



UNIVERSIDAD NACIONAL
“PEDRO RUIZ GALLO”
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



III PROGRAMA DE ELABORACIÓN DE TESIS

TESIS

Para Optar el Título Profesional de
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

**Estudio del rendimiento energético tras la
conversión de ciclo simple con diésel a
ciclo combinado con gas natural de la
central termoeléctrica Recka**

Autor:

Br. Delgado Díaz Oscar Edinson

Asesor:

M. Sc. Villalobos Cabrera Jony

Lambayeque – Perú

2022



UNIVERSIDAD NACIONAL
“PEDRO RUIZ GALLO”
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



III PROGRAMA DE ELABORACIÓN DE TESIS

TESIS

Para Optar el Título Profesional de
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

**Estudio del rendimiento energético tras la
conversión de ciclo simple con diésel a
ciclo combinado con gas natural de la
central termoeléctrica Recka**

Presentado por:

Br. Delgado Díaz Oscar Edinson

Aprobado por el Jurado Examinador

PRESIDENTE: Dr. Salazar Mendoza Aníbal

SECRETARIO: M. Sc. Yupanqui Rodríguez Carlos

VOCAL: Ing. Cotrina Saavedra Carlos Javier

ASESOR: M. Sc. Villalobos Cabrera Jony

Lambayeque – Perú

2022



UNIVERSIDAD NACIONAL
“PEDRO RUIZ GALLO”
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



III PROGRAMA DE ELABORACIÓN DE TESIS

TESIS

Título

Estudio del rendimiento energético tras la conversión de ciclo simple con diésel a ciclo combinado con gas natural de la central termoeléctrica Recka

CONTENIDOS

CAPITULO I: PROBLEMA DE LA INVESTIGACION.

CAPITULO II: MARCO TEORICO.

CAPITULO III: MARCO METODOLOGICO.

CAPITULO IV: ANÁLISIS E INTERPRETACION DE LOS RESULTADOS.


CAPITULO V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

CAPÍTULO VI: REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.

AUTOR: Br. Delgado Díaz Oscar Edinson




Dr. Ing. ANÍBAL JESÚS SALAZAR MENDOZA
PRESIDENTE



M.Sc. Ing. CARLOS JAVIER COTRINA SAAVEDRA
MIEMBRO



M.Sc. Ing. CARLOS YUPANQUI RODRIGUEZ
SECRETARIO



M.Sc. Ing. JONY VILLALOBOS CABRERA
ASESOR

Lambayeque – Perú
2022

DEDICATORIA

A Dios, porque a lado de Él se pudieron lograr muchas metas,
a mis padres por su apoyo incondicional, sus buenos consejos y su ejemplo,
a mi asesor por haberme orientado durante el proceso de la presente tesis de investigación,
amigos, por ayudarme cuando lo he necesitado.

AGRADECIMIENTO

A la Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo, a mis docentes de la Facultad de Ingeniería Mecánica Eléctrica, por su incondicional apoyo para lograr mis metas profesionales y de esta manera lograr uno de mis principales objetivos, ser ingeniero mecánico electricista.

RESUMEN

El incremento de la demanda de energía eléctrica ha conllevado a que las centrales de energía eléctrica de ciclo simple implementen nuevas tecnologías para mejorar su rendimiento energético y potencia.

El objetivo de la presente tesis es realizar un estudio del rendimiento energético de la central termoeléctrica Recka considerando su conversión hacia un ciclo combinado con gas natural, partiendo desde un ciclo simple con diésel. Al implementar los equipos principales para la central de ciclo combinado, se incrementaría el rendimiento energético y la potencia efectiva.

La tesis que se ha desarrollado es de tipo descriptivo y cualitativo, con diseño no experimental, teniendo en cuenta los principales equipos de la Central termoeléctrica Recka. Se realizó análisis de datos documentarios y se recolectaron los principales datos actuales como la potencia efectiva de 177,99 MW y el rendimiento energético de 35.37%.

La central de ciclo combinado obtuvo un rendimiento energético del 57,74%, teniendo en cuenta el cambio de combustible a gas natural. Además, también se obtuvo una potencia efectiva de 274,052 MW. Lo que conlleva a concluir que la implementación de la turbina de vapor del ciclo combinado mejora el rendimiento energético y la potencia efectiva del ciclo simple.

Palabras Clave: Ciclo combinado, Rendimiento energético, Potencia efectiva, Turbina de vapor.

