condensarse, dando lugar a partículas de agua en los álabes finales (no es perjudicial siempre que se mantenga dentro del área comprendida entre la línea de saturación de vapor y la de calidad óptima representadas en la Figura 1.4.2). La mezcla de flujos de agua y vapor generados al final de las etapas de la turbina se caracteriza por tener un gran volumen así mismo una baja temperatura y presión, el proceso de condensación se realiza mediante la diferencia de temperaturas entre el vapor y el líquido que circula en el interior de una serie de tubos que atraviesan el condensador; el objetivo de este equipo es mantener una contrapresión en la descarga de la turbina; para garantizar la condensación el equipo es de gran tamaño para cubrir la mayor área posible; la salida del condensador se controla con un área reducida para retener de manera controlada el vapor y así permitir el proceso más eficiente. Debido al proceso de condensación que se realiza en un equipo cerrado se crea un vacío por la diferencia de volúmenes entre el vapor de baja presión y el condensado generando una diferencia de presiones la cual se controla a través de un venteo que permite la salida de aire y vapor no condensado (este último en bajo porcentaje), durante este proceso se crean pérdidas de agua que recirculan por lo que se compensa con agua de reposición. El condensado se dirige a un tanque de almacenamiento de ahí se incrementa su presión por medio de una bomba que lo dirige hacia la primer sección al interior de la caldera, el sistema de circulación que se encarga de incrementar la temperatura del agua es el economizador (es común previo al economizador encontrar un elemento llamado deareador que alcaliniza el agua de condensado y de reposición; su limpieza se realiza por medio de vapor a baja presión extraído en una etapa de la turbina e introducido al equipo) dentro de los tubos el agua también incrementa su velocidad debida a la reducción de diámetros y la presión es controlada por secciones de tuberías más grandes interconectadas al interior por lo que existen caídas de presión pero son mínimas aunque importantes a considerar. El agua precalentada ingresa al domo donde se controla su velocidad y su temperatura, (a través de la presión) esta debe estar por debajo del punto de saturación

en un rango de 8°C con el propósito de evitar la evaporación antes de ingresar al evaporador; el agua es descargada del domo por el principio de circulación natural debido a la diferencia de los pesos específicos entre la columna de agua vertical del tubo de bajada y la mezcla de agua vapor de la siguiente sección que corresponde al evaporador siguiendo el mismo principio; este equipo está integrado por una bobina de tubos donde se realiza la evaporación por medio de calor latente hasta la zona de saturación; (en calderas que se destinan a la cogeneración existen secciones de descarga por medio de electroválvulas que controlan el flujo a razón de su demanda a procesos independientes de la generación eléctrica; sin embargo este arreglo permite desarrollar un mejor desempeño por el aprovechamiento del calor residual del vapor) posteriormente el vapor es devuelto al domo donde termina de desprenderse de las partículas de agua presentes ascendiendo por diferencia de densidades. Finalmente para que el vapor antes de ingresar a la turbina gane energía y no se condense tan rápido se somete a un sobrecalentamiento, el cual incrementa su temperatura; esta sección de tubos se encuentra al principio de la caldera, es la que recibe la energía térmica de mayor temperatura y por lo tanto está sometido a mayor desgaste térmico (además de ser propenso a la oxidación). Finalmente se ingresa a la turbina de vapor y comienza el ciclo nuevamente. La velocidad de la turbina dependerá del flujo másico que se descargue, por lo que a mayor cantidad desarrollara más revoluciones por minuto, entregando mayor potencia al turbogenerador eléctrico, aun así los flujos de vapor se fijan en parámetros que son determinados por la capacidad de la caldera. A pesar de que no existe gran desarrollo en las turbomáquinas de vapor son indispensables para los ciclos combinados debido a que son equipos de gran resistencia mecánica, en este mismo contexto es importante mencionar que se han desarrollado dispositivos independientes que permiten un control en la presión, temperatura, refrigeración, lubricación y diversas variantes para estos elementos mecánicos; claramente la turbina de vapor sigue siendo un dispositivo resistente a variaciones, en contraparte de la turbina de gas la cual es un equipo muy sensible a las condiciones de trabajo. En la Figura 1.4.4 se representa un diagrama esquemático de un ciclo combinado con un nivel de presión que atiende la descripción. El sistema en la caldera se encarga de alimentar los equipos mediante las siguientes condiciones; bombas de agua de alimentación, líneas de agua a caldera por medio de las tuberías, asimismo se utilizan válvulas de control y válvulas de retención motorizadas, las cuales correspondientes a las líneas de llenado, válvula de retención en la línea de condensado, válvula de seguridad, compuertas aislantes (las cuales solo entran en servicio mientras se realiza el proceso de arranque). Las bombas de suministro de agua operan en función de las válvulas que regulan el caudal que alimenta la caldera, asegurando una velocidad constante en funcionamiento real, aun así el criterio de control establece una variación de r.p.m. con la puesta en marcha (en contrapunto queda establecido que la compuerta derivadora solo entrara en funcionamiento cuando se requiera independizar la caldera o en el arranque, donde se mantendrá activa mientras e realiza el llenado correspondiente de agua, además se abrirá gradualmente para evitar un sobrecalentamiento en los tubos de vapor). El control de los niveles en el domo y deareador, así como la velocidad del fluido en las tuberías serán realizados a través de válvulas de estrangulamiento dirigidas por los instrumentos de medición acoplados a los equipos de almacenamiento, entregando el agua necesaria para la caldera; en este punto las válvulas tipo aislantes estarán en posición de cerrado para impedir la mezcla de flujos entre equipos. El fluido de alimentación tiene un tiempo de retención en el domo de 3 minutos en plena carga el cual está en función de su nivel. Para obtener una buena calidad de separación del vapor el domo dispone de un sistema de purificación de vapor que consta de depuradores y purga, igualmente el dimensionamiento será establecido por el fabricante dependiendo de su propósito.



23Figura1.4.4.Ciclo combinado de un nivel de presión.

2.2.1.2. Dos niveles de presión.

Este ciclo de vapor presenta una ventaja en comparación con el ciclo de evaporación de un nivel, la diferencia se presenta en la caldera de recuperación de calor donde se integran nuevos equipos como son; domo, bomba, economizador y un evaporador, correspondientes a baja presión.

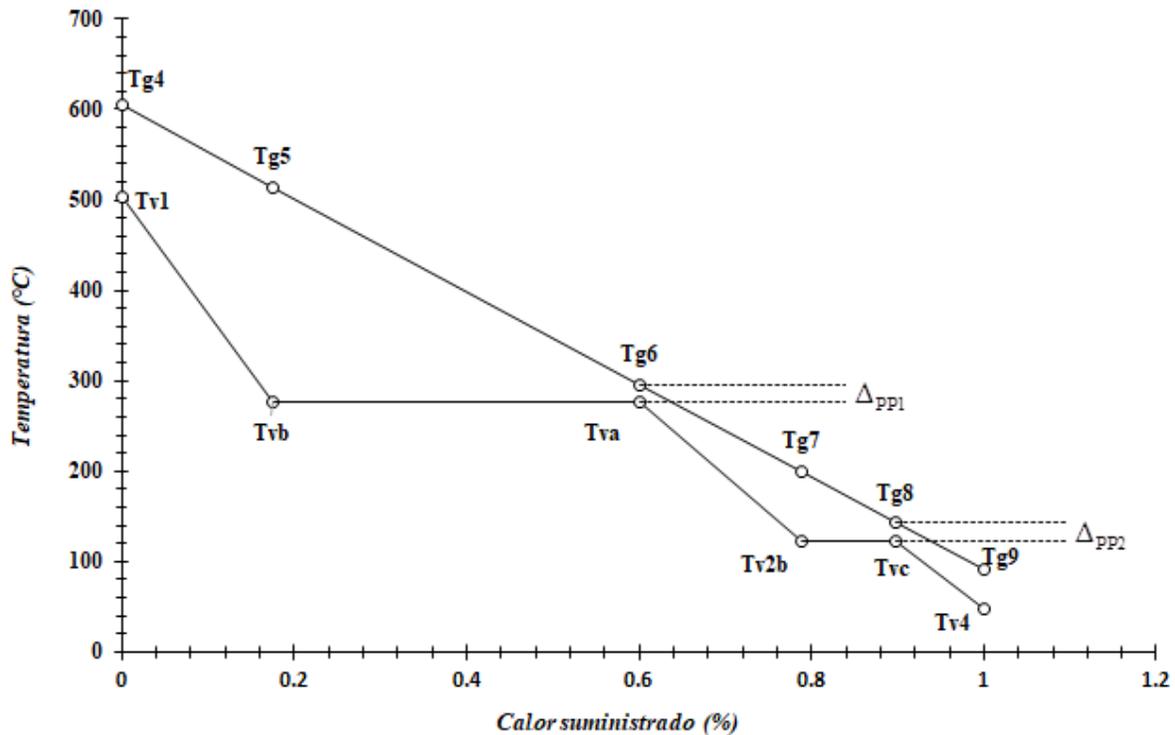
Un ciclo de vapor con dos niveles de presión permite reducir las pérdidas en la salida de los gases de combustión en un 3.6% en comparación con un ciclo de un nivel de presión; no obstante aumentan las perdidas en el condensador debido a que existe un mayor flujo de vapor. Utilizando los parámetros de inicio para un nivel de presión se obtienen los siguientes resultados. La eficiencia térmica de ciclo combinado incrementa en 11.29% a razón del decremento en la eficiencia térmica individual que se refleja en un 3.24%; esta diferencia se debe a la adición de equipos por donde circula el flujo de vapor primario y secundario; debido a esto el calor suministrado necesario para el cambio de fase así como el calentamiento del agua y del vapor producen un incremento del 61.22%, ya que este depende de la energía necesaria para producir un salto entálpico más rápido.

En las calderas con dos niveles de evaporación se presentan dos flujos de vapor correspondientes a alta y baja presión, lo que permite incrementar el punto de saturación del fluido, esta mejora se refleja en el aumento de la potencia en las turbinas de vapor y por lo tanto en la potencia de ciclo combinado, estableciéndose en 26.41 % por encima del ciclo con un nivel, además el flujo de vapor incrementa 8.73% debido a los dos suministros de líneas independientes. La eficiencia de la caldera mejora mientras la temperatura a la salida de la misma sea lo más baja posible y esto se consigue aumentando la secesión de energía calorífica al interior de la caldera; en este ciclo la temperatura disminuye 37.7% en comparación con el de un nivel de presión.

El vapor de baja presión es llevado desde el punto de saturación a una cámara donde se mezcla con el vapor de alta presión, el cual previamente ha cedido gran parte de su energía a su turbina correspondiente; el objetivo de mezclar ambos flujos e integrarlos a un segundo cuerpo es la posibilidad de incrementar la presión y aprovechar el resto del contenido energético del vapor de alta para adicionar potencia al turbogruppo. Debido a que la segunda turbina expande casi desde las primeras etapas vapor mezclado con agua requiere atenuar la degradación del equipo disminuyendo el número de escalonamientos; la cual es una condición que se prevé en el diseño de la caldera.

El hecho de poder aumentar la presión de vapor no significa que mientras más alta sea esta, la potencia del turbogruppo será directamente proporcional al incremento; esto se debe a que la turbina de alta presión siempre terminará su expansión en la zona de saturación y la turbina de baja presión expandirá siempre en la zona de agua-vapor. Un aumento en la presión muy alto implica que la calidad de vapor se reduzca significativamente, provocando que la energía del vapor se disipe prematuramente; por lo tanto el cuerpo de alta presión intentara compensar la deficiencia, generando un arrastre en el segundo, haciendo que la primer turbina baje su potencia; sin embargo aunque la segunda turbina aparente una proyección en la ganancia mecánica en realidad es energía desperdiciada, provocando una degradación acelerada en el turbogruppo. Las condiciones de operación de la turbina de gas dependerán de los niveles de evaporación que operen en la caldera. Existen restricciones térmicas en el control de la caldera que permiten mejorar las condiciones de evaporación las cuales se dictan por

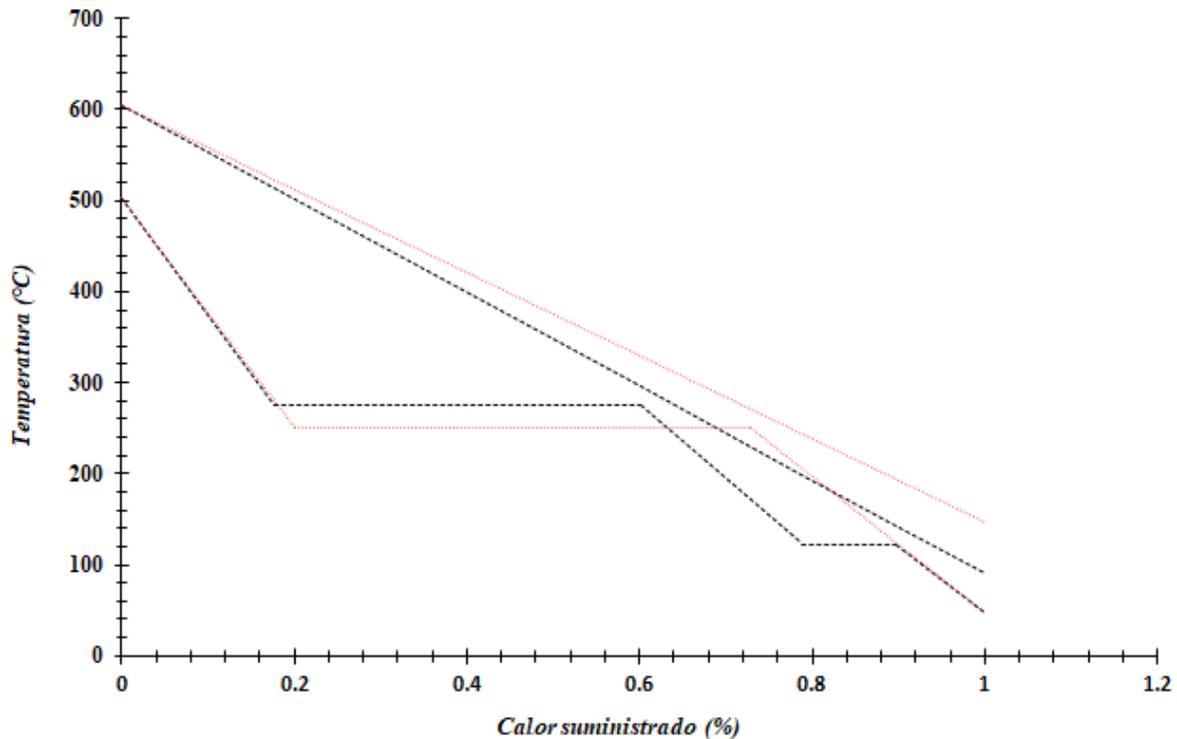
el control de temperatura de los materiales y sistemas mecánicos, los parámetros que determinan estas condiciones son $[\Delta T_{alta}][\Delta_{PP1}][\Delta_{PP2}][P_{V1}][P_{V2}][P_{cond}]$; la física del calor establece que el equilibrio térmico se alcanza cuando la temperatura en ambos fluidos es la misma, evidentemente los flujos de trabajo siempre están en movimiento por lo que los parámetros de control se condicionan a la diferencia de temperaturas y pérdidas a través de los espesores de los tubos así como del material con los que están fabricados atendiendo las mismas condiciones en la caldera, además de considerarse como un margen de seguridad para el ciclo, en este mismo contexto los delta de pinch point de ambas presiones permiten incrementar la potencia en 0.93% y el flujo de vapor en 1.87% a diferencia del ciclo con un nivel de evaporación que establece este parámetro en 20°C, sin embargo para dos niveles de presión tiende a mantenerse, debido a que el incremento es mínimo y no justifica el gasto extra en la construcción de los módulos. Independientemente de que la caldera trabaje con dos niveles de evaporación, no es posible incrementarla por encima de 60 bar en el circuito de alta presión, debido a que se ve afectada la expansión final por salir del parámetro de calidad de vapor óptimo, haciendo más difícil la operación de la turbina. En la siguiente Figura 1.4.5 se muestra el perfil de temperaturas de un ciclo con dos niveles de presión.



24Figura 1.4.5. Perfil de temperaturas con dos niveles de presión.

El comportamiento de la caldera a razón de adicionar equipos de baja presión dando lugar a una disminución de temperatura final con el mismo aporte de calor, asegurando un mayor flujo de vapor y de potencia, esto se puede observar en la gráfica debido a la disminución del área comprendida entre las líneas que representan la temperatura de los gases de combustión (pendiente superior) y la del ciclo agua-vapor (línea discontinua inferior), sin embargo técnicamente la razón se debe al incremento de superficie de contacto propuesta por los equipos; es importante señalar que el

aprovechamiento térmico será mayor cuanto menor área exista entre ambas líneas, lo que se consigue incrementando la presión y a su vez los equipos en la caldera, aunque el control para los sistemas auxiliares cambie debido a la adecuación de las nuevas condiciones de trabajo, la secuencia seguirá siendo la misma. Independientemente que se requiera mayor cantidad de calor suministrado para los equipos podrá notarse una mejoría en la expansión de las turbinas mejorando la eficiencia del condensador. En la Figura 1.4.6 se observa la comparación entre uno y dos niveles de presión dando lugar al proceso de mejora entre ambas calderas; hay que señalar que al aumentar el nivel de evaporación las pérdidas por contrapresión se incrementan por el cambio de geometría.



25Figura 1.4.6. Comparación de perfil de temperaturas con uno y dos niveles de presión.

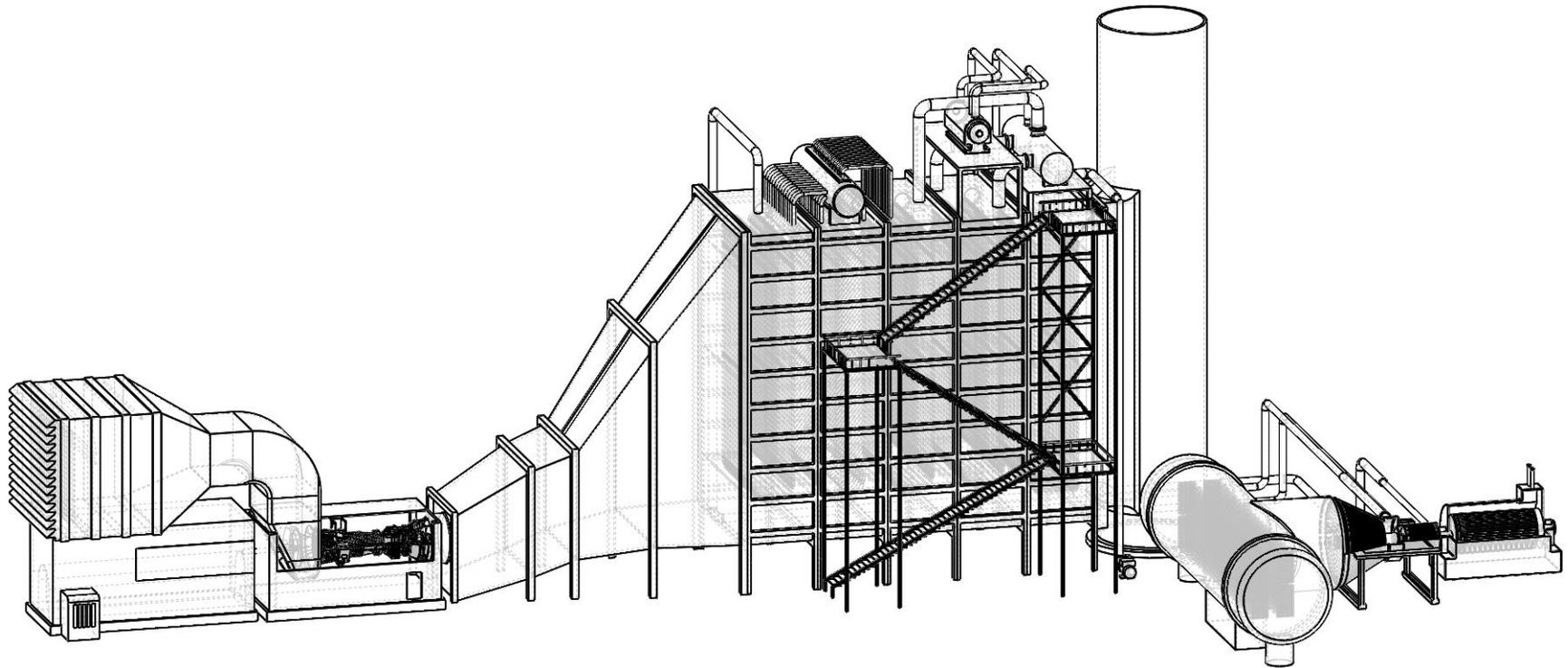
En un ciclo con dos niveles de evaporación se debe considerar las variaciones en los domos de alta y baja presión el tiempo de remanencia del agua en el primero es de 3 minutos y en el segundo se contempla 5 minutos por esta razón tiene dimensiones diferentes; en dirección del domo de alta presión está controlado por válvulas que determinan el flujo hacia el evaporador y en la segunda línea se establece el flujo volumétrico por medio de la bomba de alta presión, que establece su giro en condiciones del domo de alta presión dirigiendo el fluido hacia un incremento de temperatura en el economizador de alta presión, enseguida ingresa al evaporador de alta presión realizando su cambio de fase devolviéndose al domo de alta presión, una vez acondicionado se dirige el vapor al sobrecalentador de alta presión inmediatamente alcanzadas las condiciones óptimas de operación, el vapor vivo comienza a expandirse en el cuerpo de la primera turbina; ahora el vapor de baja presión para este arreglo sale del domo e ingresa a una cámara donde se mezcla con el vapor residual de la primera turbina, en este equipo ambos flujos comparten características similares de presión y temperatura, indicadas en la zona de saturación permitiendo una expansión en un segundo cuerpo de turbina para aprovechar la energía restante del vapor descargando en el condensador.

El control de domo de alta presión se ajusta mediante la posición de la válvula de agua de alimentación en un nivel intermedio; ahora el punto nominal establecido se corrige conforme a la diferencia entre el flujo volumétrico del agua de alimentación y el de vapor estimando el control a través de la presión del vapor; en el momento se realiza corrección automática en dos elementos:

- Corrección para el flujo volumétrico del agua.
- Corrección para el flujo volumétrico del vapor.

Si el flujo de vapor en el domo es mayor al 30% no se presenta el purgado de vapor; si el flujo de vapor se altera se manda la advertencia al domo abriendo una válvula de venteo para recircular el vapor de alta presión, enseguida se corrige mediante by pass en el agua de alimentación. El domo se mantiene estable mediante un controlador de nivel de acción rápida que proporciona un punto variable para el controlador de flujo de agua; la salida del controlador de agua de alimentación regulado por las válvulas de la misma línea de alimentación; asimismo la regulación mediante la carga e trabajo a través de venteos de vapor.

El control del domo de baja presión igualmente se realiza mediante el posicionamiento de válvulas del agua proveniente del contenedor principal utilizando una referencia de mínimo volumen al interior; el punto nominal que se establece se corrige conforme a la diferencia entre el caudal de alimentación y el caudal de vapor; para este caso la corrección se realiza a partir de un nivel inferior en el flujo volumétrico del 25% los siguientes puntos comparten las condiciones del domo de alta presión. En la Figura 1.4.7 se observa un diagrama esquemático de dos niveles de evaporación con sobrecalentamiento y evaporador de baja presión.



26Figura 1.4.7. Diagrama de ciclo combinado de dos niveles de presión.

2.2.1.3. Tres niveles de presión.

Es común que en la actualidad se empleen plantas de ciclo combinado que operen con tres niveles de evaporación para la generación de electricidad; el objetivo es aprovechar de manera más eficiente la energía de los gases de combustión, esta mejora es capaz de reducir el porcentaje de humedad en las etapas finales con respecto a niveles inferiores de presión además de incrementar la potencia y la eficiencia térmica. Existen diferentes configuraciones de calderas dentro del manejo de tres niveles, cada una estará destinada a satisfacer las condiciones de demanda en una zona particular y de la disponibilidad de construcción permitiendo la integración de más de una unidad.

En el año 2017 el sector eléctrico en México proporcionó una capacidad de energía eléctrica total de 329,162 GWh; considerando la implementación de las tecnologías convencionales y limpias; de las cuales el 79.8% provienen de las convencionales y el 50% [14] es proporcionada por ciclos combinados, dentro de los cuales se integran calderas de recuperación de calor de 1, 2 y 3 niveles de presión, es preciso decir que la tecnología de ciclos combinados predomina en México; en el año 2017 existían 83 centrales eléctricas con esta tecnología con una capacidad instalada de 28,084 MW, generando 165,245 GWh que representa el 50% de la generación eléctrica del país [14].

En un ciclo de vapor con tres niveles de evaporación se adicionan equipos para el suministro de una tercera línea de vapor, por lo que los nuevos equipos aprovecharán la energía de los gases de combustión; la implementación será de la siguiente forma:

- **Circuito de baja presión.**

El fluido es ingresado hacia el economizador por medio de una bomba que eleva la presión hasta el punto de trabajo por medio del calor sensible, el agua posteriormente se conduce al interior del domo donde permite establecer correctamente la temperatura para evitar la evaporación prematura; posteriormente se dirige hacia el evaporador donde después de haber alcanzado su máximo punto de saturación comienza la evaporación hasta la saturación, en su recorrido ingresa nuevamente al domo para dejar todas las partículas de agua que hayan quedado en él, enseguida se incrementa su temperatura en un sobrecalentador para finalmente mezclarse con otro flujo de vapor proveniente de una presión superior e ingresar al cuerpo de turbina el cual en esta configuración es de tipo espejo de gran tamaño para soportar los flujos de vapor que son de gran volumen.

Es común que el domo de baja presión tenga un sistema de control preciso, con un margen de variación menor debido a que del mismo se realizan las extracciones para los dos siguientes niveles de presión,

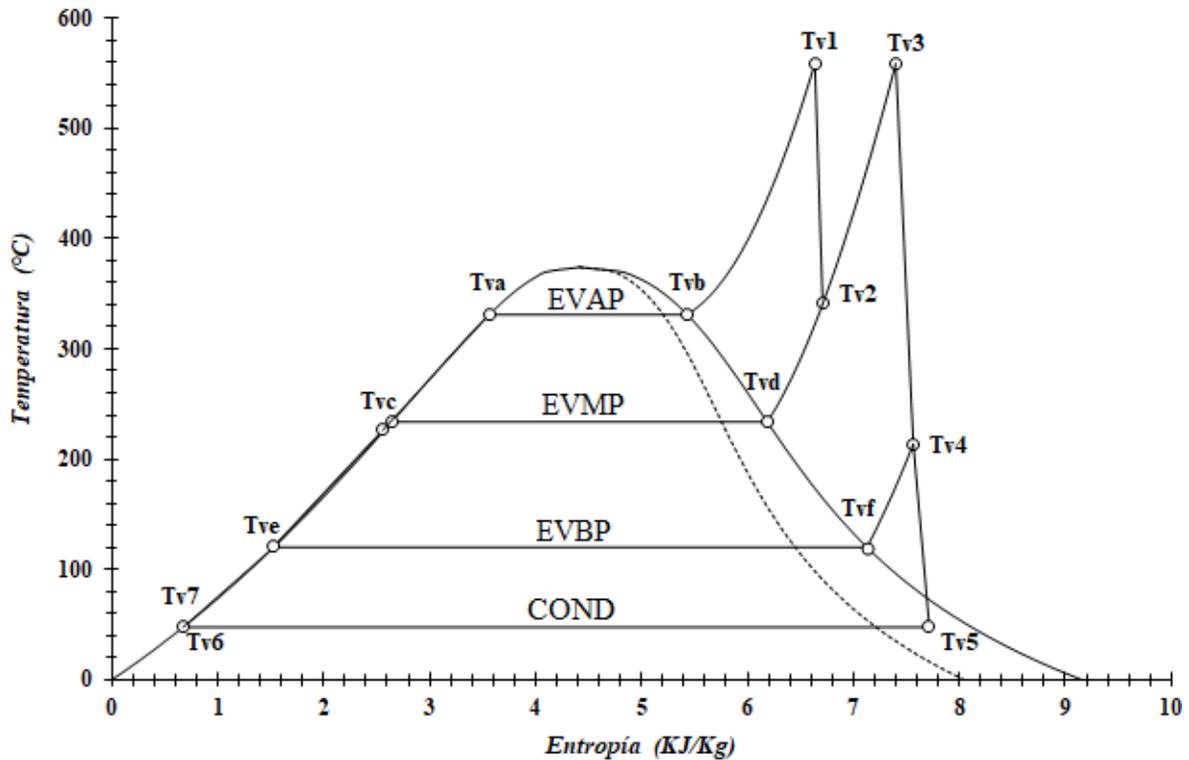
- **Circuito de media presión.**

Del domo perteneciente a baja presión se realiza una extracción de agua, la cual es recirculada hacia un economizador por medio de un equipo de bombeo que eleva su presión, posteriormente ingresa al domo correspondiente y eventualmente es dirigido al evaporador, después de pasar nuevamente por el domo el vapor es sobrecalentado y mezclado con el vapor de alta presión, la mezcla es recalentada para ingresar finalmente a la turbina de media presión.

- **Circuito de alta presión.**

A partir del domo de baja presión se realiza una tercera extracción por medio de su correspondiente bomba, el fluido previo a entrar al economizador y para mejorar la ganancia energética del fluido se debe precalentar a una temperatura coincidente al economizador de media presión; asimismo tiende a circular por su respectivo economizador en dirección al domo y posteriormente al evaporador, después de su paso por el domo nuevamente, el vapor es sobrecalentado e ingresado a la turbina de alta presión. El vapor es extraído de la turbina en una etapa intermedia y mezclado con el vapor de media presión. Ya en la turbina de baja presión descarga en el condensador para repetir el proceso.

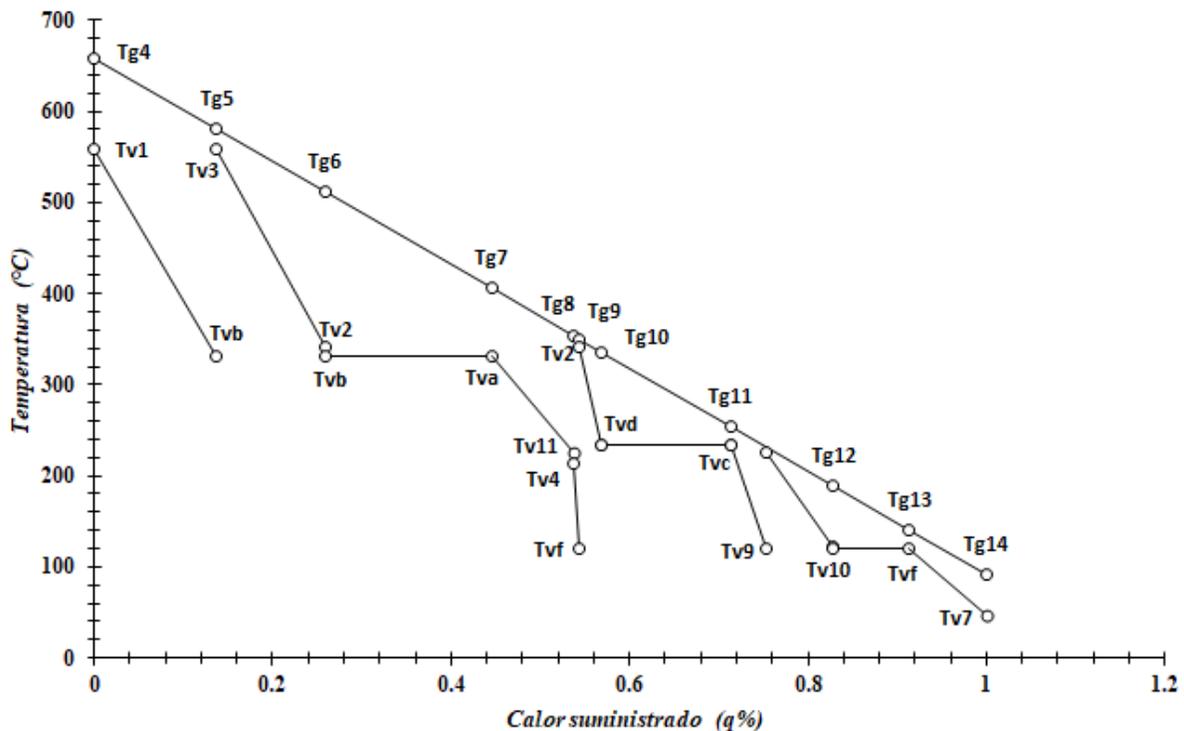
En la Figura 1.4.8 se representa el ciclo Rankine de tres niveles de presión atendiendo la descripción.



27Figura 1.4.8. Diagrama temperatura entropía de tres niveles de presión.

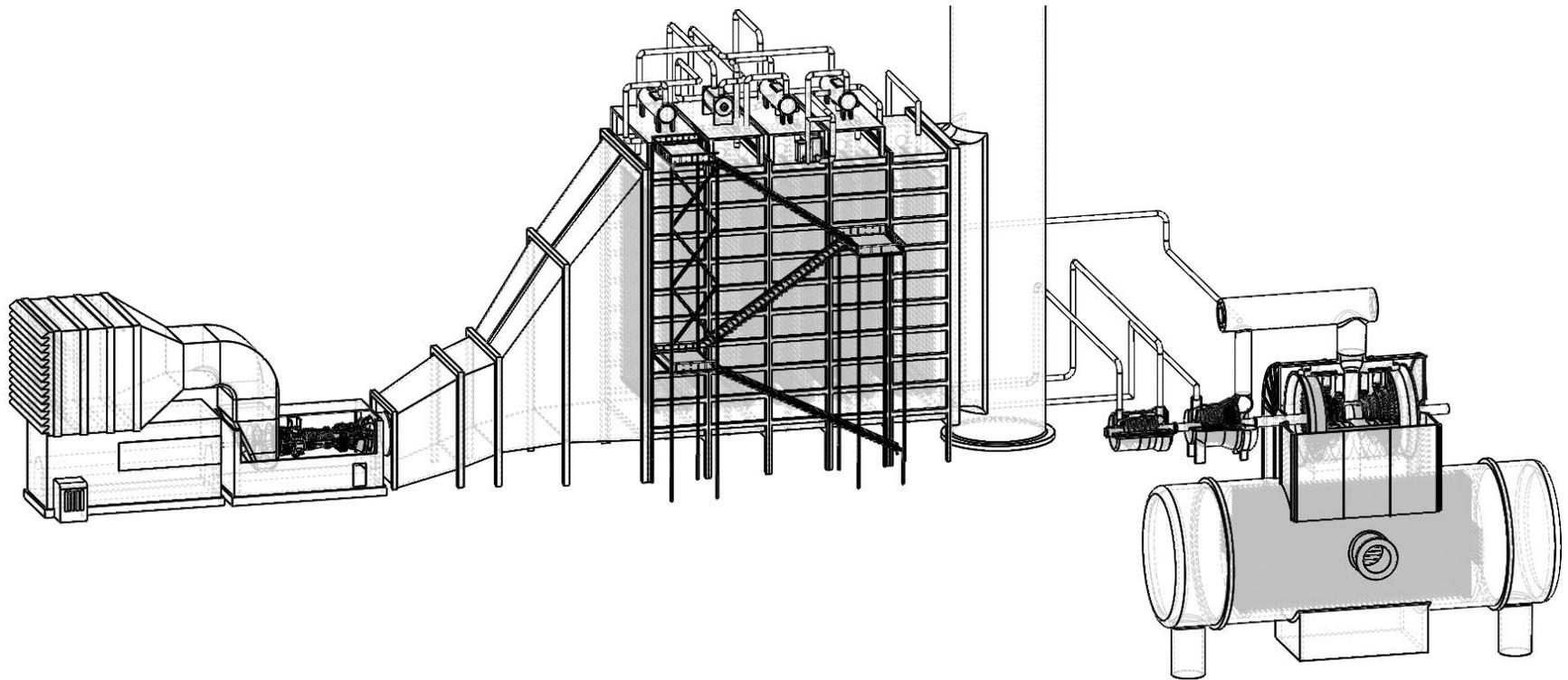
El calor suministrado por unidad de masa incrementa 61.47% con respecto al de dos niveles de presión, el equipo que más requiere energía térmica es el evaporador de baja presión, para lograr que el agua realice el cambio de fase, cuando este en el punto de saturación el sobrecalentamiento se ocupa para adicionar energía al vapor proveniente de media presión. El economizador de alta presión requiere menor energía durante la transferencia de calor en comparación al equipo correspondiente de dos niveles de evaporación donde se presenta una diferencia del 19.59% debido a que en la caldera de tres niveles se integra un precalentador que proporciona el incremento de temperatura antes de llegar al economizador, el proceso indica que necesitaría mayor cantidad de energía para llegar al punto de saturación, lo cual resultaría poco práctico, por que requeriría una cantidad energética exigente al igual que el evaporador de media presión, precisando un aporte tan solo del 22.64% lo que es un valor muy bajo.

La tendencia mecánica que necesitaría es hacer que el vapor permanezca más tiempo en la caldera lo que implicaría acordeones con más bobinas para aumentar el recorrido del vapor y así suministrar la energía necesaria, sin embargo es técnicamente imposible. La temperatura al final de la caldera se reduce 5.29%, la diferencia es poca en comparación al de uno y dos niveles de presión, sin embargo mejoran las condiciones de desempeño en este arreglo. Evidentemente la potencia del turbogruppo de vapor incrementara debido a que se acopla un nuevo equipo, en total existen tres cuerpos de vapor que proporcionan un incremento del 12.38%. La manera de mejorar el salto entálpico es a través del diseño de la turbina de vapor en virtud del número de etapas y de la capacidad de ingresar vapor de una o más líneas de presión. De las tres turbinas la que genera mayor potencia es la de media presión con 49.51% por encima de la turbina de alta y 36.27% con la de baja presión; incrementando la eficiencia térmica del ciclo de vapor 10.42%. La eficiencia térmica de ciclo combinado incrementa 7% y la potencia 11.55% en adición al cambio de condiciones de la turbina de gas. En la Figura 1.4.9 se muestra el perfil de temperaturas respecto a tres niveles de presión.



28 Figura 1.4.9. Perfil de temperaturas con tres niveles de presión.

En la Figura 1.4.9 se observa la tendencia de disminución de la temperatura de los gases de combustión, debido a los elementos internos de la caldera de recuperación de calor, en la cual se integran 11 equipos, el área comprendida entre la línea superior que representa los gases de combustión y las líneas independientes que representan la temperatura de los equipos se ve estrechamente reducida lo que indica que hay mayor aprovechamiento de la energía térmica. En la Figura 1.4. 10 se ejemplifica un ciclo combinado con tres niveles de presión propuesto a las figuras de este apartado.



29Figura 1.4.10. Diagrama esquemático con tres niveles de presión.

2.2.2. Funcionamiento de los equipos auxiliares.

Domo.

El propósito de este equipo es separar el vapor del agua y así cumplir con los siguientes objetivos; permite controlar la velocidad del agua proveniente del economizador que se dirige hacia la sección del evaporador, el vapor nuevamente ingresa al domo donde se separa el agua que aún está presente en un porcentaje, por efecto de la presión y temperatura en el interior del domo y el propio de los flujos de trabajo, debido a la diferencia de densidades el vapor asciende, además de disminuir su velocidad para el ingreso hacia la sección de sobrecalentamiento.

Con el fin de mantener controlado el vapor, el nivel de agua debe ser muy preciso; si es muy alto puede generarse arrastre hacia el siguiente equipo, por el contrario si el nivel es demasiado bajo las paredes de la tubería sufrirían de desgaste muy rápido hasta llegar a la fractura debido a la fatiga térmica. Las especificaciones dependerán de la capacidad del elemento contenedor la cual será determinada por los niveles de evaporación y su acondicionamiento. Por esta razón se establecen tres tipos de control, de baja media y alta demanda la cual depende de la fluctuación de carga en la caldera. Elementos constitutivos del domo: Válvula de seguridad, válvula de venteo, válvula de purga, electrodo de control de nivel, control de nivel visual, transmisor de presión, transmisor de nivel, transmisor de temperatura, manómetro, termómetro, válvula de purga neumática, válvula de venteo automática.

Deareador.

El deareador o desgasificador es un equipo que se encuentra en las calderas de gran potencia, este dispositivo contempla tres propósitos principales; el primero es liberar gases no condensables del agua de alimentación; el segundo, es calentar el agua de reposición antes de que ingrese a la caldera; el tercer propósito es permitir almacenar una cierta cantidad de agua que pueda alimentar la caldera a medida que fluctúa la demanda de vapor. Los gases no condensables que más afectan el sistema son el dióxido de carbono y el oxígeno, este proceso de purificación se realiza para evitar la corrosión debida a la acidez presente, de igual manera se afecta los componentes asociados al deareador y los sistemas de purgado, entonces el agua de alimentación debe tener un nivel de pH entre 8 y 11. Este equipo debe tener la capacidad de eliminar aproximadamente 7 ppm de oxígeno, el contenido restante será eliminado por elementos químicos, los cuales son sulfito de sodio e hidracina. Mientras mayor temperatura contenga el agua habrá mayor liberación de oxígeno y dióxido de carbono y como el objetivo es eliminar estas sustancias es correcto admitir estas condiciones de calor, asimismo es importante liberarlo a la atmosfera mediante descargas de vapor a baja presión para evitar su acumulación ya que esta dificultaría la separación los gases no condensables, tomando en cuenta que si se expulsa demasiado vapor la temperatura disminuiría rápidamente dificultando el calentamiento del agua de alimentación en plena carga debido a la pérdida de energía.

Para mejorar la tasa de transferencia de calor entre el vapor y el agua de alimentación se ingresa en forma de aspersion mediante una válvula de pulverizado mejorando el área de contacto para que de esa manera la disociación de los gases sea lo más rápido posible así como el incremento de temperatura. La presión que se maneja en este equipo es menor a la atmosférica siendo de 0.5 bar e

incluso menor y la temperatura siendo de 105°C. Permitir que el agua se incremente 2°C por encima del punto de saturación garantizando la depuración de los elementos contaminantes, debido al ascenso del vapor a través del líquido se permite una mezcla eficiente con los elementos químicos que se agregan para retirar el resto de gases residuales, el tanque de almacenamiento proporciona el flujo de acuerdo a la demanda de la caldera de recuperación.