ABSTRACT

The increase in the demand for electrical energy has led simple cycle power plants to implement new technologies to improve their energy efficiency and power.

The objective of this thesis is to carry out a study of the energy performance of the Recka thermoelectric power plant considering its conversion to a combined cycle with natural gas, starting from a simple cycle with diesel. By implementing the main equipment for the combined cycle plant, the energy performance and effective power would be increased.

The thesis that has been developed is descriptive and qualitative, with a non-experimental design, taking into account the main equipment of the Recka thermoelectric power plant. Documentary data analysis was carried out and the main current data such as the effective power of 177.99 MW and the energy performance of 35.37% were collected.

The combined cycle plant obtained an energy efficiency of 57.74%, taking into account the change of fuel to natural gas. In addition, an effective power of 274,052 MW was obtained. Which leads to the conclusion that the implementation of the steam turbine of the combined cycle improves the energy performance and the effective power of the simple cycle.

Keywords: Combined cycle, Energy performance, Effective power, Steam turbine.

ÍNDICE

DEDICATORIA	4
AGRADECIMIENTO	5
RESUMEN	6
ABSTRACT.....	7
INTRODUCCIÓN	11
CAPÍTULO I	12
PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	12
1.1. Realidad problemática	12
1.2. Formulación del problema.....	15
1.3. Delimitación de la investigación	15
1.4. Justificación e importancia de la investigación	15
1.5. Limitaciones de la investigación.....	17
1.6. Objetivos de la investigación	17
1.6.1. Objetivo general	17
1.6.2. Objetivos específicos.....	17
CAPÍTULO II	18
MARCO TEÓRICO	18
2.1. Antecedentes del estudio	18
2.1.1. Antecedentes internacionales	18
2.1.2. Antecedentes nacionales.....	19
2.2. Desarrollo de la temática correspondiente al tema investigado	22
2.2.1. Definición de términos.....	23
2.2.2. Ciclo de turbina a gas (Joule-Brayton)	24
2.2.3. Ciclo de turbina a vapor (Rankine).....	26
2.2.4. Tipos de Centrales de ciclo combinado.....	28
2.2.4.1. Ciclos combinados con HRSG de un nivel de presión	28
2.2.4.2. Ciclos combinados con HRSG de dos niveles de presión	32
2.2.4.3. Ciclos combinados con HRSG de tres niveles de presión	34
2.2.5. Componentes principales del ciclo combinado	36
2.2.5.1. Turbina a vapor.....	36

2.2.5.2. Heat Recovery Steam Generator o Recuperador de Calor	41
2.2.6. Configuración de ciclos combinados	46
2.3. Definiciones conceptuales	53
a) Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Ventanilla	53
b) Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Chilca	54
c) Central Termoeléctrica de Ciclo Combinado Kallpa IV	55
CAPÍTULO III	57
MARCO METODOLÓGICO	57
3.1. Tipo y diseño de investigación.....	57
3.1.1. Tipo de investigación	57
3.1.2. Diseño de investigación.....	57
3.2. Población y muestra	57
3.3. Formulación de la hipótesis	57
3.4. Variables – operacionalización.....	58
3.5. Métodos y técnicas de investigación.....	58
3.5.1. Método de investigación	58
3.5.2. Técnicas de investigación.....	59
3.6. Descripción de los instrumentos utilizados	59
3.7. Análisis e interpretación de los datos	59
CAPÍTULO IV.....	60
ANÁLISIS DE RESULTADOS	60
4.1. Identificación de parámetros termodinámicos actuales de la central termoeléctrica Recka	60
4.1.1 Definición.....	60
4.1.2 Ciclo Brayton (Ciclo Superior)	60
4.1.3 Ciclo de vapor y recuperación de calor HRSG.....	65
4.2. Estudio y diseño conceptual de la central termoeléctrica Recka para la conversión de ciclo simple a ciclo combinado	66
4.2.1 Selección del nivel de alta presión	66
4.2.2 Transferencia de energía en el HRSG:.....	70
4.2.3 Temperatura de chimenea:.....	73
4.2.4 Selección del nivel de baja presión	73
4.2.5 Balance térmico del ciclo combinado.....	76
4.2.6 Potencia ciclo vapor	80