Bomba de etapa múltiple.

Esta máquina se encarga de elevar la presión del fluido de trabajo y dirigirlo hacia los equipos correspondientes, dependiendo de los niveles de presión es el número necesario para el bombeo a cada sección. Las bombas utilizadas son de etapa múltiple debido a la capacidad de incrementar la presión gracias al paso del fluido por las etapas escalonadas, son equipos de gran tamaño y se integran con un sistema autosebante. En el caso del condensador en aguas abajo se emplea una bomba sumergible tipo cárcamo para llevar el agua a un tanque y de ahí la bomba de alta presión al circuito principal.

Válvulas.

Las válvulas que se utilizan son de diferentes tipos y se adecuan al proceso por el cual circula el agua y el vapor; su función es detener o iniciar el flujo mediante su variación, controlando la dirección, regulando el flujo aguas abajo y la presión del proceso, además de liberar el sistema sobre y bajo presión. Los diferentes tipos de válvulas que existen pueden operar mediante los siguientes controles; tipo mecánico, eléctrico, hidráulico y neumáticos. Los tipos que se utilizan son las siguientes. Válvula tipo globo, válvula de compuerta, válvula de bola, válvula de descarga, whisperjet y válvula de retención.

Condensador.

El diseño del condensador depende del tipo de descarga en la turbina de vapor, la cual será de tipo transversal o axial, este elemento se encarga de retirar la energía térmica del vapor y así provocar una condensación; esto se realiza mediante agua a baja temperatura que se hace circular a través de tubos al interior del condensador entrando en contacto con el vapor; finalmente el condensado es depositado en un tanque de almacenamiento para nuevamente ser recirculado a la caldera de recuperación de calor. El agua utilizada para el proceso de condensación se regresa a otro equipo que se encarga de retirar el calor absorbido y continuar con el proceso. El condensador opera a una presión menor a la atmosférica, además de contemplar un gran tamaño para trabajar con grandes volúmenes de vapor, esto se consigue restringiendo la salida de condensado para garantizar la disposición de líquido.

Sistemas de enfriamiento.

Existen tres tipos de equipos para retirar el calor del vapor a través del condensador los cuales son; torre de tiro natural, torre de tiro forzado, aerocondensador; cada uno tiene un propósito y su implementación depende de la capacidad de potencia eléctrica que genere el ciclo combinado y por lo tanto de su temperatura. Las torres de tiro natural o torres hiperbólicas funcionan por diferencia de densidades entre el aire húmedo caliente y el que se encuentra en condiciones de temperatura atmosférica. El aire ingresa hacia el interior a nivel de piso, retirando el calor del fluido por efecto de convección ascendente, así el aire con menor temperatura desciende desplazando el más caliente. La

razón del diseño de la torre permite que al aire caliente se descargue fuera más rápidamente. El agua que ha retirado el calor en el condensador se descarga a través de una tubería al interior de la estructura, este sistema permite enfriar grandes caudales de agua, la razón de que sean tan grandes con dimensiones de 170 m de altura. En este tipo de torres para que se produzca el efecto de desplazamiento del aire caliente, su temperatura debe ser superior a la de termómetro de bulbo seco. Estos equipos se utilizan en instalaciones donde la tasa de extracción de calor es superior a los 100 MW, la cantidad de agua evaporada está determinada por la temperatura de bulbo húmedo y también de la demanda para reducir la temperatura; el agua que se utiliza en el sistema de enfriamiento debe ser desmineralizada para evitar deterioros en el sistema, aun así contiene elementos disueltos por lo que es preciso purgarla, al realizar este proceso existe una pérdida del 20 al 30 % de agua consumida por la torre la cual se tiene que recuperar en efecto de no alterar el circuito de agua-vapor.

Las torres de tiro forzado tienen un extractor en la parte superior que permite enfriar al agua caliente forzando la entrada de aire hacia la salida, la estructura de la torre de enfriamiento tiene rompe vientos para controlar la dirección del aire; el agua a enfriar ingresa por la parte superior de la estructura haciendo su recorrido más largo para garantizar el descenso de temperatura el ingreso de líquido es a través de goteo, al ser un caudal grande es propenso a que el extractor arroje fuera del sistema grandes cantidades de agua por lo que en su interior en la parte superior contiene una estructura que elimina el arrastre provocada por el extractor, devolviendo el agua al sistema, en el interior se encuentran una serie de láminas en capas para retardar la caída del agua permitiendo retirar el calor adecuadamente. Al inicio del proceso el aire tiene una temperatura de bulbo húmedo menor a la del agua entrante; la transferencia de calor por convección provoca un aumento de temperatura y humedad en conjunto la temperatura del agua disminuye cuyo límite estará marcado por la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra [15]. Debido a que se utilizan extractores se generan altas velocidades de aire, estos son susceptibles a sufrir recirculaciones por esta razón deben ser construidas con gran altura debido al volumen de aire que se desperdicia.

Los extractores son máquinas centrifugas impulsadas por motores eléctricos que requieren gran cantidad de energía eléctrica, sin embargo soportan grandes presiones estáticas; otra forma de minimizar la recirculación es colocar ventiladores a la entrada del aire. El principio de funcionamiento de una torre de tiro inducido también corresponde a las torres de tiro forzado, las cuales se diferencian por tener una velocidad de aire de descarga de 4 veces $\frac{m}{s}$ más que la de entrada la cual es de $2.22 \frac{m}{s}$,

[15] su ventaja radica al no crear zonas de baja presión por acción de ventiladores que pueden provocar recirculación, el aire entra a lo largo de las paredes de la torre, debido a este diseño la altura es más pequeña a comparación con torres de tiro forzado y tiro natural. Las torres de tiro inducido son de flujo por aire cruzado a razón de las entradas laterales, así mismo al interior los laminados aseguran el flujo de forma horizontal, el fluido desciende por efecto de gravedad.

En los sistemas de enfriamiento por aerocondensador funciona con la entrada de vapor en un distribuidor de tubo múltiple localizado en la parte superior de la estructura, el vapor se distribuye a lo largo de los tubos verticales con un flujo descendente, al agua generada se recolecta en un segundo cabezal en la parte inferior de la estructura drenándose hacia un tanque de almacenamiento para posteriormente ser bombeado al ciclo Rankine. El aerocondensador es un sistema de enfriamiento en

seco, este tipo de arreglo tienen una alta resistencia térmica del lado del refrigerante debido a que la resistencia térmica del aire es más alta que la del agua de enfriamiento de otros sistemas; esto es porque el coeficiente de transferencia de calor del aire es bajo y ocasiona que el coeficiente global sea pequeño y la resistencia térmica sea mayor. Para incrementar la transferencia de calor se acude al proceso convectivo el cual ocurre forzando el aire con ventiladores, también se puede aumentar el área de contacto lo que se logra implementando aletas en los tubos de condensado. Esta respuesta se debe a que si el área del aerocondensador es demasiado grande no correspondería con su diseño de ser compacto, los avances tecnológicos han permitido desarrollar superficies de intercambio que incrementen la tasa de transferencia de calor. Es importante que los materiales sean resistentes a la corrosión además de realizar mantenimientos constantes para evitar el incremento de la resistencia térmica.



30Figura 1.4.11. En la parte superior de la imagen se representa un desgasificador (deareador), y en la parte inferior un calderín (domo).

3.1. Introducción.

Una turbina de vapor es una máquina térmica capaz de transformar las diferentes formas de energía propias del fluido de trabajo (vapor) en potencia mecánica, esto se realiza a través de los álabes dispuestos en la periferia del eje de rotación. En principio se debe establecer que el vapor de agua al circular en el interior de la turbina manifiesta un cambio energético debido a su interacción con los elementos mecánicos; de esta manera es posible entender que existen diferentes condiciones energéticas que acompañan al vapor de agua, las cuales son energía interna (u) y de flujo, esta última se interpreta en forma de presión (P) y volumen (V); además de la debida a su desplazamiento la cual se presenta en energía cinética.

La suma de la energía interna y el trabajo (el cual depende de la variación de volumen con respecto a la presión) dan lugar a una función llamada entalpía (h); la cual determina la cantidad de energía calorífica que puede intercambiar con otro sistema manteniendo una presión constante; por lo tanto se puede establecer esta relación de la siguiente forma:

$$h = u + P V \quad \text{[Ecuación 3.1]}$$

Entonces es posible establecer que el trabajo desarrollado por la turbina de vapor será dado por la diferencia de entalpías entre la entrada y la salida del vapor a través del cuerpo motor; en este mismo contexto el funcionamiento de esta turbomáquina dependerá de la capacidad energética del vapor y del diseño de los álabes que le permitan aprovechar la energía del fluido; asimismo estará en función de la temperatura y presión.

Las turbinas de vapor se pueden clasificar de la siguiente forma:

- Aplicación.

Máquinas impulsoras de turbobombas, turbocompresores y turboventiladores; además de la aplicación para la generación de energía eléctrica, ya sea en ciclo combinado con turbina de gas, en ciclos binarios de mercurio, sodio y potasio; asimismo pueden operar en calderas con combustibles como carbón pulverizado.

- Instalación.

Móvil, la cual se utiliza en plataformas marinas como las de extracción de crudo y las instalaciones fijas para diversos servicios.

- Flujo de vapor a través de los álabes.

Impulso de vapor de un solo paso, impulso con alta velocidad (Curtis), impulso con presión (Rateau), impulso combinado de presión y velocidad. Reacción turbina Parsons y de flujo radial así como axial. Se puede hacer en combinación de impulso y reacción.

- Números de escape de vapor.

Paso directo; sin derivaciones de vapor, con extracciones; simples, dobles o triples, para sobrecalentamiento y recalentamiento; de contrapresión y condensado y de doble propósito (desalinizar agua, calefacción, esterilización, etc.)

- Tipo de carcasa.

El cuerpo de la turbina de vapor de alta y media presión están constituidos en una sola carcasa, o de forma independiente.

3.2. Principio de funcionamiento.

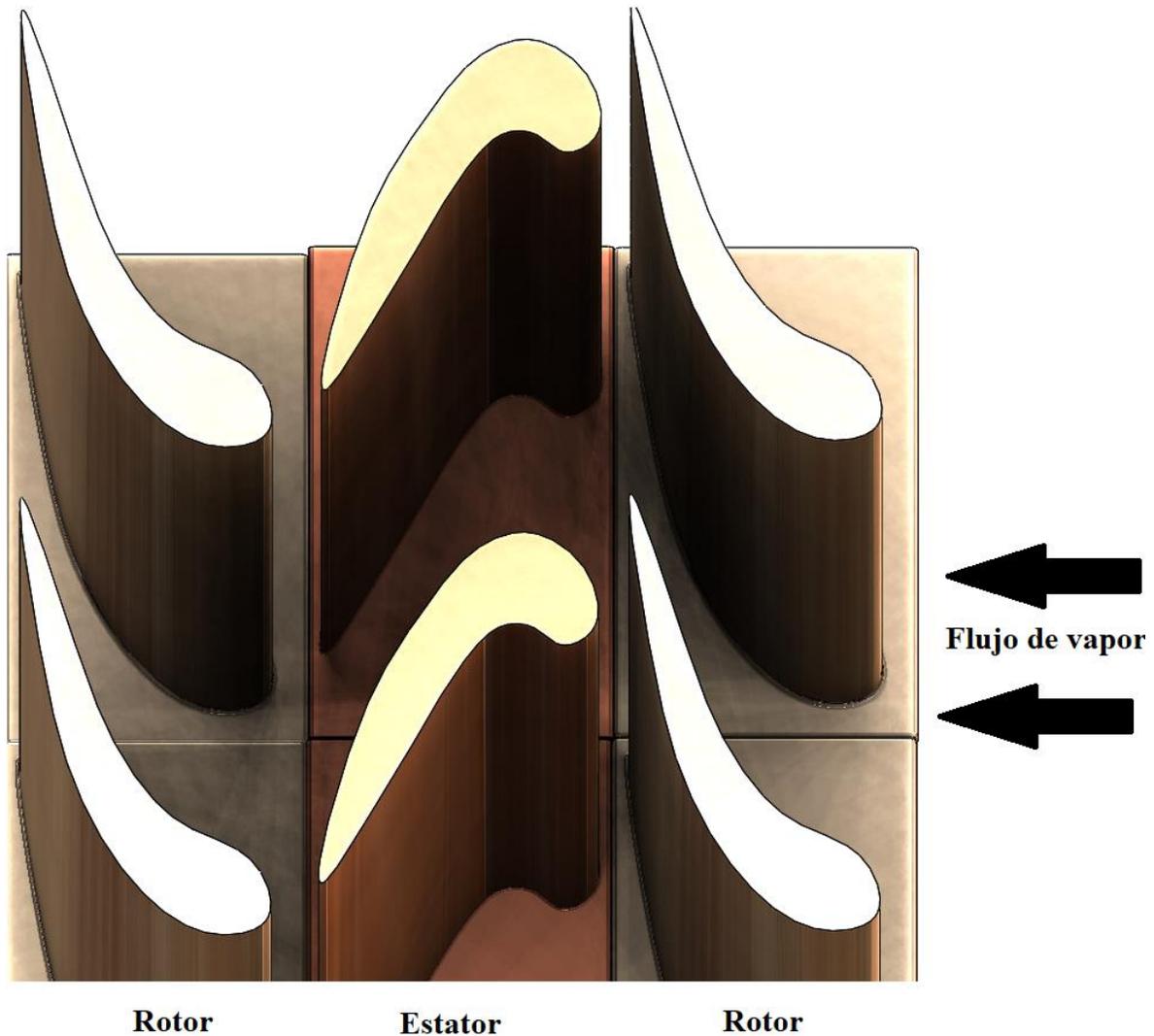
Las turbinas de vapor están adaptadas de acuerdo al nivel de presión que incorpore la caldera de recuperación de calor, esto quiere decir que el número de cuerpos que se integren dependerán de los diferentes niveles de evaporación, así como de la disposición de extracciones en el circuito de vapor, es por eso que se presentan cuerpos de alta, media y baja presión.

Como ya se había descrito en el capítulo 1 la mejora en la potencia de las turbinas de vapor se dará cuando exista una diferencia considerable entre el foco de alta temperatura con respecto al de baja temperatura, permitiendo un salto entálpico mayor lo que generara un desarrollo mecánico más eficiente. En esta descripción supóngase un flujo de vapor con tres niveles de presión así como su equipo de sobrecalentamiento y recalentamiento. El vapor sobrecalentado proveniente de la caldera de recuperación de calor ingresa al cuerpo de alta presión el cual constituye un diseño de tobera donde transfiere parte de su energía por medio de la expansión a través álabes, los cuales permiten la transferencia de la energía térmica en rotacional a través del elemento rotor, debido al alto contenido de energía cinética. El rotor está cubierto con una carcasa de doble sección apertada que actúa como barrera de presión minimizando la pérdida de vapor, además de impedir la cesión de temperatura con el medio exterior.

El diseño de la carcasa permite integrar anillos donde se montan los álabes estatores, los cuales dirigen el flujo de vapor en la dirección correcta hacia la siguiente fila de álabes móviles. En los extremos de cada montaje individual existen sellos en la unión entre el rotor y la carcasa para evitar las fugas de vapor; el paso del vapor por las etapas rotoras y estatoras produce un decremento en la energía cinética, así como en la presión y la temperatura; debido a que el fluido generan una diferencia de presiones entre las superficies de los álabes produciendo el movimiento en el rotor por el efecto de la fuerza aplicada.

Como se ha mencionado anteriormente la energía cinética, así como la presión y la temperatura disminuyen al paso de la primera etapa del rotor, sin embargo es posible incrementar la energía cinética reduciendo el área de salida comprendida entre los álabes del estator, por otro lado existen dos condiciones en el estator que mantiene en decremento tanto la presión como la temperatura; en primer orden al no haber adición de calor en esta etapa no existe ganancia de energía térmica; así mismo la geometría que se forma entre los álabes estatores permiten ganar velocidad con lo que la presión disminuye, esto se debe al efecto Venturi (asociado a la ley de Bernoulli) provocado por la

diferencia de sección que atraviesa, a razón de mantener en equilibrio la energía del fluido. En la Figura 3.1 se muestra una sección de escalonamientos de álabes estatores y de rotor.



31Figura 3.1. Sección de las etapas de una turbina de vapor.

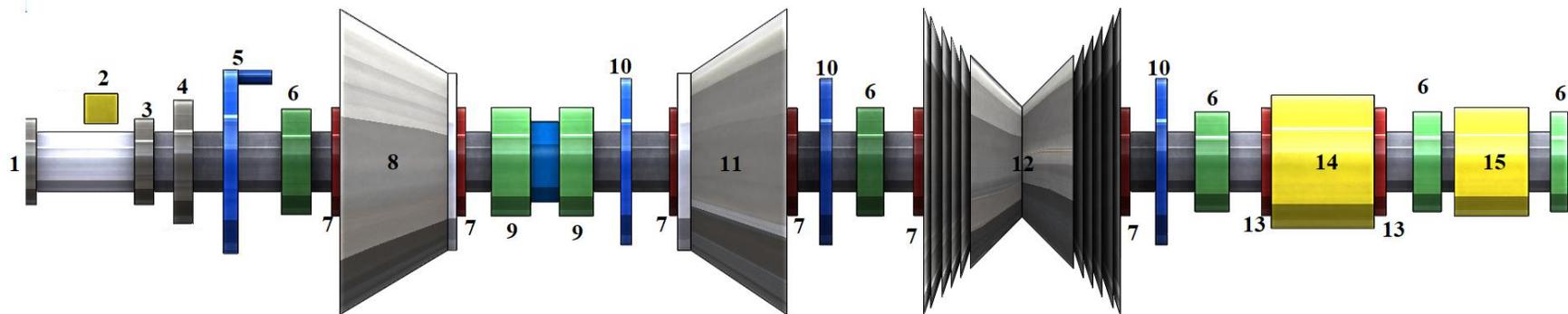
Mientras la presión del vapor disminuye el volumen del mismo incrementa, por esta razón es importante que a medida que el vapor se descarga se aumente el área de salida con respecto a la inyección, con el fin de evitar que el flujo abandone la turbina a alta velocidad. Para hacer más eficiente el ciclo de vapor se debe aprovechar al máximo la energía del fluido, por tal motivo el vapor proveniente de la turbina de alta presión es re direccionado a la caldera de recuperacion de calor con el objetivo de que obtenga una ganancia energética añadiendo calor nuevamente, este proceso se denomina recalentamiento; el vapor recalentado ahora es ingresado a la turbina de media presión, donde la dirección del flujo puede ser opuesto a la de alta presión o en el mismo sentido; esto se refiere a equipos donde el flujo del fluido pasa inmediatamente del cuerpo de alta presión al de baja presión.

La descarga de presión intermedia puede realizarse inmediatamente a la turbina de baja presión o mezclarse con vapor sobrecalentado de baja presión e ingresar a la turbina; cualquiera que sea la disposición del flujo de vapor los rotores están acoplados en tipo tándem, esto quiere decir que los cuerpos de turbina generan su rotación sobre la misma flecha para aprovechar de manera más eficiente la presión del vapor.

La capacidad energética del vapor cual se su dirección de flujo sobre las turbinas de vapor no puede generar la misma fuerza de empuje en el recorrido por los álabes; por esta razón se realizan extracciones controladas en escalonamientos normalmente intermedios. Cuando se presenta una aceleración en la turbina de vapor las válvulas interceptoras de vapor recalentado interrumpen el flujo de vapor a la turbina de media presión y a su vez a la de baja presión permitiendo la reducción de la velocidad; el vapor retenido no puede ser liberado directamente al atmosfera debido a que se encuentra a muy alta temperatura y presión, este flujo se desvía haciendo una recirculación antes de ingresar nuevamente a los turbogrupos o simplemente se reduce flujo volumétrico con el mismo propósito; estos procesos realmente son rápidos, debido a que la velocidad se reduce inmediatamente al corte de suministro de vapor ya que solo una turbina queda funcionando teniendo que arrastrar a los demás cuerpos y al generador eléctrico; con los controles de válvulas más precisos esto suele presentarse únicamente en demandas muy altas de energía eléctrica.

Debido a los cambios térmicos de la turbina las conexiones de las toberas y escapes están conectadas con los cilindros exteriores por medio de sellos flexibles, los cuales son resistentes a las temperaturas; el vapor es controlado por las válvulas gobernadoras y la caja de vapor entregando un control preciso de flujo de vapor permitiendo la contención de la velocidad de rotación. El eje de la turbina está apoyado sobre cojinetes en los extremos en los centros a fin de distribuir la carga uniformemente. En la Figura 3.2 se aprecia la distribución de los componentes a lo largo del eje.

Tacómetro	1
Gobernador	2
Dispositivo de sobrevelocidad	3
Acoplamiento de aceite	4
Tornaflecha	5
Chumacera	6
Sello de vapor	7
Turbina de alta presión	8
Chumacera de empuje	9
Acoplamiento	10
Turbina de media presión	11
Turbina de baja presión	12
Sello de aceite	13
Generador eléctrico	14
Colector	15



32Figura 3.2. Diagrama de la distribución de los componentes de un acoplamiento tándem de turbina de vapor (fuente CFE).

3.3. Tipos de turbina de vapor.

En el interior de la turbina de vapor se genera un impulso por medio del vapor, sin embargo se debe de clasificar según el tipo de álabes; aquellos que son de acción o de reacción; en el caso de las turbinas de acción la expansión del vapor se realiza a través en la tobera en lugar de los álabes del rodete; la energía entálpica y la potencial sufren una transformación a energía cinética al fluir a través de las toberas, esta transformación de energía resulta en una disminución de la presión; como principio de la disposición convergente por donde expande y la entrega de energía entálpica al rotor. La disposición de una turbina simple en un solo escalonamiento donde la forma del álabe es simétrica con respecto a su plano medio, esto hace referencia a un tipo de turbina de acción o impulso; si se añade un segundo escalonamiento conservando el diseño de turbina simple dará lugar a una caída de presión en dos fases con la misma energía de rechazo; esta composición se denomina como turbina Rateau.

Existe otra configuración donde la caída de presión solo acude a una única tobera la de entrada, e inmediatamente se añaden hileras de álabes móviles, la pérdida inmediata de energía potencial se restituye en energía cinética absorbiendo cada hilera meramente velocidad esta disposición de redeses y tobera se le denomina turbina Curtis. La importancia del diseño de la turbina Curtis se debe a que es común encontrar esta disposición en turbinas de mayor potencia para la primera rueda debido a su alta capacidad de absorber energía. El arreglo más común que se puede encontrar en turbinas de vapor atiende un diseño de tipo reacción intercalando los rodetes móviles con los fijos, permitiendo una velocidad en cada etapa móvil.

Las toberas usadas para la expansión del vapor de una presión inicial a una menor final son diseñadas de forma divergente esto permite que la presión ganada en el vapor pueda incrementar su volumen al final de la expansión; si la sección de descarga fuera muy pequeña el vapor al final saldría con una velocidad demasiado alta ocasionando problemas de esfuerzos innecesarios en los álabes finales. Al pasar el vapor por los álabes se producen pérdida debido a la fricción por el deslizamiento del vapor sobre la superficie del álabe. Una de las características de las turbinas de etapa múltiple es la capacidad de mantener una velocidad de giro constante evitando que se acelere más que la velocidad del flujo volumétrico del vapor; las características del vapor impuestas por la caldera de recuperación de calor permiten adecuar el tipo de turbina para aprovechar el vapor de la forma más eficiente, esto significa que presiones muy altas contra pocos escalonamientos diaria como resultado una sobrevelocidad y evidentemente un desaprovechamiento significativo de la energía del vapor.

Durante el funcionamiento de la turbina de vapor existen pérdida asociadas a su energía cinética en la salida (considerándose inevitable esta notación), pérdidas por fricción entre las partes móviles, pérdidas debido a trabajo parcial de la turbina, asociada a los álabes que no producen trabajo útil y además fugas debidas al tiempo de uso del equipo y a los desacoplamientos por gradiente térmico.

Es común en las turbinas de vapor que exista un desplazamiento axial (al igual que en las de gas) debido al diseño de su armazón, al comportarse como una tobera divergente ya que la presión de

entrada es mayor a la de salida derivando en un empuje, esto se soluciona utilizando chumaceras de empuje que minimizan esta acción.

Las turbinas de vapor dispondrán de mayor número de etapas dependiendo de la producción de vapor, mientras más etapas posea más velocidad generará sin embargo el costo de construcción hace imposible su implementación.

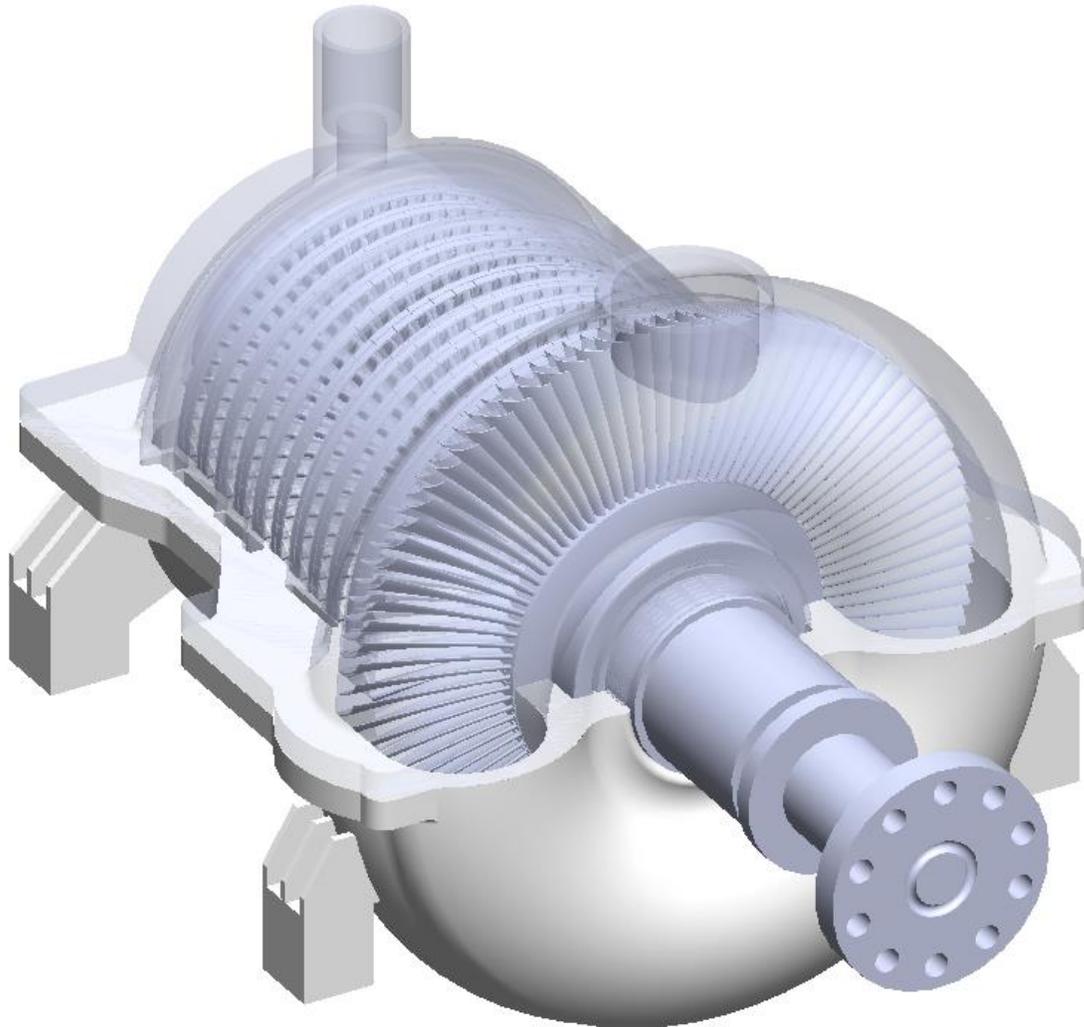
3.3.1. Construcción de una turbina de vapor.

La turbina de vapor ha tenido muy poco avance tecnológico debido a la sencillez de su construcción ya que solo se acciona con el flujo de vapor, sin embargo si se ha mejorado los sistemas de control de la misma haciendo más rápida su respuesta a variaciones de carga. El sistema de control que se encarga del funcionamiento correcto es el siguiente:

- Control Secuencial y binario
- Control Analógico
- Medida
- Protección.

El nivel menos complejo de automatización en el Control Secuencial que se compone de los actuadores que pueden ser operados por sí mismos o dentro de un grupo funcional, en donde pueden ser en modo automático o modo manual. Para las medidas se compone de la medición convencional así como de todos aquellos valores que se han de componer que no pueden ser medidos físicamente. La protección se compone de todas aquellas secuencias y decisiones para realizar la parada del turbogruppo, además de la lógica de medidas que asegura el disparo por las variables críticas. La tarea fundamental del control de turbina de vapor es el control de velocidad, que fundamentalmente se compone de dos funciones la primera llevar a la velocidad nominal y segundo el mantenerla en el rango correspondiente para todas las cargas. Para el mantenimiento de la velocidad aparecen necesidades con requisitos cada vez más exigentes de estabilidad en la red. De aquí que la red exige cada vez más una mayor sensibilidad al control así como una linealidad mayor entre carga y frecuencia independientemente de la presión de vapor y el vacío. No obstante dada la complejidad mecánica de la turbina, ésta es protegida por el control de los excesivos cambios y de gradientes de cambios muy pronunciados. Todas estas funciones son desarrolladas por el control de carga. Además existen otros controles como el control de velocidad que sus funciones son las de llevar a velocidad nominal y sincronizar y el control de presión que es necesario cuando hay perturbaciones en la caldera. Para operar la turbina es necesario una serie de operaciones para funciones auxiliares con accionamientos motorizados del tipo condensado, vacío, etc. Todos los accionamientos que funcionan como un todo se juntan en el llamado Grupo funcional. La coordinación de los accionamientos dentro del cada grupo funcional es realizada mediante requisitos de proceso. Durante los procesos de arranque o parada el funcionamiento por grupos funcionales libera al operador de muchos trabajos de seguimiento y operación, de modo que se redunde en una operación más fiable. El grupo funcional puede que no llegue a realizar su objetivo bien por disturbio en el proceso por defecto o por tiempo, en cuyo caso se produce una alarma.

La turbina de vapor se construye en un estator dividido en dos partes, un rotor, álabes fijos y móviles junto a sus correspondientes sistemas como se aprecia en la Figura 3.2, a continuación en la Figura 3.3 se observa las partes principales de la turbina de vapor.



33Figura 3.3. Turbina de vapor de media presión.

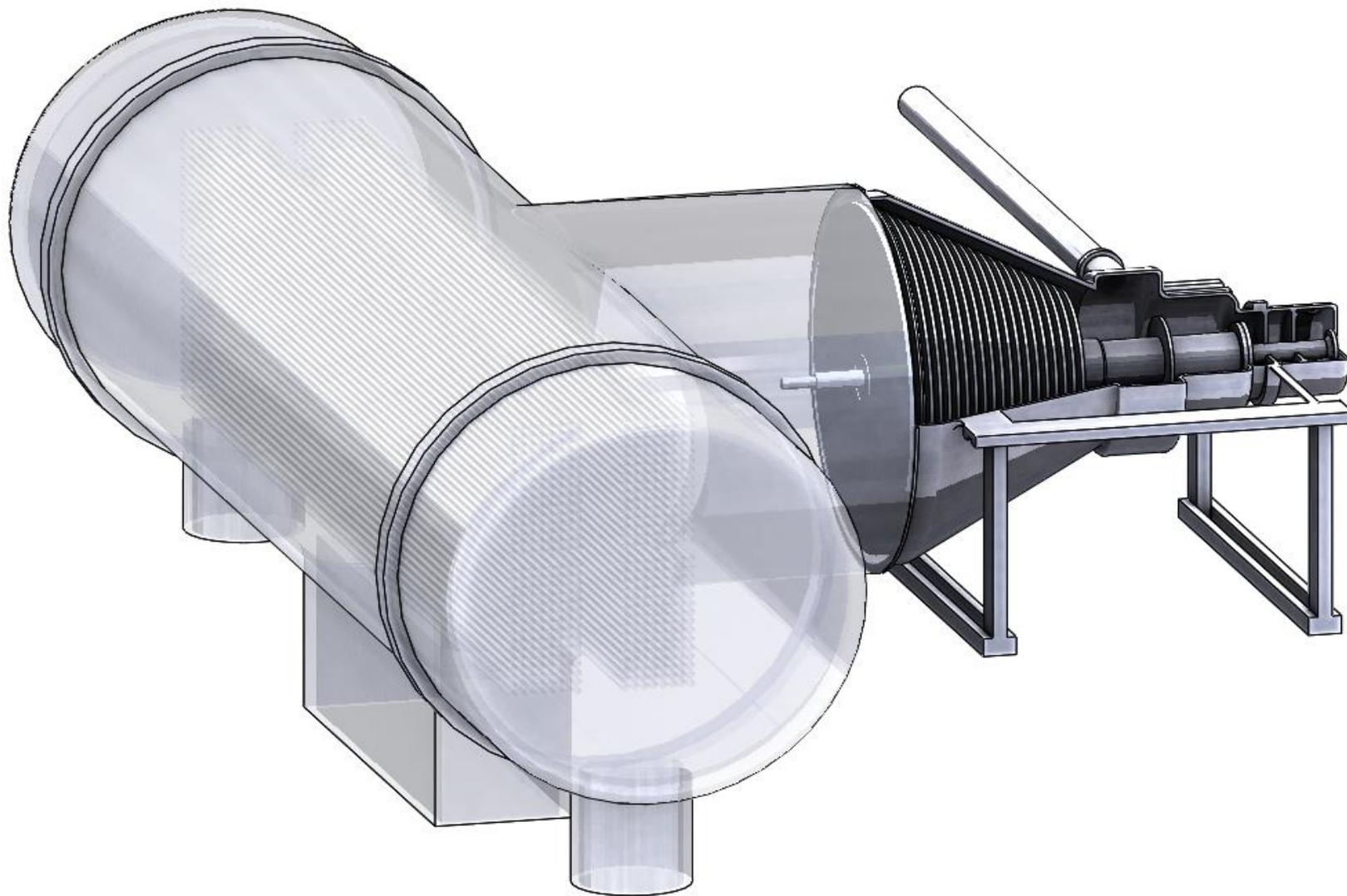
Los materiales de construcción deben seleccionarse a razón de las altas temperaturas y presiones que se generan el interior del turbogruppo. El eje del rotor se construye generalmente de acero forjado y los álabes a partir de acero inoxidable; en las etapas finales tanto de la turbina de media y baja presión los álabes se van alargando, por lo tanto necesitan un refuerzo en la periferia para darles mayor rigidez, la carcasa de alta presión está fabricada en acero colado, las secciones de la turbina de baja presión están construidas en acero fundido y las coronas son maquinadas sobre un solo bloque de acero. El rotor se fabrica con un taladro central que disminuye el peso significativamente y del mismo largo que el émbolo compensado, el cual tiene como función equilibrar el empuje axial del vapor contra los álabes. El largo de los álabes finales tiene un límite de largo y están en función de la velocidad que se quiere alcanzar.

3.3.2. Aplicación según el requerimiento de vapor.

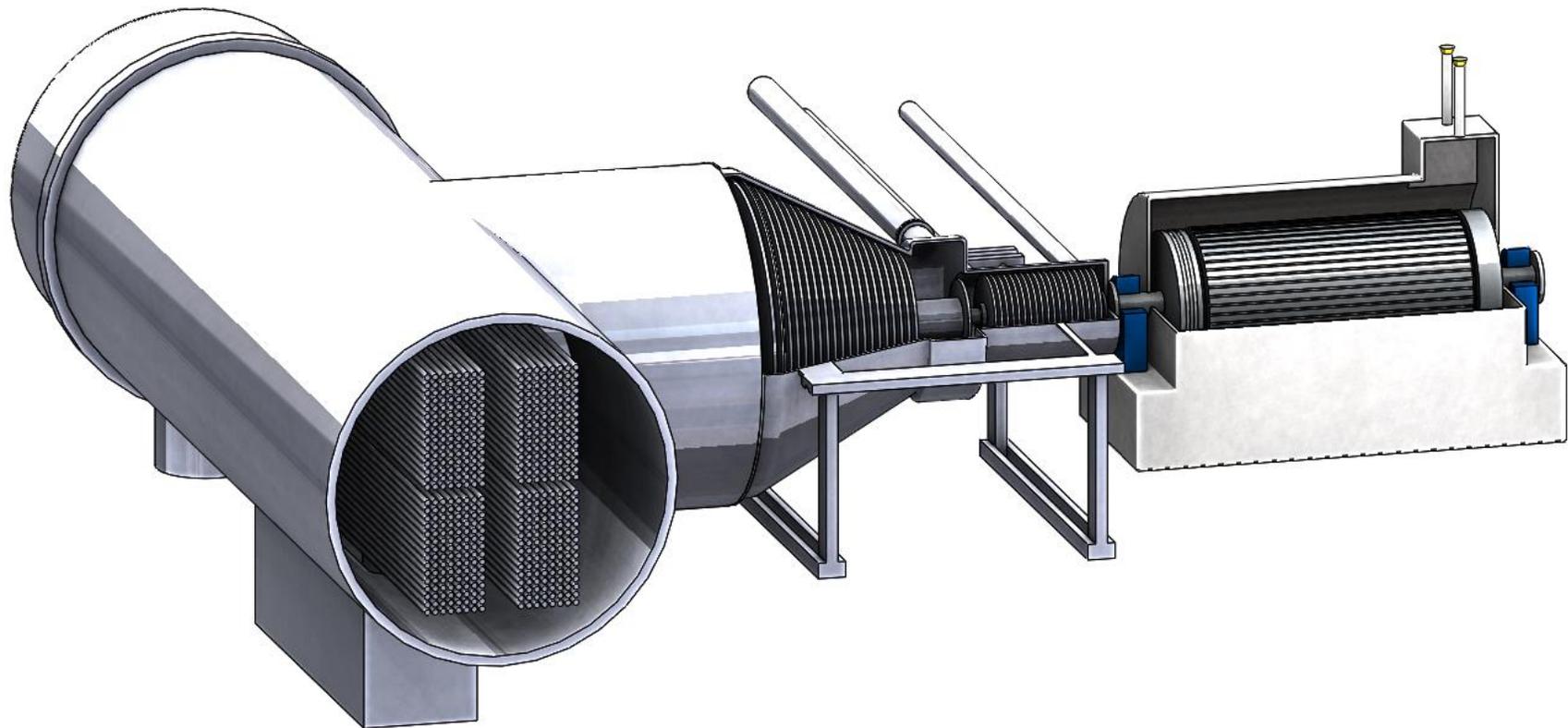
Existen diferentes propósitos que puede desempeñar la turbina de vapor, en el caso de los equipos generadores de energía eléctrica a través de caldera de recuperación de calor son de tipo condensación, lo que significa que la descarga del vapor ingresa a un condensador para retirarle el calor a presiones inferiores a la atmosférica para ganar mayor cantidad de energía posible. En las turbinas de contrapresión se tiene una salida a una presión mayor a la atmosférica; su uso se refiere a vapor para diversos procesos industriales; las turbinas de extracción son similares a las de contrapresión siendo su utilidad para sistemas de calefacción; este tipo de turbinas se utilizan en la generación eléctrica para mejorar la eficiencia del ciclo mediante extracciones que incrementan la temperatura de agua mediante un tren de calentamiento antes de la entrada a la caldera.

Al igual que las turbinas de gas las turbinas de vapor pueden clasificarse de acuerdo a su potencia su rango es más grande siendo de apenas 1 KW hasta rangos de 1,800 MW delo cual va depender el fabricante. Mismas turbinas de vapor de poco caballaje pueden se reutilizadas para el bombeo de agua e incluso en las propias centrales de ciclo combinado. Turbinas del orden de 15 MW a 300MW son turbinas de uso industrial y generación de energía eléctrica, las turbinas de vapor con potencias mayores a 1200 MW son para aplicaciones en centrales nucleares o en centrales eléctricas que operen por encima del punto crítico.

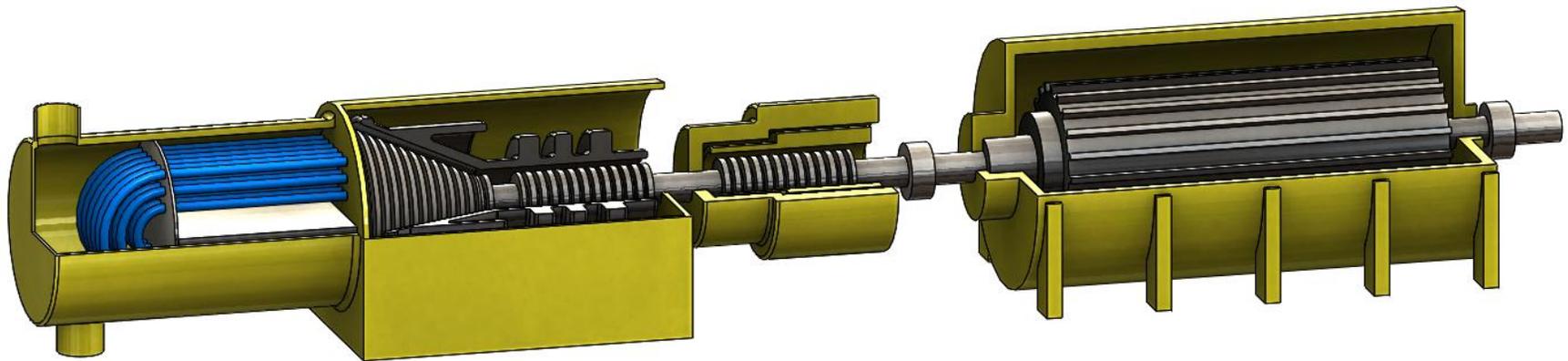
En la Figura 3.4 y 3.5 se muestra una configuración de turbina de gas con descarga axial y perpendicular de acuerdo a los niveles de presión.