4.3. Selección del principal equipo estándar para el ciclo Rankine	81
4.3.1 Selección de turbina de vapor	81
4.4. Cálculo del nuevo rendimiento energético una vez implementado el ciclo combinado.....	83
4.4.1 Rendimiento energético	83
4.4.2 Recapitulación de potencia	84
CAPÍTULO V.....	85
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	85
5.1. Conclusiones.....	85
5.2. Recomendaciones.....	85
Referencias bibliográficas.....	86

INTRODUCCIÓN

En los últimos diez años, en el Perú poco a poco se ha incrementado la necesidad por la energía eléctrica, ello a causa del crecimiento sostenido de las inversiones, de los aspectos económicos y de las nuevas costumbres relacionadas al consumo energético, así también se debe recalcar que la energía eléctrica es uno de los insumos más significativos de su proceso productivo (De la Cruz Quilca, 2019).

Se le llama central termoeléctrica de ciclo combinado a una planta que se encarga de producir constantemente y de manera eficiente energía eléctrica con ayuda de un generador que funciona impulsado por una turbina que combustiona, el combustible usado viene a ser el gas natural. Producto de la combustión existe se desprenden gases, a los que se les aprovecha para calentar el agua que se encuentra ubicada una caldera de recuperación que a su vez produce vapor que se puede utilizar para poner en marcha a la turbina vapor ubicada en segundo lugar (Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, 2014).

Dichas centrales térmicas poseen un alto rendimiento desde el punto de vista tecnológico, asimismo, expulsan menores cantidades de gases de efecto invernadero si las comparamos con los establecimientos de ciclo simple, además a consecuencia de la temperatura menor de sus gases de escape, constituyen la energía térmica con origen fósil más purificada (De la Cruz Quilca, 2019).

En la presente tesis se realizó un estudio del rendimiento energético de la central termoeléctrica Recka considerando su conversión hacia un ciclo combinado con gas natural desde un ciclo simple con diésel, la cual que se encuentra ubicada al norte del Perú, en el distrito de Reque, provincia de Chiclayo, región Lambayeque. Dicha central forma parte del Comité de Operación Económica del Sistema Interconectado Nacional (COES SINAC) y tiene 181 MW de potencia instalada. Actualmente la central cuenta con una turbina de gas, la cual opera a ciclo abierto (ciclo Bryton), sin embargo, dicha turbina es de tipo dual, es decir que puede utilizar como combustible tanto diésel B5 como gas natural.

CAPÍTULO I

PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. Realidad problemática

Las plantas eléctricas constituyen industrias que gozan de gran importancia a nivel de todo el mundo, ellas se encargan de generar electricidad que es necesaria tanto para los domicilios como para industrias no tan grandes, como hoteles y restaurantes, entre otros. También otorgan energía eléctrica a las medianas y grandes industrias, tales como, entidades mineras, refinerías de petróleo, plantas textiles, etc.

En nuestro país, el Comité de Operación Económica del Sistema Interconectado Nacional (COES SINAC) es el encargado de manejar el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN) peruano por intermedio del Centro Coordinador Nacional y de administrar el Mercado de Corto Plazo (MCP), dicho de otro modo, es el indicado para programar y ejecutar la operación que logra integrar a los recursos de generación y transmisión del SEIN, de conformidad a lo señalado en la Ley de Concesiones Eléctricas (LCE) y la Ley para Asegurar el Desarrollo Eficiente de la Generación Eléctrica (Ley 28832), dando cumplimiento a los reglamentos y procedimientos técnicos promovidos por el OSINERGMIN. Al respecto, el COES es la entidad encargada de llevar a cabo el planeamiento de la transmisión, a través de algo necesario, la concretización de un plan vinculante que de transmisión.

De acuerdo con lo establecido por el COES, en el año 2020, las empresas generadoras que lo integran tuvieron una producción total de 49 186,64 GWh; en el mismo año las centrales termoeléctricas mostraron una producción de 17 288,02 GWh. Se hace hincapié que, debido al acaecimiento de la pandemia por la COVID-19, hubo una baja en la generación total de

energía eléctrica de 3 702,50 GWh (-7,00%) en comparación con lo obtenido en el año 2019, al respecto, en el año 2020 las centrales termoeléctricas bajaron su producción en 14,89%, porcentaje menor que el registrado durante el año 2019.

Tabla 1

Producción de energía eléctrica en el SEIN (GWh) por tipo de generación.

N°	Por tipo de Generación	últimos 3 meses			Acumulado Anual		
		Oct-20	Nov-20	Dic-20	2020	2019	Var (%)
a.	Hidroeléctrica	2,050.49	1,770.37	2,747.87	29,317.56	30,168.43	-2.82%
b.	Termoeléctrica	2,165.79	2,376.82	1,614.51	17,288.02	20,312.83	-14.89%
c.	Eólica	172.07	156.67	147.23	1,803.20	1,646.16	9.54%
d.	Solar	76.33	81.51	73.65	777.86	761.73	2.12%
Producción							
e.	Total (a+b+c+d)	4,464.68	4,385.37	4,583.26	49,186.64	52,889.14	-7.00%

Nota: De acuerdo con lo establecido por el COES, en el año 2020, las empresas generadoras que lo integran tuvieron una producción total de 49 186,64 GWh Perú 2020 (Dirección Ejecutiva Sub Dirección de Gestión, 2020).

La tabla N° 01 nos indica que el 35% de la energía eléctrica total proviene de las centrales termoeléctricas. Es necesario indicar que nuestro medio cuenta con centrales de ese tipo y sus turbinas funcionan con un ciclo simple, o sea, bajo el principio del ciclo Bryton. Teniendo en cuenta ese funcionamiento, las centrales alcanzarán solo el 35% de su rendimiento energético, sumado a ello se debe considerar que no se aprovecha la energía calorífica de los gases de escape (Cengel & Boles, 2009). Por tal razón, las empresas generadoras instalan turbinas de vapor con la finalidad de que se aproveche la energía que contienen los gases que se desprenden de las turbinas, de esta forma se obtiene un aumento del rendimiento energético de las turbinas, para ello se considera el principio de funcionamiento del ciclo Rankine.

La Central Termoeléctrica Recka, se encuentra ubicada a una altitud de 22 msnm, 46C5+36V, coordenadas: -6.8781, -79.7925 distrito de Reque,

provincia de Chiclayo, departamento de Lambayeque; funciona bajo el ciclo simple, también llamado ciclo abierto, por lo que pone en funcionamiento una turbina de gas y como combustible utiliza diésel B5 S-50. Asimismo, la central tiene otros sistemas que complementan su trabajo, como son, una planta de tratamiento de agua (PTA), compresores de aire, salas eléctricas de media y baja tensión, módulo de inyección de agua desmineralizada, módulo de lubricación, módulo de aire de atomización y combustible líquido, chimenea, tanques de almacenamiento de agua bruta y combustible diésel, etc.

El Comité de Operación Económica del Sistema Interconectado Nacional (COES SINAC) es quien elabora un requerimiento con la finalidad de que la Central Termoeléctrica Recka entre en operaciones, dicho requerimiento se elabora con frecuencia en la temporada de estiaje, es decir durante el período comprendido entre el 01 de junio y el 30 de noviembre.

Es debido a estas solicitudes que la central puede almacenar combustible diésel B5 S-50 y agua desmineralizada en los tanques respectivos. Estos materiales luego son usados para lograr la combustión y reducción de las emisiones de NOx.

En los años 2017 y 2019, la central termoeléctrica en mención llevó a cabo un Ensayo de Potencia Efectiva y Rendimiento Energético, luego del que obtuvo como resultados que durante los años 2017 y 2019 el rendimiento energético fue de 35.16% y 35.37%, respectivamente. Como se puede apreciar, dicho rendimiento superó muy poco el 35% y es probable que no cambie si continúa operando a ciclo simple.

Por lo detallado es que se tuvo la iniciativa del trabajo realizado que se relaciona con la instalación de una turbina a vapor para de esta manera mejorar el rendimiento energético de la Central Termoeléctrica Recka.

1.2. Formulación del problema

¿En qué medida favorece al rendimiento energético de la central termoeléctrica Recka considerando su conversión hacia un ciclo combinado con gas natural desde un ciclo simple con diésel?

1.3. Delimitación de la investigación

La central termoeléctrica Recka se encuentra ubicada al norte del Perú, en el distrito de Reque, provincia de Chiclayo, región Lambayeque. Dicha central tiene las siguientes coordenadas UTM Datum WGS84 – Zona 17 Norte: 9 239 599 y Este: 633 343, las cuales pertenecen específicamente al transformador principal de la central. Asimismo, forma parte del Comité de Operación Económica del Sistema Interconectado Nacional (COES SINAC) y posee una potencia instalada de 181.32 MW. Actualmente la central cuenta con una turbina de gas, la que funciona a ciclo abierto (ciclo Bryton), no obstante, esa turbina es de tipo dual, o sea, que puede utilizar como combustible tanto diésel B5 S-50 como gas natural.