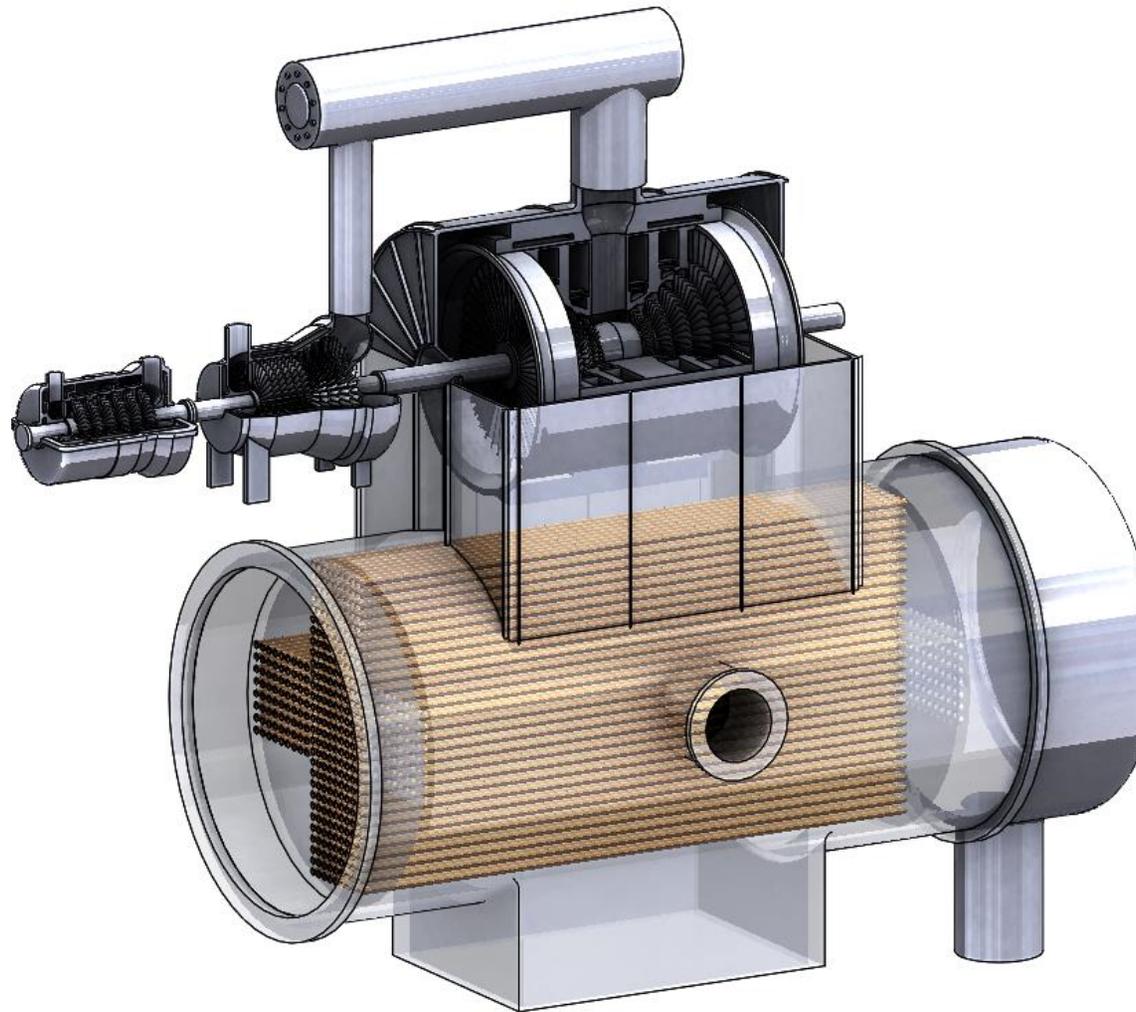
34Figura 3.4. Turbina de vapor de condensado de descarga axial para un ciclo combinado con un nivel de presión



35Figura 3.5. Turbina de vapor de condensado de descarga axial para un ciclo combinado con dos nivel de presión



36Figura 3.6. Turbina de vapor de condensado de descarga axial para un ciclo combinado con tres nivel de presión



37Figura 3.6. Turbina de vapor de condensado de descarga vertical para un ciclo combinado con tres nivel de presión

CAPÍTULO 4 ANÁLISIS DE LOS CICLOS COMBINADOS

4.1. Introducción.

La constante y creciente demanda de energía en los últimos años ha tenido una gran repercusión en el medio ambiente principalmente. Aunado a la disminución de los recursos fósiles y el incremento en el costo de los mismos, se ha apostado por encontrar sistemas de generación de energía en los cuales exista la mayor capacidad del aprovechamiento de estos recursos. Si bien existe una amplia gama para la generación de energía a partir de fuentes renovables (la cual en conjunto ha ido incrementando su participación en la matriz energética), no se tiene una completa confiabilidad para poder apostar del todo por este rubro. Por tal motivo, es de una gran relevancia el estudio de la generación de energía a partir de centrales de potencia tales como carboeléctricas, termoeléctrica, turbinas de gas y el acoplamiento de estos dos últimos a partir de ciclos combinados principalmente.

En este sentido, las centrales de ciclo combinado (turbina de gas-vapor) son confiables debido a múltiples factores, alta flexibilidad operacional, es decir, este tipo de centrales pueden operar a condiciones de plena carga o a cargas parciales, dependiendo de la demanda de energía que se requiera. Así mismo, tienen las mayores eficiencias térmicas que pueden ser mayores al 60% dependiendo del tipo de tecnología, lo que se traduce en un mayor aprovechamiento de los combustibles fósiles, principalmente el gas natural.

Además los ciclos combinados tienen la capacidad de generar una mayor potencia comparada con plantas convencionales y alternas esto se debe al aprovechamiento de los gases de combustión provenientes de la turbina de gas en una Caldera de Recuperación de Calor (CRC), en donde a partir de los arreglos de los intercambiadores de calor que la integran existe una transferencia de calor de la corriente de los gases hacia la corriente del agua, produciendo un flujo de vapor la cual, al expandirse en una turbina de vapor se genera una potencia adicional a la generada por la turbina de gas. Como consecuencia de ello, al generar una mayor cantidad de potencia con una misma fuente de calor, existirá una disminución de los gases contaminantes provocando un menor impacto al medio ambiente.

Se han realizado estudios de la eficiencia de una planta de ciclo combinado basándose en la optimización de los parámetros operativos de la CRC. A partir de una función objetivo termodinámica, se conduce a un aumento de la eficiencia térmica cercana al 60%. Otra forma de maximizar la eficiencia del ciclo combinado es a través de la correcta distribución de los intercambiadores de calor de la CRC utilizando herramientas de simulación y el análisis de la diferencia de temperaturas de pinch point.

En la actualidad, las centrales de ciclo combinado que son empleadas tienen la configuración de 2 o 3 niveles de presión con recalentamiento de vapor, con temperaturas de entrada a la CRC que oscilan entre 700 y 920 K. El objetivo de los principales fabricantes es seguir incrementando la eficiencia en periodos de tiempo muy cortos, dicho objetivo se persigue con el aumento de la temperatura de los

gases a la entrada de la turbina de gas principalmente. Así mismo también se centran en el estudio de la caldera de recuperación de calor, con la optimización de los parámetros operativos como flujo másico, perfil de temperaturas, los valores de presión de operación y la eficacia en los intercambiadores de calor. También se hace énfasis es en el uso de secciones de intercambiadores de calor con dos o más flujos paralelos de agua en donde exista un intercambio de calor con el flujo de los gases de combustión, únicamente cuando las corrientes de agua tengan las mismas propiedades térmicas.

Kaviri (2013) analizó el efecto que tiene la relación del flujo y temperatura de los gases a la salida de la turbina de gas sobre la eficiencia térmica del ciclo. Encontró que al incrementarse dicha temperatura, afecta de manera positiva la eficiencia del ciclo, teniendo como límite los 650°C ya que, sobrepasando esta temperatura existe una disminución de la eficiencia térmica. Ataei y Yoo (2010) investigó que, en las centrales de ciclo combinado existe un efecto de la diferencia de temperaturas de pinch point sobre la eficiencia térmica global, con la disminución de la diferencia de temperaturas de pinch point, existe una relación de la transferencia de calor mayor, lo que conlleva a una mayor eficiencia. Además, la transferencia de calor entre los gases de combustión y el agua puede ser incrementada con la instalación de más intercambiadores de calor.

De acuerdo con la Prospectiva del Sector Eléctrico 2018-2032, la demanda de la energía mundial fue de 708 TWh para el año 2017. Del total de generación mundial, las energías renovables concentraron el 25%, mientras que el 75% de la generación continúa siendo a partir de combustibles fósiles. En el caso de México, el consumo de energía tiene un crecimiento medio anual del 2.6% lo que represento una demanda de 293,127 GWh para ese mismo año. Así mismo, el Sector Eléctrico Nacional registro un total de 797 centrales de generación eléctrica de las cuales 526 corresponden a tecnologías convencionales y 271 de tecnologías limpias. Esto se traduce que, el 78.9% de la generación eléctrica proviene de tecnologías convencionales de los cuales la participación de ciclo combinado es del 50.2%; por otro lado la participación de las tecnologías limpias en conjunto solamente representaron el 21.1%.

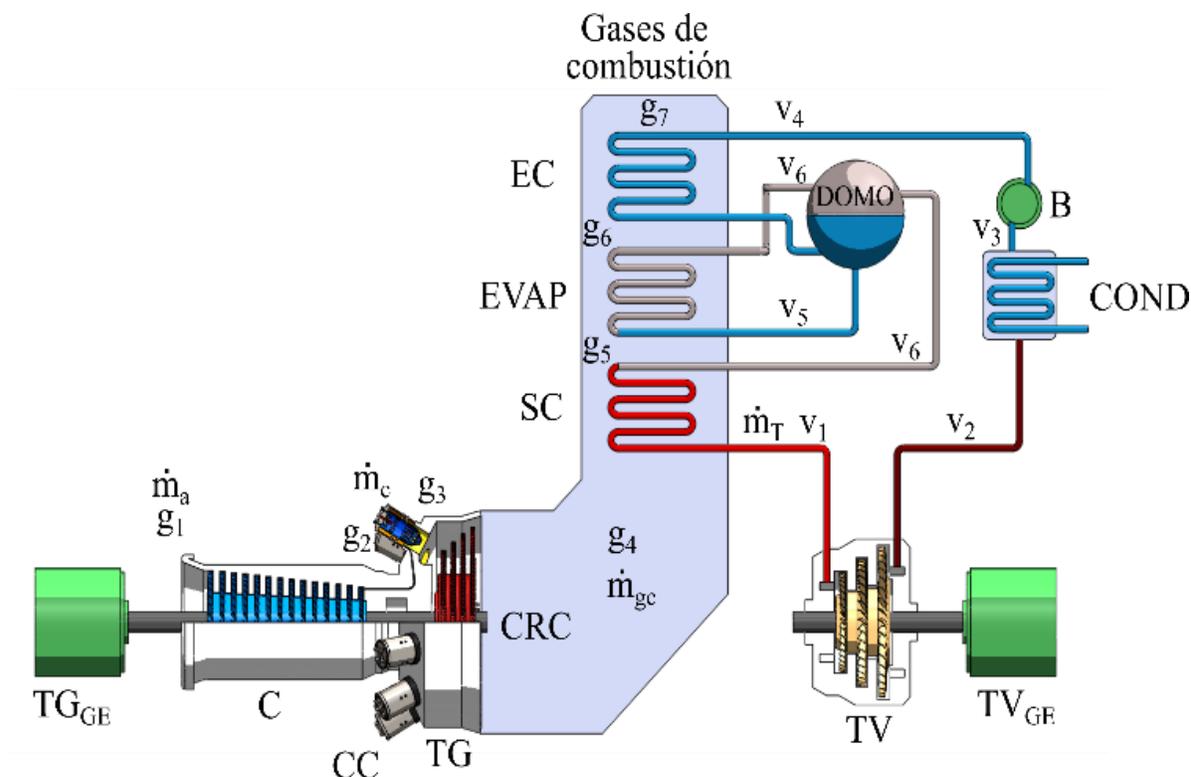
Sin embargo, se tiene un pronóstico de incremento de la demanda de energía, la cual es de 3.2% anual entre el año 2018 y 2032; por esta razón se debe adicionar una capacidad de generación de energía de 66,912 MW de los cuales tenga un incremento la participación de energías limpias, representando el 54.9% mientras que la parte restante sea a partir de tecnologías convencionales, teniendo casi en su totalidad al ciclo combinado con el 42.0%. Una vez considerado la infraestructura actual junto con las adiciones en la capacidad, se prevé que para el año 2032, exista una capacidad de generación de energía de 130,292 MW, teniendo como líder en la participación de las energías convencionales a la tecnología del ciclo combinado.

Así mismo, debido a los grandes beneficios que conlleva la operación de los ciclos combinados, ha aumentado su implementación recientemente a lo largo de todo el mundo. Una central de ciclo combinado puede tener hasta tres niveles de presión, los cuales se denominan domos baja, intermedia y alta presión. Cada nivel de presión tiene una configuración con tres principales intercambiadores de calor, economizador, evaporador y sobrecalentador. Integrar un mayor número de

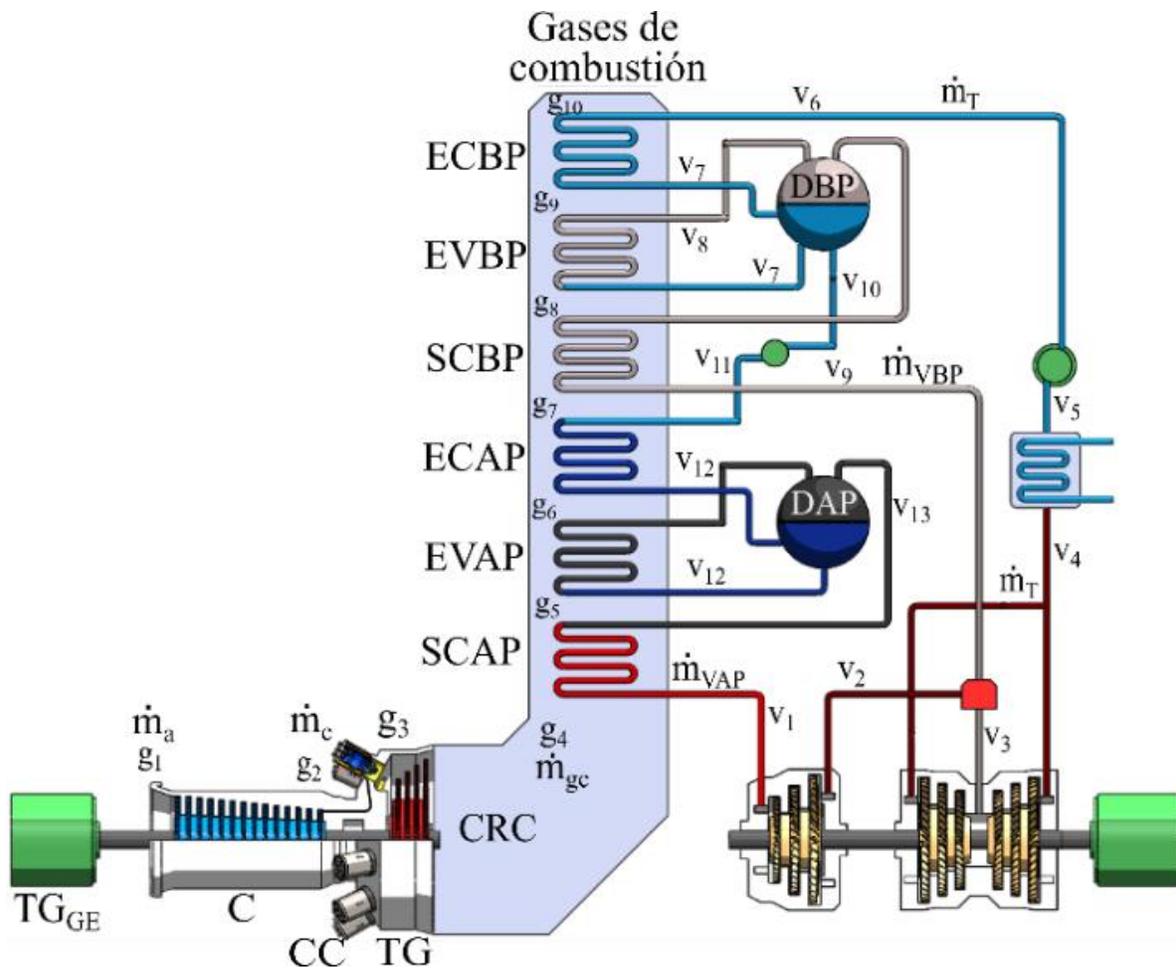
intercambiadores de calor, puede generar una mayor cantidad de vapor que finalmente se traduce en una mayor generación de potencia.

Por tal motivo, se realiza en este trabajo un análisis termodinámico de las configuraciones de los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión con el objetivo de establecer un análisis paramétrico de la capacidad de potencia generada, así como su eficiencia térmica y consumo térmico unitario con base a las características de la turbina de gas o vapor, con la finalidad de determinar la viabilidad y competitividad de la generación de energía a partir de un mayor aprovechamiento de los combustibles fósiles, en comparación con otros tipos de centrales convencionales. Las condiciones ambientales que se tomaron para este análisis fueron una presión atmosférica de 1.013 bar y una temperatura ambiente de 25 °C.

En las Figuras 4.1 a 4.3 se muestran las tres configuraciones de ciclo combinado a analizar. Se muestra que a medida que se van incrementando los niveles de presión, existe una etapa adicional de la turbina de vapor. Además, se propone una misma configuración de la turbina de gas, con diferentes características tecnológicas, antigua (TG1), reciente (TG2) y de última tecnología (TG3), las cuales son acopladas a los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión respectivamente.

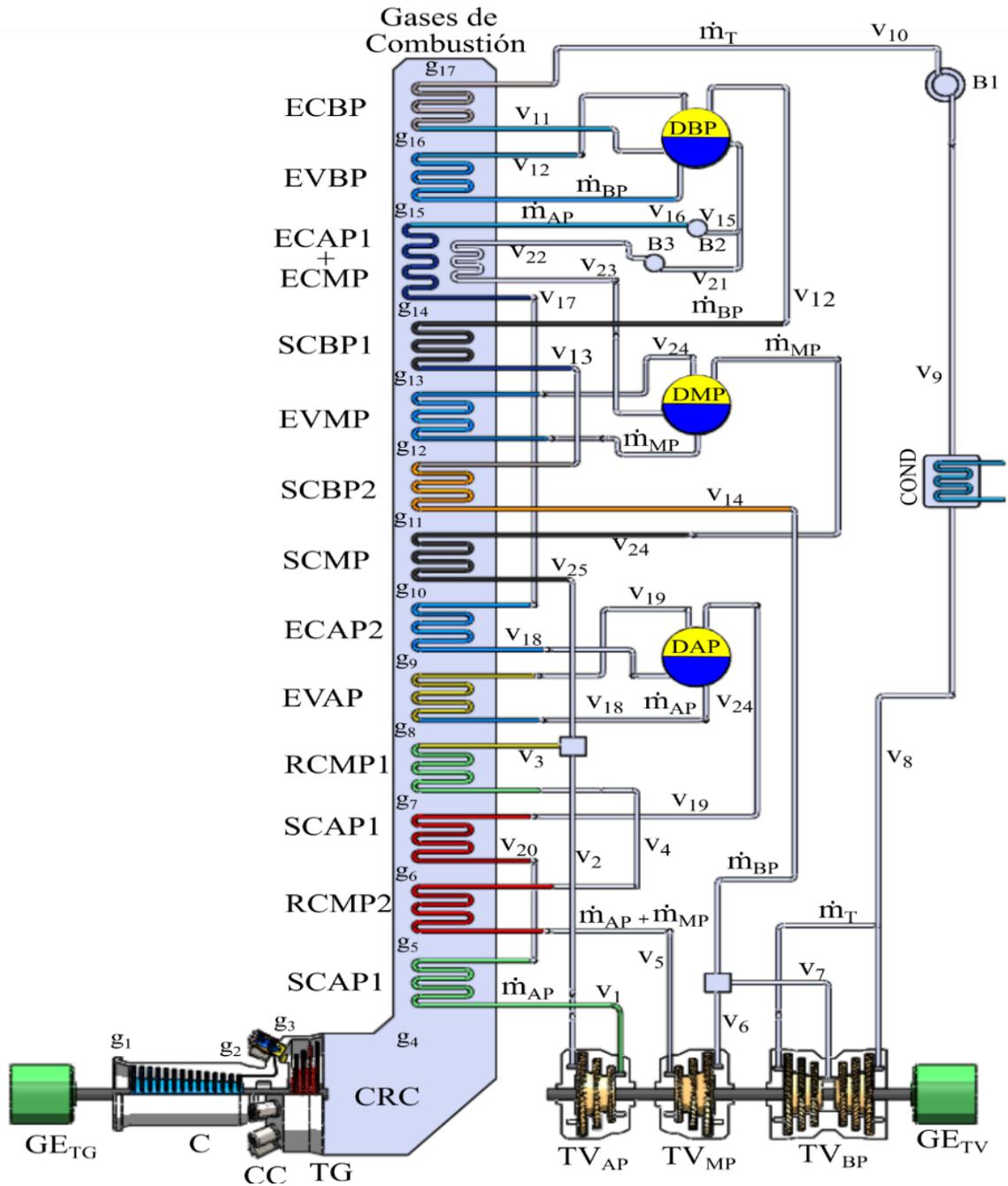


38Figura 4.1. Ciclo combinado de un nivel de presión.



39Figura 4.2. Ciclo combinado de dos niveles de presión.

Se muestra que en las configuraciones de los ciclos combinados con uno y dos niveles de presión se tienen los intercambiadores de calor correspondientes, Economizador, Evaporador y Sobrecalentador para las diferentes presiones.



40Figura 4.3. Ciclo combinado de tres niveles de presión.

Para el caso del ciclo combinado con tres niveles de presión, se puede mostrar que además de tener los mismos intercambiadores de calor con respecto a uno y dos niveles de presión, también existe un Recalentamiento a la presión de la turbina de media presión.

4.1.1. Condiciones de operación del ciclo combinado.

4.1.1.1. Turbina de gas.

En la Tabla 1 se muestran las condiciones de operación de tres diferentes configuraciones de turbinas de gas, todas ellas en función de parámetros tales como, relación de presiones, temperatura de entrada a la turbina de gas, potencia generada, eficiencia isoentrópica del compresor y de la turbina de gas.

	TG1	TG2	TG3
π , [-]	10	14	16
T_{g3} , [°C]	1100	1200	1400
\dot{W}_{mTG} , [MW]	50	75	150
η_{SIC} , [-]	0.88		
η_{SIT} , [-]	0.9		
\dot{W}_{TG} , [MW]	150		
# TG, [-]	3	2	1
NP_{CC} [-]	1	2	3

Tabla 1 Condiciones de operación de la turbina de gas.

Debido a que en el análisis en la turbina de gas se realiza a partir de las propiedades del aire y de los gases de combustión, en la Tabla 2 se muestran las principales propiedades de ambas sustancias. Se considera una composición de un Gas Natural de 80% metano (CH_4), 15% etano (C_2H_6), y 4% propano (C_3H_8), para determinar las propiedades de los gases de combustión a la entrada de la turbina de gas.

Gas Natural	Gases de combustión	Aire
c_p , [kJ/kgK]	1.3255	1.005
R , [kJ/kgK]	0.2914	0.28667
γ , [-]	1.2818	1.4
PCI, [kJ/kg]	49116.18	-

Tabla 2 Propiedades de combustión y aire.

4.1.1.2. Caldera de recuperación de calor.

Para el caso de cada configuración de ciclo combinado, se debe de considerar la diferencia de temperaturas de pinch point (Δ_{pp}). Por lo tanto, en la Tabla 3 se muestran los valores de (Δ_{pp}) para cada configuración de ciclo combinado.

	1NP	2NP	3NP
ΔT_{PPAP} , [°C]	30	30	90
ΔT_{PPMP} , [°C]	-	-	40
ΔT_{PPBP} , [°C]	-	50	40

Tabla 3 Condiciones de operación de la caldera de recuperación de calor.

4.1.1.3. Ciclo de vapor.

Así mismo, en la Tabla 4 se muestran las condiciones de operación para el ciclo de vapor, para las tres configuraciones de ciclo combinado. Se muestra que para el caso de la presión de vapor vivo, P_{v1} se tiene la restricción de que, la calidad del vapor en la última etapa de expansión sea mayor o igual a 0.88. Para el caso de la temperatura de vapor vivo, ésta debe ser menor a 580 °C, también se considera que la temperatura de vapor vivo sea menor a la temperatura T_{g4} , a partir de la definición de la diferencia de temperaturas de aproximación caliente, es decir, $T_{v1} = T_{g4} - \Delta T_{AC}$ y que esta ΔT_{AC} sea siempre mayor o igual a 50°C, ya que es necesario dicha diferencia para que exista una transferencia de calor de los gases hacia la corriente de vapor en el intercambiador de calor denominado sobrecalentador alta presión.

	Ciclo de vapor
P_{v1} , [bar]	$x_{vi} \geq 0.88$
T_{v1} , [°C]	$T_{g4} > T_{v1} < 580$
P_{cond} , [bar]	0.07
η_{SRT} , [-]	0.9
P_{baja} , [bar]	5
P_{rec}/P_{v1}	0.3

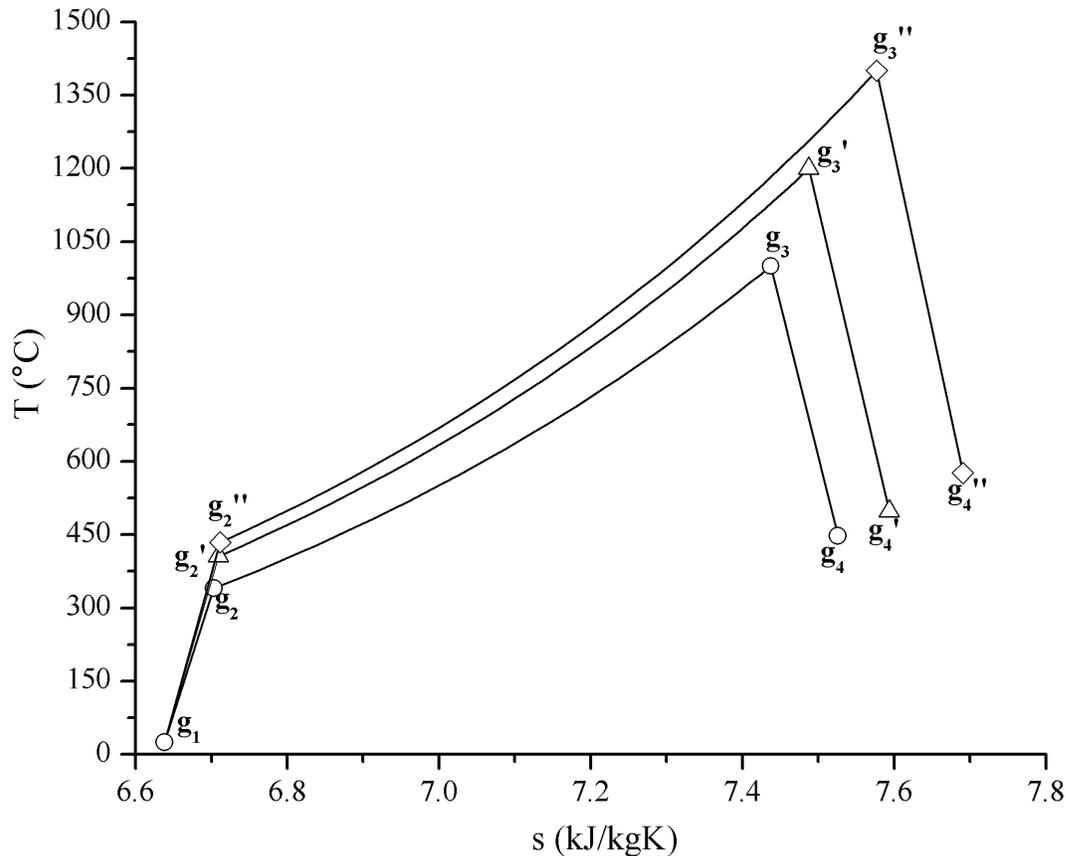
Tabla 4 Condiciones de vapor del ciclo de operación.

Por otro lado, se utiliza el parámetro que relaciona la presión de recalentamiento con respecto a la presión de vapor vivo $\left(\frac{P_{rec}}{P_{v1}}\right)$, para el caso del ciclo combinado con tres niveles de presión debido que en esta configuración existe un recalentamiento del vapor, Figura 3.

4.1.2. Metodología.

4.1.2.1. Análisis energético de la turbina de gas.

En la Figura 4.4 se muestra el diagrama Temperatura-entropía del ciclo de turbina de gas, para los tres casos mostrados en la Tabla 1. Se muestra el proceso de compresión (g1-g2), proceso de suministro de calor a presión constante (g2-g3) y finalmente el proceso de expansión en la turbina de gas (g3-g4).



41Figura 4.4. Diagrama del T-s del ciclo de turbina de gas.

La expresión para obtener el trabajo motor desarrollado en la turbina de gas en función de los parámetros descritos en las Tablas 1 y 2 es,

$$w_m = c_{p_a} T_{g1} \left[\left(1 + rca \right) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} \gamma \eta_{ST} \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{gc}}} \right) - \frac{1}{\eta_{SIC}} \left(\pi^{x_a} - 1 \right) \right] \quad [\text{Ecuación 4.1}]$$

Por otro lado, la expresión para obtener el calor suministrado en la cámara de combustión, para poder elevar desde la temperatura a la salida del compresor hasta la temperatura a la entrada de la turbina de gas, también en función de los parámetros descritos anteriormente es

$$q_{\text{sum}} = c_{p_a} T_{g1} \left[\left(1 + rca\right) \frac{c_{p_{gc}}}{c_{p_a}} y - 1 - \frac{1}{\eta_{\text{stc}}} (\pi^{x_a} - 1) \right] \quad [\text{Ecuación 4.2}]$$

La eficiencia térmica del ciclo de turbina de gas es

$$\eta_{\text{TG}} = \frac{w_m}{q_{\text{sum}}} \quad [\text{Ecuación 4.3}]$$

El flujo de aire necesario para generar una potencia dada es

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{W}_{\text{mTG}}}{w_m} \quad [\text{Ecuación 4.4}]$$

La cantidad de flujo de combustible requerido es

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{m}_a q_{\text{sum}}}{\text{PCI}} \quad [\text{Ecuación 4.5}]$$

El Consumo Específico de Combustible, CEC, determina la cantidad de combustible necesario para generar un kWh,

$$\text{CEC} = \frac{3600 \dot{m}_c}{\dot{W}_{\text{mTG}}} \quad [\text{Ecuación 4.6}]$$

Los parámetros más importantes para el análisis en la CRC son el flujo de gases de combustión provenientes de la TG y la temperatura de los mismos, por lo tanto

$$\dot{m}_{\text{gc}} = \dot{m}_a + \dot{m}_c \quad [\text{Ecuación 4.7}]$$

$$T_{g4} = T_{g3} \left[1 - \eta_{\text{stT}} \left(1 - \frac{1}{\pi^{x_{\text{gc}}}} \right) \right] \quad [\text{Ecuación 4.8}]$$

4.1.2.2. Análisis de la caldera de recuperación.

La diferencia de temperaturas de pinch point se define para los domos de alta, media y baja presión de la siguiente manera

$$\Delta T_{PP_{AP}} = T_{g10} - T_{v18} \quad [\text{Ecuación 4.9}]$$

$$\Delta T_{PP_{MP}} = T_{g13} - T_{v23} \quad [\text{Ecuación 4.10}]$$

$$\Delta T_{PP_{BP}} = T_{g16} - T_{v11} \quad [\text{Ecuación 4.11}]$$

Así mismo la diferencia de temperaturas de aproximación caliente es

$$\Delta T_{AC} = T_{g4} - T_{v1} \quad [\text{Ecuación 4.12}]$$

Se hace un balance de energía en los diferentes intercambiadores de calor que integran a la CRC para determinar las temperaturas intermedias, así como el flujo de vapor generado en el ciclo de vapor. Para este caso, únicamente se muestra el balance de energía del ciclo combinado con tres niveles de presión, ya que existe una similitud con respecto a las configuraciones del ciclo combinado de uno y dos niveles de presión.

El balance de energía realizado a la sección de alta presión es

SCAP2

$$\dot{m}_{gc} (h_{g4} - h_{g5}) = \dot{m}_{v_{AP}} (h_{v1} - h_{v2}) \quad [\text{Ecuación 4.13}]$$

SCAP1

$$\dot{m}_{gc} (h_{g6} - h_{g7}) = \dot{m}_{v_{AP}} (h_{v20} - h_{v19}) \quad [\text{Ecuación 4.14}]$$

EVAP

$$\dot{m}_{gc} (h_{g8} - h_{g9}) = \dot{m}_{v_{AP}} (h_{v19} - h_{v18}) \quad [\text{Ecuación 4.15}]$$

ECAP2

$$\dot{m}_{gc} (h_{g9} - h_{g10}) = \dot{m}_{v_{AP}} (h_{v18} - h_{v17}) \quad [\text{Ecuación 4.16}]$$

El balance de energía realizado a la sección de presión media es

RCMP2

$$\dot{m}_{gc} (h_{g5} - h_{g6}) = (\dot{m}_{v_{AP}} + \dot{m}_{v_{MP}}) (h_{v5} - h_{v4}) \quad [\text{Ecuación 4.17}]$$

RCMP1

$$\dot{m}_{gc} (h_{g7} - h_{g8}) = (\dot{m}_{v_{AP}} + \dot{m}_{v_{MP}}) (h_{v4} - h_{v3}) \quad [\text{Ecuación 4.18}]$$

SCMP

$$\dot{m}_{gc} (h_{g10} - h_{g11}) = \dot{m}_{v_{MP}} (h_{v25} - h_{v24}) \quad [\text{Ecuación 4.19}]$$

EVMP

$$\dot{m}_{gc} (h_{g12} - h_{g13}) = \dot{m}_{v_{MP}} (h_{v24} - h_{v23}) \quad [\text{Ecuación 4.20}]$$

En la Figura 3 se muestran dos intercambiadores de calor ubicados en una misma posición el ECAP1 y ECMP, por lo tanto, realizando un balance de energía se tiene

$$\dot{m}_{gc} (h_{g14} - h_{g15}) = \dot{m}_{v_{AP}} \left[(h_{v17} - h_{v16}) + \left(\frac{\dot{m}_{v_{MP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} \right) (h_{v23} - h_{v22}) \right] \quad [\text{Ecuación 4.21}]$$

Finalmente para la sección de baja presión

SCBP2

$$\dot{m}_{gc} (h_{g11} - h_{g12}) = \dot{m}_{v_{BP}} (h_{v14} - h_{v13}) \quad [\text{Ecuación 4.22}]$$

SCBP1

$$\dot{m}_{gc} (h_{g13} - h_{g14}) = \dot{m}_{v_{BP}} (h_{v13} - h_{v12}) \quad [\text{Ecuación 4.23}]$$

EVBP

$$\dot{m}_{gc} (h_{g15} - h_{g16}) = \dot{m}_{v_{BP}} (h_{v12} - h_{v11}) \quad [\text{Ecuación 4.24}]$$

ECBP

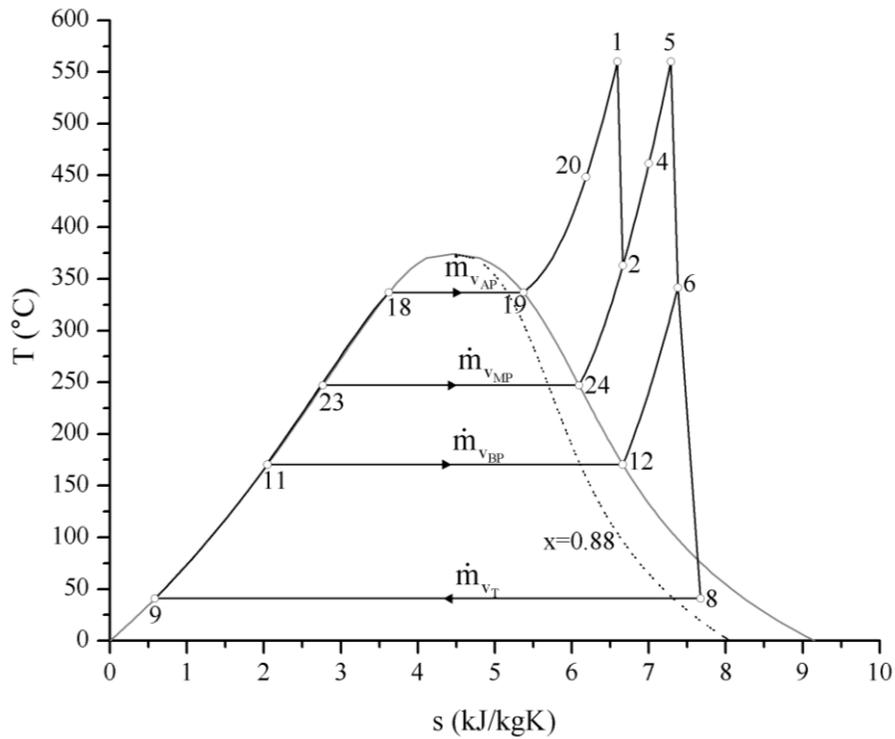
$$\dot{m}_{gc} (h_{g16} - h_{g17}) = (\dot{m}_{vT}) (h_{v11} - h_{v10}) \quad [\text{Ecuación 4.25}]$$

Donde el $\dot{m}_{vT} = \dot{m}_{v_{AP}} + \dot{m}_{v_{MP}} + \dot{m}_{v_{BP}}$

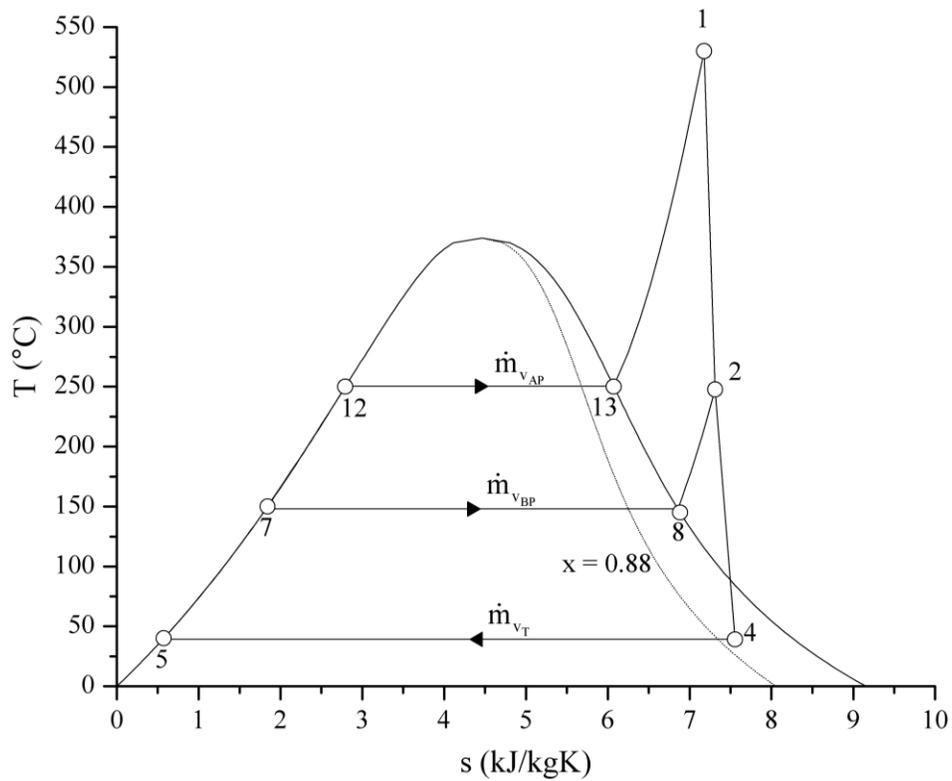
Finalmente, para el caso del ciclo combinado con tres niveles de presión, se presentan un número de 13 ecuaciones con 13 incógnitas las cuales se pueden resolver a partir de algún método numérico o alguna herramienta computacional.

Por consiguiente, para el caso del ciclo combinado con uno y dos niveles de presión, se debe emplear esta misma metodología para determinar tanto las temperaturas intermedias en la CRC y los flujos de vapor.

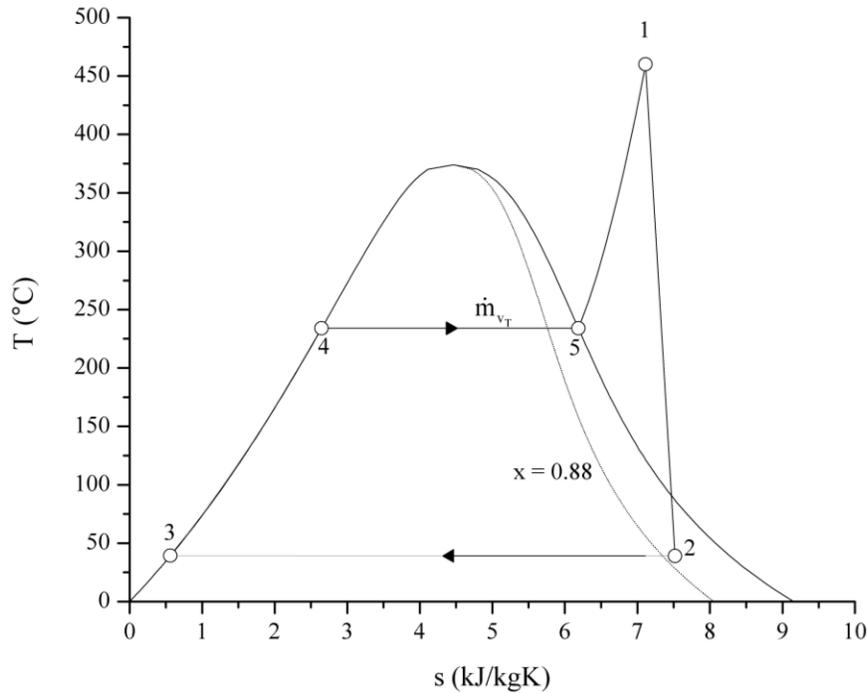
4.1.2.3. Análisis del ciclo de vapor.



42Figura 4.5. Diagrama T-s del ciclo de vapor de tres niveles de presión.