1.4. Justificación e importancia de la investigación

En cuanto a la justifica tecnológica, durante el proceso de generación eléctrica de ciclo simple, la Central Recka hace uso del combustible diésel B5 S-50, esto conlleva a un bajo rendimiento energético, ante ello existe la alternativa de llevar a cabo una conversión hacia el ciclo combinado y operar usando al gas natural como combustible con la finalidad de obtener una mejora en el rendimiento energético.

Desde el punto de vista ambiental, los gases emitidos producto del ciclo simple son sustancias contaminantes que traen como consecuencia un

impacto ambiental negativo en perjuicio de las zonas aledañas a la central termoeléctrica y en general, en menoscabo del medio ambiente. La mejora del impacto ambiental se lograría con la conversión hacia el ciclo combinado.

En el plano económico, es preciso señalar que para lograr implementar el ciclo combinado y utilizar como combustible al gas natural en la central termoeléctrica Recka, además de necesitar recursos financieros, materiales, tecnológicos e intangibles, también hace falta el recurso más importante de todos, el recurso humano. Por otro lado, la mejora del rendimiento energético ocasiona que exista una marcada disminución en los costos que se necesitan para la generación de la energía.

Lograr el mejoramiento del rendimiento energético en la central termoeléctrica Recka, traerá como consecuencia marcado incremento de la potencia de la turbina, ello favorecerá tanto a los empresarios que laboran en dicha central así como al resto de trabajadores y a la población beneficiaria.

Por lo expuesto, el trabajo de investigación titulado “Estudio Del Rendimiento Energético Tras La Conversión De Ciclo Simple Con Diésel A Ciclo Combinado Con Gas Natural De La Central Termoeléctrica Recka” contribuirá a la realización de más investigaciones que complementarán la información teórica vertida en la presente tesis, así como también, el método empleado será tomado en cuenta para llevar a cabo la obtención de los objetivos que pudieran plantearse ante nuevas alternativas de solución.

1.5. Limitaciones de la investigación

- La data necesaria, tales como informes de operación de la turbina a gas, informes de servicios especiales en la central, estuvo supeditada a los permisos especiales correspondientes, por lo que en varias ocasiones fue necesario utilizar los datos del fabricante de turbina.
- Escasa información bibliográfica internacional, tanto física como virtual.

1.6. Objetivos de la investigación

1.6.1. Objetivo general

Realizar un estudio del rendimiento energético de la central termoeléctrica Recka considerando su conversión hacia un ciclo combinado con gas natural desde un ciclo simple con diésel.

1.6.2. Objetivos específicos

- Precisar los actuales parámetros termodinámicos de la central termoeléctrica Recka.
- Realizar diseño conceptual y estudio de la central termoeléctrica Recka para la conversión de ciclo simple a ciclo combinado.
- Seleccionar los primordiales equipos estándar para el ciclo inferior.
- Calcular el nuevo rendimiento energético una vez implementado el ciclo combinado.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del estudio

2.1.1. Antecedentes internacionales

Murillo & Montalvo (2012) realizaron un estudio relacionado al análisis exergético a un ciclo combinado en la planta de servicios industriales Abocol S.A., ellos iniciaron determinando las circunstancias de operación fundamentadas en datos reales de la planta, luego se partió al sistema en volúmenes de control a los que se les controló los balances de energía y exergía, actividad que le permitió ubicar los focos más importantes de ineficiencia. Los investigadores señalan que el ciclo combinado utilizado en Abocol S.A., es capaz de generar 24MW, de los cuales 12.5MW son producidos por el ciclo de gas y 11.5 MW por el ciclo de vapor. En cuanto a los resultados que obtuvieron luego del análisis exergético, dan cuenta que las calderas contribuyen principalmente a la destrucción de exergía, con cifras que alcanzan el 23% para la caldera 305 y el 7% para las calderas 104 y 103, tales equipos también mostraron las eficiencias exergéticas más bajas, con cifras que oscilaron entre el 53.9% y el 59.7%, ello debido a factores propios de la combustión y del intercambio de calor. Finalmente, su investigación indica que existe una disminución a considerar en cuanto a la eficiencia exergética del ciclo combinado si se compara con otros ciclos similares, a causa del bajo aporte del ciclo de Rankine a la obtención de energía eléctrica solo otorga en promedio un 11.3% a la eficiencia total del ciclo, aquél es un porcentaje reducido comparado con el 32.4% brindado por el ciclo Joule-Brayton, no obstante, depende de las necesidades de vapor en otras plantas de la empresa.