43Figura 4.6. Diagrama T-s del ciclo de vapor de dos niveles de presión.



44Figura 4.7. Diagrama T-s del ciclo de vapor de un nivel de presión.

En las Figuras 4.5 a 4.7 se muestran los diagramas temperatura-entropía de los ciclos de vapor para los ciclos combinados de uno, dos y tres niveles de presión. En la Figura 4.7 se muestra el ciclo de vapor acoplado a la CRC con un nivel de presión, muestra que solamente tiene una etapa de expansión, mientras que, para el caso de la configuración con dos niveles, Figura 4.6, se tienen dos etapas de expansión y finalmente para la configuración de tres niveles se tiene un mayor número de etapas de expansión (Figura 4.5).

A partir de las configuraciones de los ciclos combinados con uno, dos y tres niveles de presión mostrada en las Figuras 4.1 a 4.3, se determinan los siguientes parámetros de desempeño.

Realizando un balance de energía en las secciones de la turbina de vapor y en las bombas, se puede determinar la potencia generada por el ciclo, por lo tanto

$$\dot{W}_{m_{TVCC1}} = \sum \dot{W}_{TV} - \sum \dot{W}_B \quad \text{[Ecuación 4.26]}$$

Para el caso del ciclo combinado con un nivel de presión. La potencia generada en la turbina de vapor es

$$\dot{W}_{TVCC1} = \dot{m}_{vT} (h_{v1} - h_{v2}) \quad \text{[Ecuación 4.27]}$$

La potencia suministrada a la bomba es

$$\dot{W}_{B_{CC1}} = \dot{m}_{v_T} (h_{v4} - h_{v3}) \quad [\text{Ecuación 4.28}]$$

Para determinar la potencia motor en el ciclo combinado con dos niveles de presión, se debe calcular la potencia generada en las secciones de la turbina de vapor

$$\dot{W}_{TV_{CC2}} = \dot{m}_{v_{AP}} \left[(h_{v1} - h_{v2}) + \left(1 + \frac{\dot{m}_{v_{BP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} \right) (h_{v3} - h_{v4}) \right] \quad [\text{Ecuación 4.29}]$$

Y la potencia de las bombas es

$$\dot{W}_{B_{CC2}} = \dot{m}_{v_{AP}} \left[(h_{v11} - h_{v10}) + \left(1 + \frac{\dot{m}_{v_{BP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} \right) (h_{v6} - h_{v5}) \right] \quad [\text{Ecuación 4.30}]$$

Finalmente, la potencia generada en las diferentes secciones de la turbina de vapor y la potencia suministrada a las diferentes bombas para el ciclo combinado de tres niveles de presión son:

La potencia total generada en la turbina es

$$\dot{W}_{TV_{CC3}} = \dot{m}_{v_{AP}} \left[(h_{v1} - h_{v2}) + \left(1 + \frac{\dot{m}_{v_{BP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} \right) (h_{v6} - h_{v5}) + \left(1 + \frac{\dot{m}_{v_{MP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} + \frac{\dot{m}_{v_{BP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} \right) (h_{v8} - h_{v7}) \right] \quad [\text{Ecuación 4.31}]$$

Y la potencia total en las bombas es

$$\dot{W}_{B_{CC3}} = \dot{m}_{v_{AP}} \left[(h_{v16} - h_{v15}) + \left(\frac{\dot{m}_{v_{MP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} \right) (h_{v22} - h_{v21}) + \left(1 + \frac{\dot{m}_{v_{MP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} + \frac{\dot{m}_{v_{BP}}}{\dot{m}_{v_{AP}}} \right) (h_{v10} - h_{v9}) \right] \quad [\text{Ecuación 4.32}]$$

A continuación, se presentan otros parámetros de desempeño, los cuales se muestran de manera generalizada para las tres configuraciones de ciclo combinado.

El flujo de calor cedido por los gases de combustión hacia el ciclo de vapor se determina también a partir de un balance de energía en la CRC, la cual de manera generalizada es

$$\dot{Q}_{\text{sum}_{CCI}} = \dot{m}_{g_{c_i}} c_{p_{g_{c_i}}} \sum_{j=1}^n (T_{g_j} - T_{g_{j+1}}) \quad [\text{Ecuación 4.33}]$$

Donde i representa la configuración de ciclo combinado de uno, dos o tres niveles de presión, j representa la sumatoria de las diferencias de temperaturas de los intercambiadores de calor en la CRC.

La eficiencia térmica del ciclo de vapor para cualquiera de las tres configuraciones analizadas relaciona la potencia generada con respecto al flujo de calor cedido por los gases en la CRC, por lo tanto,

$$\eta_{TV_{CCi}} = \frac{\dot{W}_{m_{TV_{CCi}}}}{\dot{Q}_{sum_{CCi}}} \quad \text{[Ecuación 4.34]}$$

El Consumo Específico de Vapor, CEV, determina la cantidad de vapor necesaria para poder generar un kWh,

$$CEV_{CCi} = \frac{3600\dot{m}_{v_{CCi}}}{\dot{W}_{m_{TV_{CCi}}}} \quad \text{[Ecuación 4.35]}$$

4.1.2.4. Análisis del ciclo combinado

Finalmente, la potencia total generada por el ciclo combinado es la sumatoria de las potencias de ambos ciclos, por lo tanto y de manera generalizada para el ciclo combinado es

$$\dot{W}_{CCi} = \dot{W}_{m_{TG}} + \dot{W}_{m_{TV_{CCi}}} \quad \text{[Ecuación 4.36]}$$

La eficiencia térmica de ciclo combinado, en función de las eficiencias térmicas de cada ciclo se expresa

$$\eta_{CCi} = \eta_{TG_i} + \eta_{TV_{CCi}} - (\eta_{TG_i} \eta_{TV_{CCi}}) \quad \text{[Ecuación 4.37]}$$

El Consumo Térmico Unitario se define como la cantidad de energía necesaria para generar un kWh, entonces

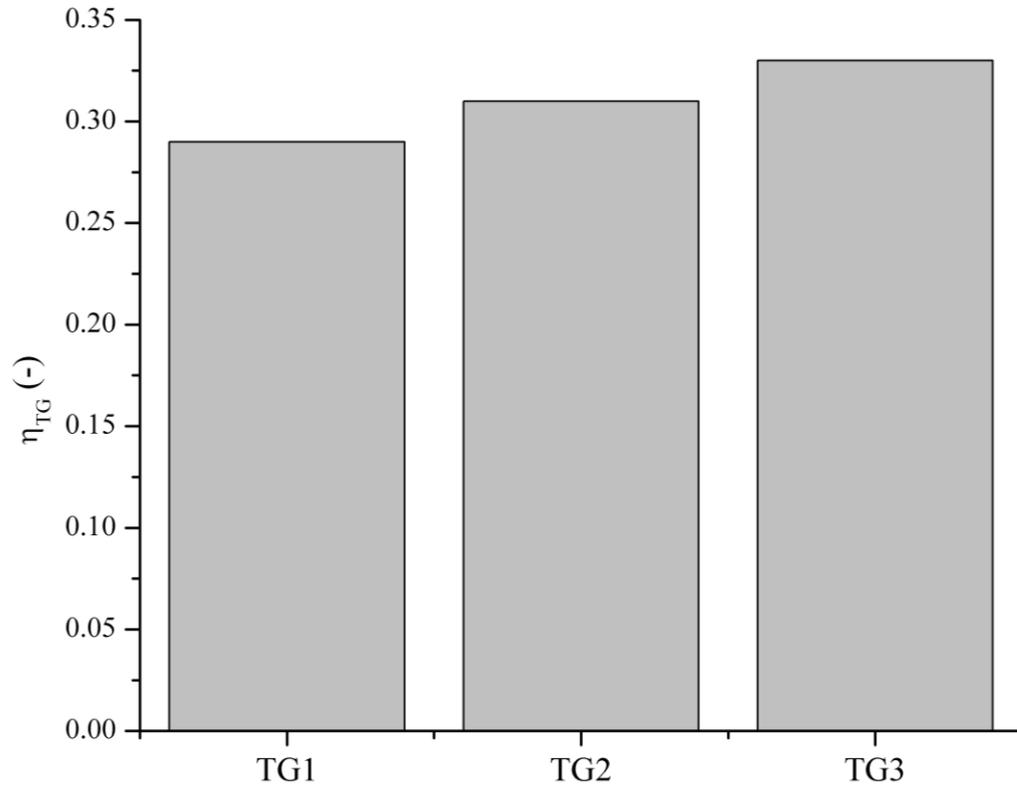
$$CTU = \frac{3600}{\eta_{CCi}} \quad \text{[Ecuación 4.38]}$$

Finalmente el Consumo Específico de Combustible para el ciclo combinado es

$$CEC_{CCi} = \frac{3600\dot{m}_c}{\dot{W}_{CCi}} \quad \text{[Ecuación 4.39]}$$

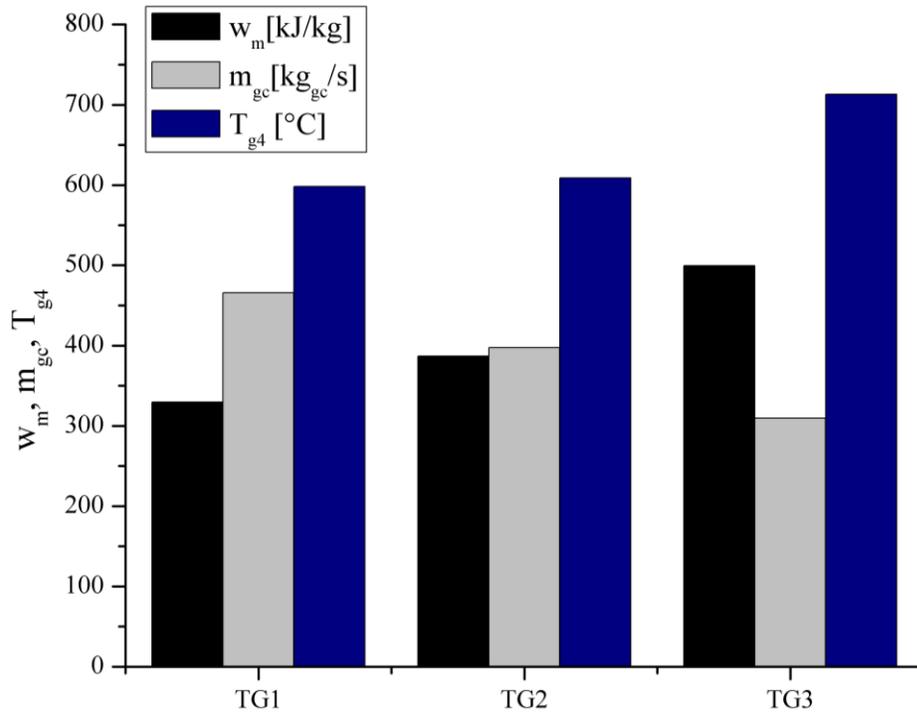
4.1.2.5. Resultados.

A partir de las condiciones de operación de tres diferentes tipos de turbinas de gas mostradas en la Tabla 1, en la Figura 4.8 se muestra una comparación de la eficiencia térmica obtenida, en donde el mayor valor se obtiene para la TG3, con una eficiencia de 0.33. Dicho incremento se traduce en un mayor aprovechamiento de la energía térmica del combustible, esto como consecuencia de un incremento en la relación de presiones y la temperatura de los gases a la entrada de la turbina de gas.

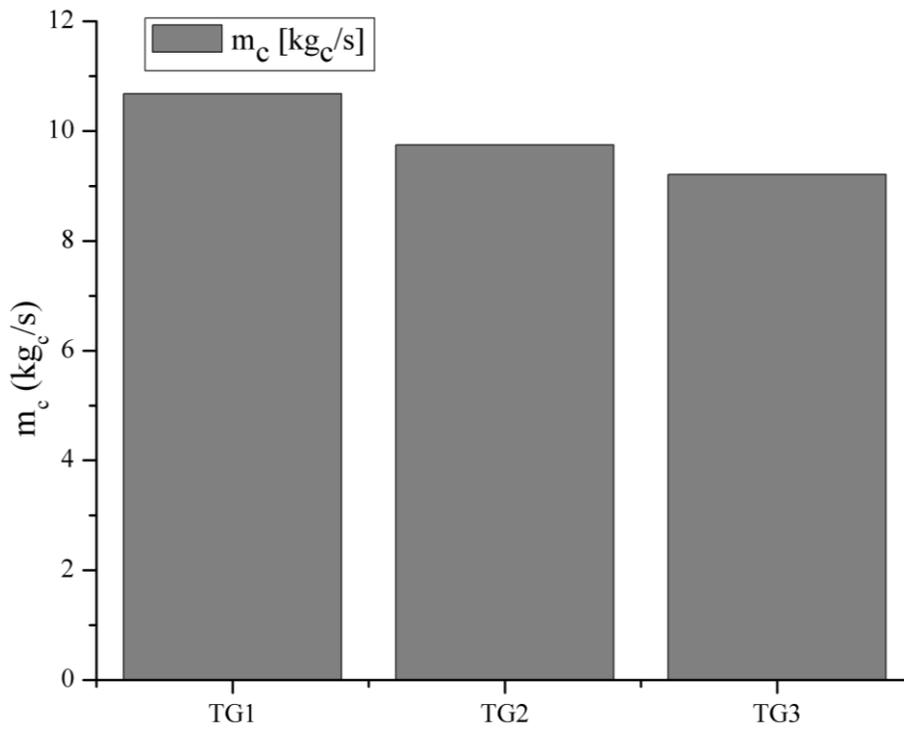


45Figura 4.8. Eficiencia térmica para los tres casos de turbina de gas.

En la Figura 4.9 se muestra un aumento de 100°C en la temperatura de los gases salientes de la turbina de gas al pasar de TG1 a TG3. Con respecto al trabajo motor generado, pasa de 329 kJ/kg con la TG1, a 500 kJ/kg con la TG3. Como consecuencia, se tendrá una disminución en el flujo de los gases de combustión para generar la misma potencia.



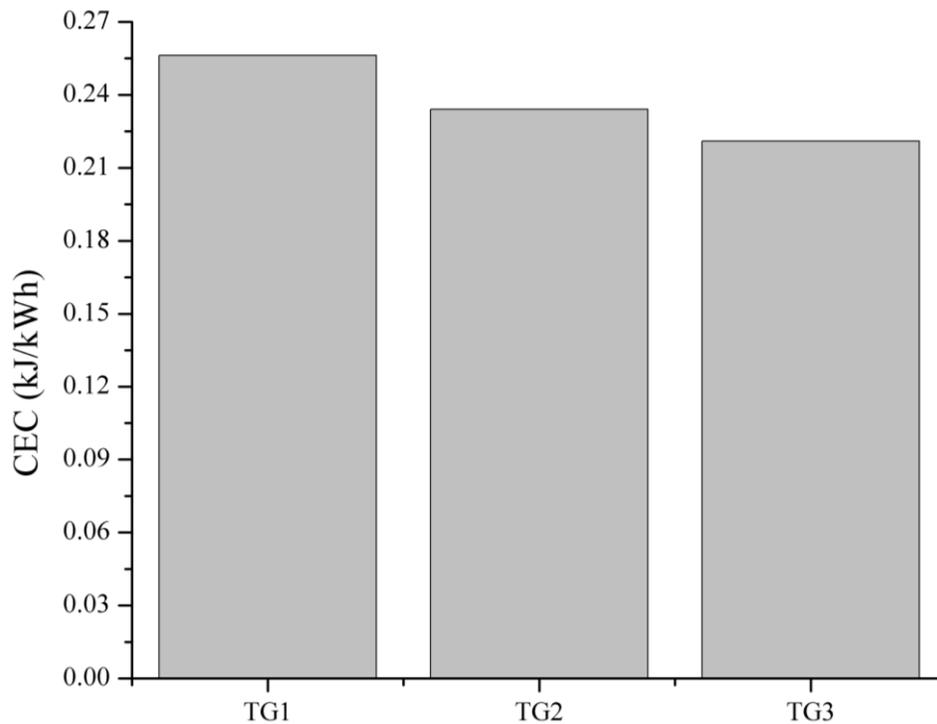
46 Figura 4.9. Parámetros de desempeño para los tres casos TG



47 Figura 4.10. Flujo de combustible para los tres casos de TG.

Así mismo en el consumo de combustible utilizado, en la Figura 4.10 se muestra que existe una disminución de $1.5 \left(\frac{\text{Kg}_c}{\text{s}} \right)$ al pasar de TG1 a TG3, lo cual resulta ser benéfico en el sentido de un ahorro de combustible y un menor impacto ambiental. Finalmente, esta disminución del combustible suministrado para satisfacer una demanda de potencia también puede verse como una menor cantidad de energía necesaria para poder producir un kWh, lo que trae consigo una disminución en el costo de generación de un kW eléctrico.

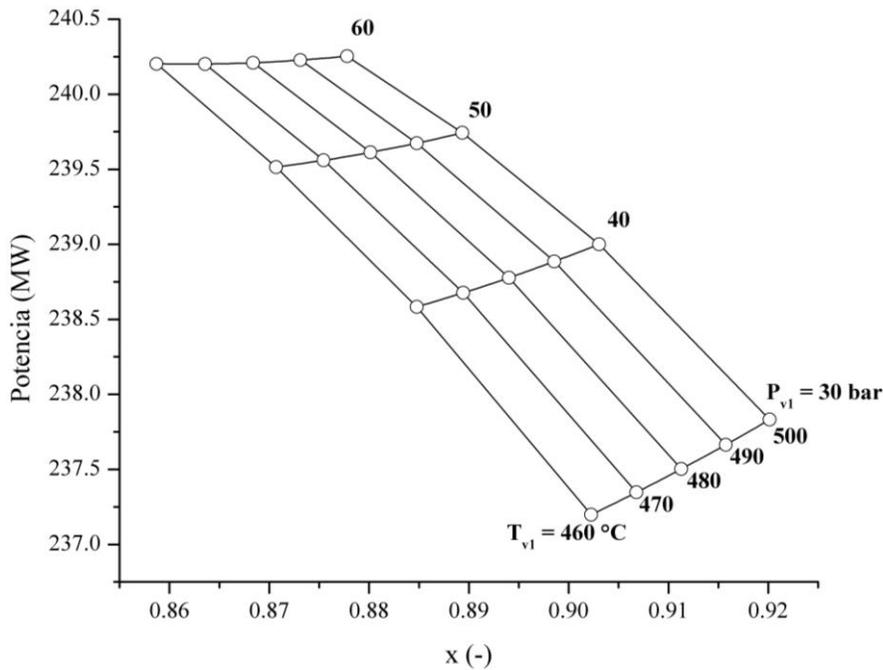
En la Figura 4.11 se puede mostrar que, optar por un tipo de turbina de gas con mejores características tecnológicas, en este caso trae consigo una disminución del CEC. Si bien la energía que contienen los gases de combustión salientes de la turbina de gas no puede ser nuevamente usados en esta máquina térmica, obtener el máximo aprovechamiento de este recurso para la producción de una potencia adicional en el ciclo de vapor resulta ser lo primordial.



48Figura 4.11. Consumo Específico de Combustible para los tres casos de TG.

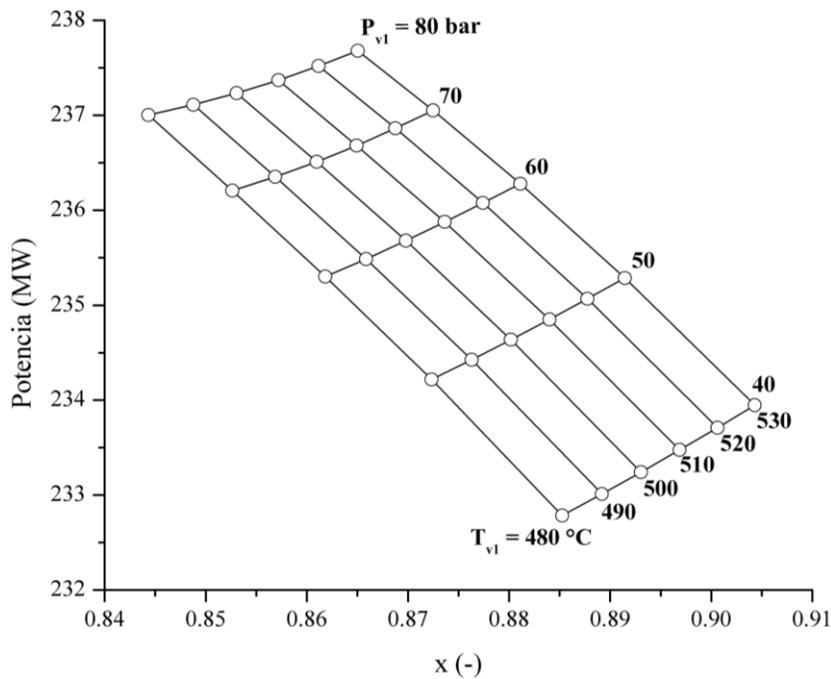
Por lo tanto, el enfoque que se debe dar al ciclo combinado es, para obtener la máxima producción de potencia y no necesariamente para la máxima eficiencia. Cabe señalar que se debe tomar en cuenta la restricción de la calidad del vapor en la última etapa de expansión en la turbina de vapor, la cual no debe de ser mayor a 0.88. Por lo tanto, en la Figura 4.12 se muestra la potencia de ciclo combinado de un nivel de presión en función de la calidad del vapor, en donde básicamente se muestra que, el área de operación segura del ciclo de vapor para cualquier temperatura de vapor vivo, se tiene para una presión menor a 40 bar. También se muestra que a media que se va incrementando la condición de presión, existe una reducción en el rango de temperaturas de vapor vivo, por lo tanto, para este

caso, la máxima potencia que se puede obtener es de aproximadamente 240 MW necesariamente con una temperatura que tenga como valor mínimo 500°C y una presión que no sea superior a 60 bar.