En el 2016, Méndez publicó su informe de tesis titulado: Análisis energético de la central de ciclo combinado, “El Sauz”, en la que concluye que el buen funcionamiento de un ciclo combinado es dependiente en gran parte de la turbina de gas antes que del ciclo inferior, además que los gases de combustión tengan la adecuada temperatura y de la relación de compresión de la turbina gas. De esta manera se debe tener en cuenta las posibles condiciones de operación, y para ello es necesario que en el ingreso de la turbina de ciclo superior se mida temperatura.

Blázquez (2018) llevó a cabo una investigación en la que trata acerca de un examen termodinámico y optimizado de un establecimiento de ciclo combinado que posee tres etapas para llevar a cabo la presión. Para arribar al propósito planteado desarrolló un código numérico en el software MATLAB en el que realiza un modelo de funcionamiento de la central térmica. Asimismo, empleó la base de datos CoolProp que constituyó una pieza fundamental en las actividades utilizadas en el código para poseer las características de los líquidos en las distintas fases del ciclo termodinámico. Su fin primordial, en cuanto al código, no fue solo realizar un modelo de operación del ciclo combinado de tres etapas que presentan presión con recalentamiento, sino más bien buscó realizar una optimización. Para lograr dicho objetivo estudió las distintas características que hace posible el rendimiento, entendiendo su influencia y la manera en que deben variar para aumentar el rendimiento y la potencia llevados a cabo por la central. Concluye que de esta forma se logra mejorar al máximo el rendimiento del ciclo combinado.

2.1.2. Antecedentes nacionales

Entre las industrias más comunes que generan electricidad se encuentran las centrales de ciclo simple, ellas utilizan el diésel como combustible. Es necesario resaltar que la demanda en cuanto a energía

eléctrica se refiere, ha ido acrecentándose, lo que ha traído como consecuencia la mejora en el rendimiento de las centrales encargadas de esta labor. Para ello, en todo el mundo, se lleva a cabo la construcción de establecimientos de ciclo combinado, específicamente con el ciclo Rankine, estas operan de preferencia, con una turbina de vapor y una de gas, asimismo, usan como combustible al gas natural.

Una alternativa de tecnología limpia son los establecimientos de ciclo combinado, esto es porque reducen la emisión de gases de efecto invernadero. Específicamente, las emisiones de Dióxido de Azufre (SO_2) son muy bajas, esto se debe a que el azufre es componente muy escaso del gas natural. En lo referente al dióxido de carbono (CO_2), su emisión es muy reducida por kWh comparado con otras tecnologías térmicas que generan energía eléctrica.

A continuación, se señalan estudios y fichas técnicas de centrales relacionados a la presente tesis:

Choque, en el año 2018 realizó un trabajo de investigación titulado: “Conversión del Ciclo Simple don Diésel B5 S-50 a Ciclo Combinado con Gas Natural de la Central Termoeléctrica Puerto Bravo, Mollendo – Arequipa”, luego de que concluyó que es técnicamente posible que se realice la modificación hacia ciclo combinado de la Central Termoeléctrica Puerto Bravo, la cual es de ciclo simple. También, refiere que llevó a cabo una idea de concepto para la nueva central de ciclo combinado tomando como base a las turbinas de gas que ya encuentran instaladas. Además, recomienda que, si se desea diseñar y modelar el recuperador de calor HRSG debe hacerse en una línea de investigación diferente, de esta forma se determinarán las caídas de presión, perfiles de temperaturas, clases de traspaso de calor que ocurren en el HRSG.

En el año 2019, Gordillo publicó su tesis: Análisis Termodinámico De Una Central Termoeléctrica De Ciclo Combinado Gas - Vapor Con El

Programa EES, en la que concluyó que la relación de presiones en el ciclo a gas, la presión con que ingresa el vapor en lo que se conoce como turbina, la cantidad de agua en forma de vapor al final de la turbina de vapor y su máxima temperatura en el ciclo a gas son los factores que más influyen para obtener mejores rendimientos. Asimismo, entre sus recomendaciones destaca que se debe llevar a cabo un análisis económico complementario. Tal análisis debe estar referido al uso del combustible diésel y del gas natural, con la finalidad de establecer el ahorro económico que implicaría operar con gas natural.