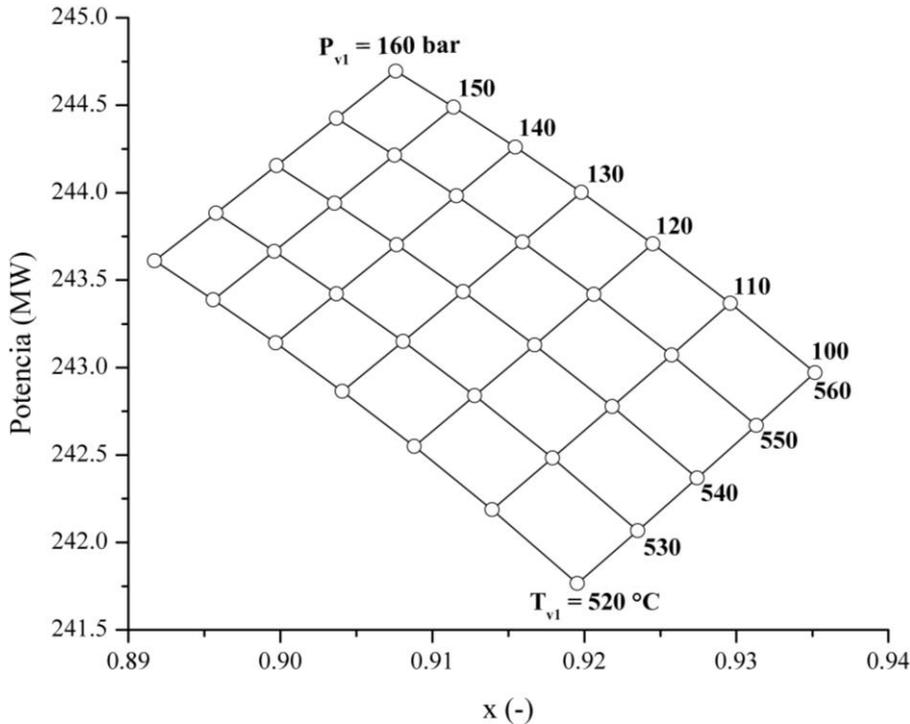
49 Figura 4.12. Potencia de CC un nivel en función de la calidad de vapor.

Para la configuración mostrada en la Figura 4.2 de un ciclo combinado con dos niveles de presión, a partir del análisis mostrado en la Figura 4.13 se muestra que las condiciones de operación de la turbina de vapor se pueden incrementar hasta 60 bar y 530 ° C.



50 Figura 4.13. Potencia de Ciclo Combinado dos niveles en función de la calidad de vapor.

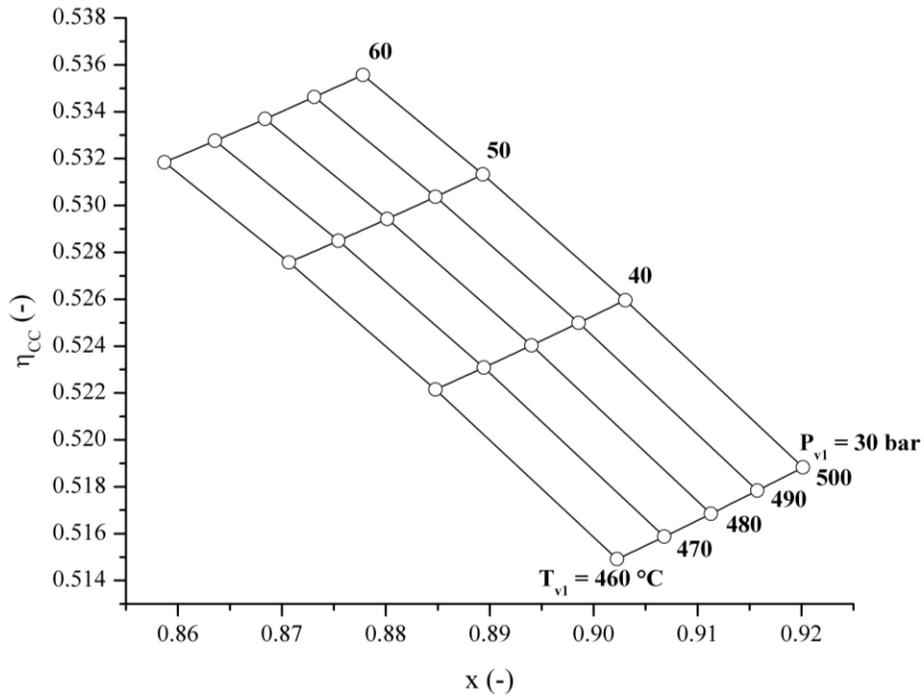
Sin embargo, la infraestructura de los ciclos combinados para la generación de potencia en México es con base a la configuración de tres niveles de presión, las cuales se ha optado por la implementación de turbinas de gas de última tecnología, similares a las del caso TG3.



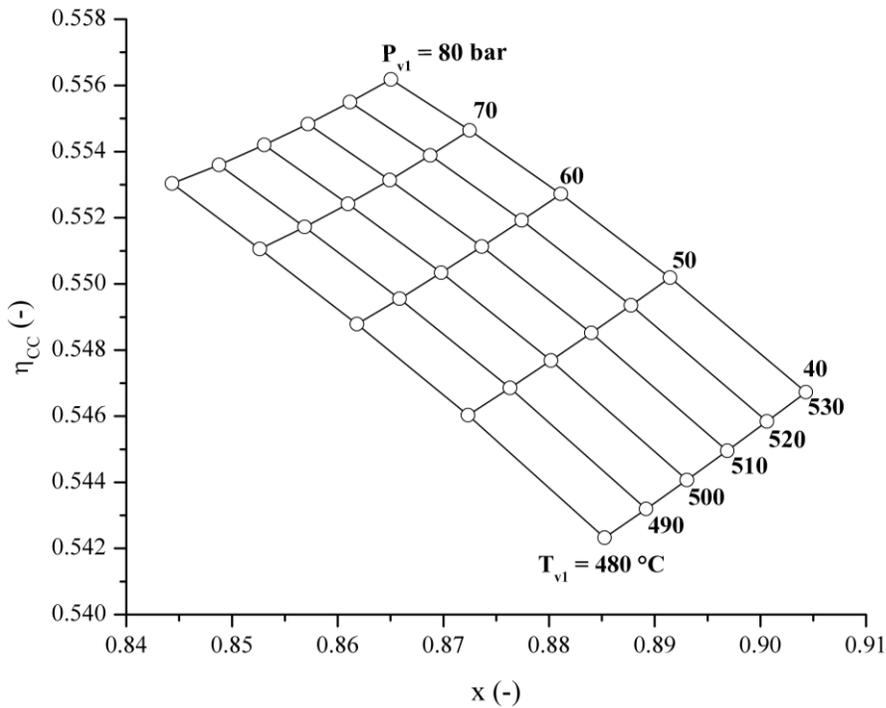
51Figura 4.14. Potencia de Ciclo Combinado tres niveles en función de la calidad de vapor.

Por lo tanto, en la Figura 4.14 se muestra que al implementar un tercer domo, se tiene un mayor rango de operación seguro, así mismo de incrementar la potencia hasta 244.75 MW para una presión de 160 bar y una temperatura de 560°C.

La razón por la cual se tenga una mayor área de operación segura del ciclo de vapor en comparación con las otras dos configuraciones de ciclo combinado se debe a que se tiene un recalentamiento en la sección de media presión. Finalmente en las Figuras 4.15 a 4.17 se muestra la eficiencia de ciclo combinado en función de la calidad del vapor, para las configuraciones de uno, dos y tres niveles de presión.

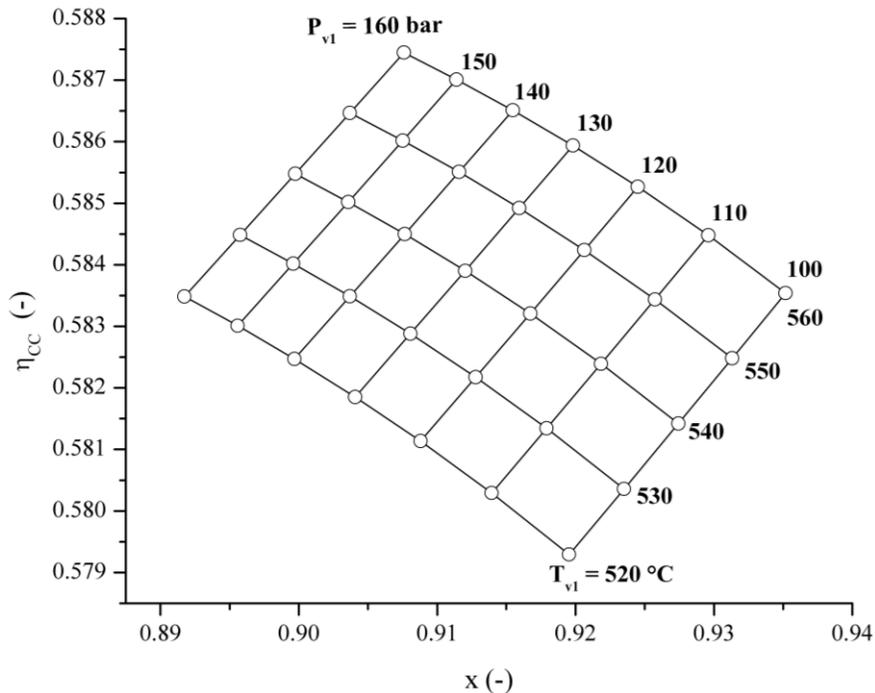


52Figura 4.15. Eficiencia de Ciclo Combinado en función de la calidad de vapor de un nivel.



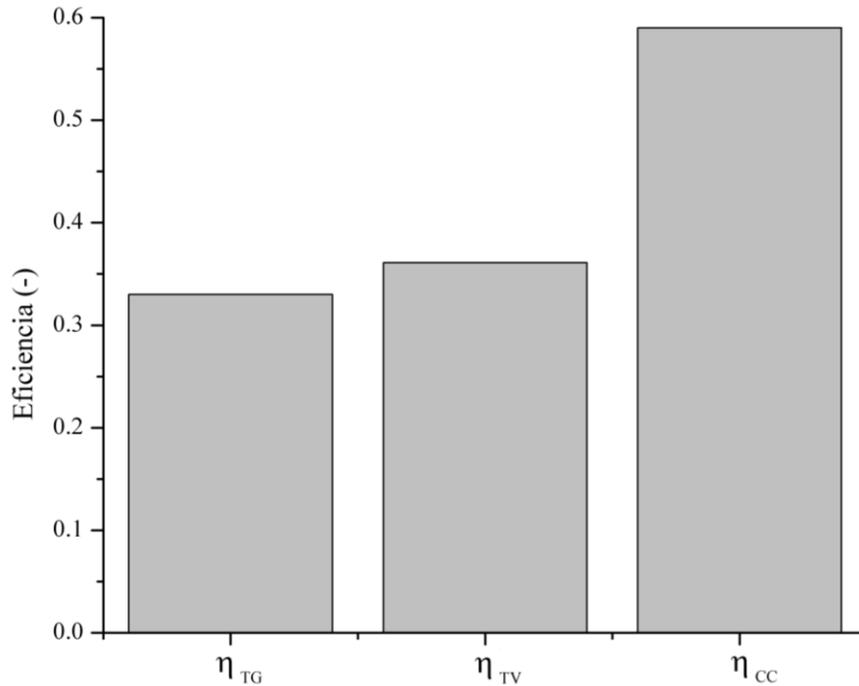
53Figura 4.16. Eficiencia de Ciclo Combinado en función de la calidad de vapor de dos niveles.

La eficiencia del ciclo combinado se incrementa a medida que se tiene un mayor nivel de presión, considerando las mismas condiciones de operación de presión y temperatura de vapor vivo descritas en las Figuras 4.15 a 4.17. Por consiguiente, la máxima eficiencia que se tiene con el ciclo combinado de un nivel de presión es de aproximadamente 0.53, mientras que para el caso de dos niveles de presión se incrementa la eficiencia en 2 puntos porcentuales.



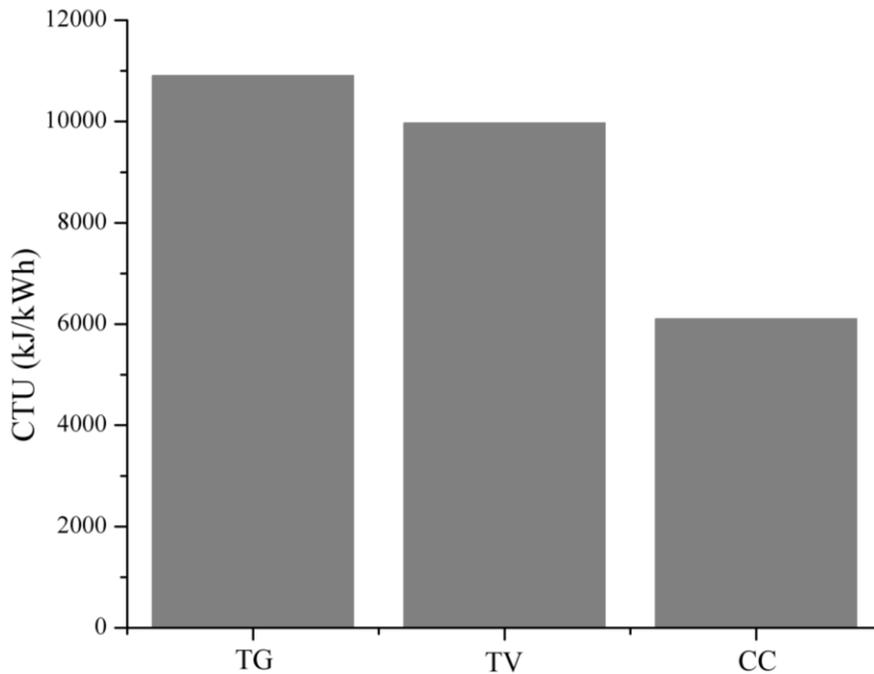
54Figura 4.17. Eficiencia de Ciclo Combinado en función de la calidad de vapor de tres niveles.

Finalmente para la configuración de ciclo combinado con tres niveles de presión se logran alcanzar eficiencias entre 0.58 y 0.59, eficiencias térmicas altas en comparación con cualquier otro tipo de central térmica para la generación de potencia. En la Figura 4.18 se muestra un comparativo de la eficiencia térmica obtenida a partir del análisis de turbina de gas y ciclo de vapor de manera independiente y finalmente la eficiencia de ciclo combinado. Se muestra que, las eficiencias térmicas de la TG y del ciclo de vapor en promedio están en 0.33, mientras que si funcionan como ciclo combinado, se pueden lograr alcanzar eficiencias muy cercanas a 0.60.



55 Figura 4.18. Comparación de la eficiencia para CC tres niveles de presión.

Otra forma de observar el beneficio que trae consigo implementar ciclos combinados con tres niveles de presión es a partir del análisis del CTU. En la Figura 4.19 se muestra dicho parámetro nuevamente para los ciclos desarrollados de manera independiente y ambos operando bajo un ciclo combinado, se muestra que para el caso de TG y TV la cantidad de energía necesaria para generar un kWh sobrepasa las 10,000 unidades, mientras que para el caso del ciclo combinado existe una disminución de la cantidad de energía hasta de un 50%.



56 Figura 4.19. Comparación del Consumo Térmico Unitario en para CC tres niveles de presión.

Conclusiones.

En este trabajo de tesis se elaboró un estado técnico y de operación de las plantas de generación de potencia de ciclos combinados de turbinas de gas- vapor. En este documento se establecen los criterios de puesta en marcha de las turbinas, instrumentación, sistemas de actuadores, auxiliares y parámetros técnicos en los sistemas de protección para evitar desgastes mecánicos y térmicos.

Por otra parte, para México resulta una opción viable para mantener la seguridad energética al realizar la repotenciación de las plantas termoeléctricas de implementación de las tecnologías de ciclo combinado turbina de gas-vapor con tres niveles de presión para poder cubrir con la demanda de generación de potencia eléctrica durante las siguientes décadas.

Finalmente se tiene un documento de consulta base para estudiantes e ingenieros que les permita entender con mayor conocimiento termodinámico-técnico, el funcionamiento de los Ciclos Combinados de Turbina de Gas- Vapor.

Referencias.

- [1] S. Sabugal García y F. Gómez Moñux, Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, España: Endesa, 2006.
- [2] C. Mataix, TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS, Madrid: EDICIONES DEL CASTILLO, S.A., 1986.
- [3] SARAVANAMUTTOO, COHEN y ROGERS, GAS TURBINE THEORY, Estados Unidos: Longman group limited, 1983.
- [4] CFE, «TURBINAS DE GAS SIMENS W 501 F,» México, 2010.
- [5] D. J. Nievs Gámez, Análisis de las tecnologías para disminuir la temperatura del aire en la succión del compresor y su influencia en los indicadores energéticos en una planta cogeneradora con turbina de gas y generador de vapor de recuperación de calor, Cartagena, 2011.
- [6] R. A. M. Y., INDUSTRIAL GAS TURBINES performance and operability, Woodhead Publishing, 2007.
- [7] Comisión Federal de Electricidad, LM6000 DLE TURBINA DE GAS GENERADOR DE PAQUETE BÁSICO FAMILIARIZACIÓN OPERACIONES CURSO DE FORMACIÓN, México, 2015.
- [8] K. Brun y K. Rainer, Introduction to Gas Turbine Theory, Estados Unidos: Solar Turbines Incorporated, 2019.
- [9] P. S.S., A. M., K. M. y A. A., «Failure analysis of gas turbine burner tips,» *ELSEVIER*, 2019.
- [10] Y. Li, Z. Guoqiang, W. Ligang y Y. Yongping, «Part-load performance analysis of a combined cycle with intermediate recuperated gas turbine,» *ELSEVIER*, n° 205, p. 16, 2019.
- [11] E. Osorio Bustos, «RECUPERADOR DE CALOR HRSG MANUAL DEL INSTRUCTOR,» *CFE*, p. 42, 2006.
- [12] J. R. Hennessey, Construction HRSG, Estados Unidos, 2017.
- [13] a. Lawrence kohan, boiler operator is guide, McGraw hill, 1991.
- [14] PRODESEN, «PROGRAMA DE DESARROLLO DEL SISTEMA ELÉCTRICO NACIONAL 2018-2032,» México, 2018.
- [15] D. Ramírez Hernández y R. U. Villarreal Calleros, Evaluación del Desempeño Térmico de la Torre de Enfriamiento, 2008.
- [16] N. L. Sadi Carnot, Reflexiones sobre la Potencia Motriz del Fuego, París, 1824.
- [17] P. Roberts, ELFIN DEL PETROLEO, Estados Unidos: BIBLIOTECA PENSAMIENTO CRITICO, 2004.
- [18] J. F. Fernández, «Ciclo Brayton,» Universidad Tecnológica Nacional, México, 2009.
- [19] j. Wiley, Fundamentals of Gas Turbines, Estados Unidos: LIMUSA, 1987.

- [20] L. E. Méndez Cruz, M. Salazar Pereyra, A. E. Bonilla Blancas y R. Lugo Leyte, «Análisis Termodinámico de las Turbinas de Vapor para los Ciclos Ultracríticos, Supercríticos, Subcríticos y Geotérmicos,» *sciELO*, vol. 30, n° 4, 2019.
- [21] W. Kenneth y E. R. Donald, *TERMODINÁMICA*, Estados Unidos: MC Graw Hill, 2001.
- [22] A. Ataei y C. Yoo, «Combined pinch and exergy analysis for energy efficiency optimization in a steam power plant,» *International journal of physical sciences*, pp. 1110-1123, 2010.
- [23] A. G. Kaviri, N. M. Jaafar M., T. M. Lazim y H. Barzegaravval, «Exergoenvironmental optimization of heat recovery steam generators in combined cycle power plant through energy and exergy analysis,» *Energy conversion and management*, pp. 27-33.
- [24] R. Lugo Leyte, M. Salazar Pereyra, A. E. Bonilla Blancas, H. D. Lugo Mendez, O. A. Ruiz Ramírez y M. Toledo Velázquez, «Exergetic Analysis of Triple-Level Pressure Combined Power Plant with Supplementary Firing,» *Journal of Energy Engineering*, 2016.
- [25] B. Swati, G. MD, K. Jivan y K. S. VN, «Failure Analysis of a Compressor Blade of Gas Turbine Engine,» *ELSEVIER*, p. 7, 2014.
- [26] A. STODOLA y L. C. LOEWENSTEIN, *THE PROSPECTS OF THE THERMAL PRIME MOVER*, NEW YORK: McGraw-Hill Book Company, inc., 1945.