Alvarado (2021) efectuó una tesis titulada: “Conversión a ciclo combinado de central térmica de Talara TG5 para optimización de sus indicadores de generación”, en la planteó como objetivo principal establecer los indicadores adecuados que hacen posible la generación a través de la conversión a ciclo combinado de la Central Térmica de Talara TG5. En su trabajo usó el método deductivo y descriptivo, el diseño utilizado durante el trabajo de investigación fue el pre-experimental. Tanto la población como la muestra fueron únicas, siendo la central termoeléctrica TG5 de Talara. Con relación a sus resultados, dimensionó la central de ciclo combinado con gas natural 1x1x1 con generación trial de vapor, en el que se saca provecho de los gases obtenidos en la ignición a 565 °C. Durante la generación trial de vapor del ciclo inferior se debe tener en cuenta el nivel de presión alta. Finalmente concluye que se realizó el aumento de aquellos que indican la generación cotejando el ciclo simple con el ciclo combinado con gas natural, por ejemplo, para el Heat Rate empieza a mejorar a partir de 10.271 MMBTU/MWh inclusive 6.762 MMBTU/MWh y con referencia al precio que suele variar, tenemos en total a partir de 21.375 U\$/MWh hasta una cantidad de 15.074 U\$/MWh mejorado en 35.3% el heat rate y el precio que varía de manera total, sobrepasando la cantidad esperada en la hipótesis del trabajo, el cual fue de 12%.

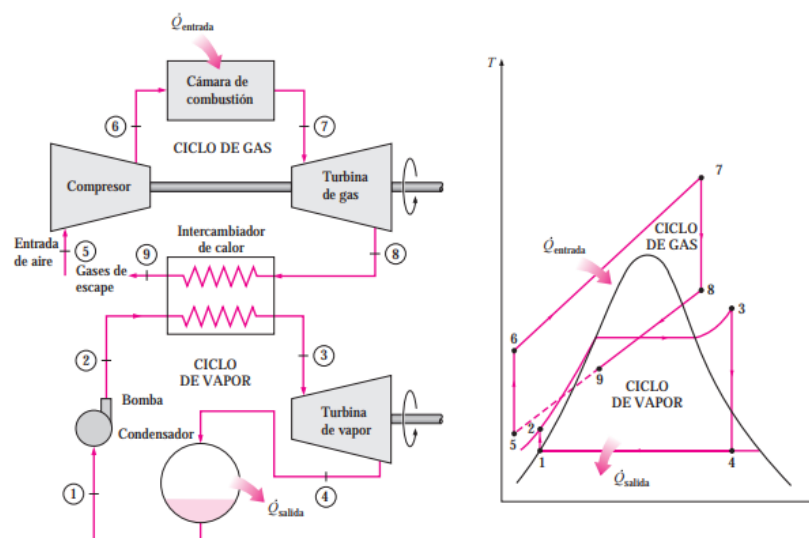
2.2. Desarrollo de la temática correspondiente al tema investigado

Los ciclos termodinámicos permitirán comprender el funcionamiento de las centrales termoeléctricas que funcionan utilizando un ciclo combinado (gas-vapor). Un ciclo combinado viene a ser el “acoplamiento” de dos ciclos termodinámicos (ciclo Joule-Brayton y el ciclo Rankine). De los dos ciclos, el que más concierne a nuestro estudio es el ciclo de turbina de gas (Brayton), el cual concluye con el ciclo de turbina de vapor (Rankine), y del que se puede obtener una eficiencia térmica más alta que cualquiera de los ciclos cuando operan de manera individual (Cengel & Boles, 2009).

Los últimos desarrollos tecnológicos referidos a las turbinas de gas han llegado al punto de que el ciclo combinado de gas y vapor trascienda hasta ser muy atractivo tomando en cuenta el factor económico, esto se debe a que el ciclo combinado acrecienta la eficiencia sin ocasionar el incremento del costo inicial. De esta forma, la mayoría de centrales eléctricas nuevas funcionan con ciclos combinados, y las centrales de vapor o de turbina de gas que operan actualmente están realizando la conversión a ciclo combinado. Luego de llevar a cabo dicha conversión, se han registrado eficiencias térmicas muy por encima del 40 por ciento. (Çengel & Boles, 2019).

Figura 1

Ciclos termodinámicos



Nota: Estos ciclos hacen posible comprender el funcionamiento de las centrales termoeléctricas que funcionan utilizando un ciclo combinado (Cengel & Boles, 2019).

2.2.1. Definición de términos

Un establecimiento de ciclo combinado cuenta con las siguientes características:

- Ciclo superior (Ciclo Joule-Brayton)
- Generador de vapor por recuperación de calor (HRSG)
- Ciclo inferior (Ciclo Rankine)

El ciclo superior de gas recibe ese nombre porque funciona usando una temperatura mayor y un ciclo inferior de vapor se pone en marcha con una temperatura menor. Los dos ciclos poseen en común una caldera recuperadora de calor o HRSG (Cengel & Boles, 2009).

Cuando se opera con un ciclo simple, son liberados al medio ambiente los gases que se generan en la turbina de gas, por otro lado, en el ciclo combinado, estos gases generados entran en la caldera recuperadora en la que el calor restante es utilizado para formar vapor sobrecalentado que se utiliza para que la turbina de vapor realice trabajo. (Sabugal & Gómez, 2006).

La caldera que se encarga de recuperar se divide en tres partes principales existiendo en algunas ocasiones una cuarta. Luego de elevar a la presión de vapor vivo del trabajo, a través de una estructura que bombea agua, esta entra a la parte primigenia llamada economizador, en este lugar el agua que servirá para alimentar al sistema obtiene una temperatura que puede estar cerca a aquella que permitirá una evaporación. Después se dirige a la estructura donde se evaporará para después elevar su temperatura de vapor vivo y hacer posible de su expansión en la turbina de vapor. La cuarta parte está referida al recalentamiento en donde a la vez se realiza la extracción de la turbina de vapor para elevar su temperatura y regresar a la misma turbina para ser incorporado, de tal manera que se obtiene una mayor cantidad energética de los gases que se desprenden (Cengel & Boles, 2009).

2.2.2. Ciclo de turbina a gas (Joule-Brayton)

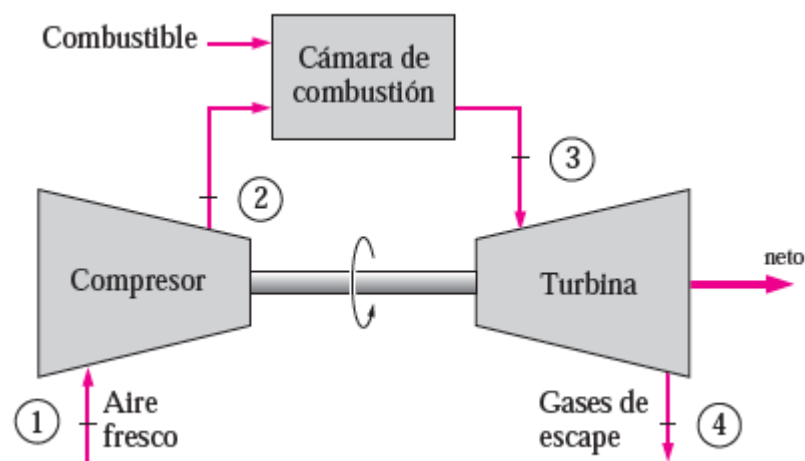
Este aspecto es de vital importancia, esto se debe a que actualmente es utilizado en turbinas de gas en las que los procesos de compresión y de expansión se ejecutan en maquinaria rotatoria. El ciclo fue ideado por primera vez por George Brayton con la finalidad de ponerlo en marcha en el motor reciprocante que incendiaba lubricante producido por él en el año de 1870. Hoy, este ciclo constituye el principio básico para turbinas que funcionan con un ciclo abierto. En este proceso, la atmósfera del ambiente ingresa al compresor a temperatura ambiente, para luego elevar su temperatura y presión. Con la presión alta, el aire se dirige hacia un lugar para que se realice la combustión, lugar en el que el combustible se incendia con una presión que siempre es constante. Los gases de combustión que poseen una alta temperatura son liberados hacia la turbina propiamente dicha, estos gases se expanden hasta llegar a 1 atmósfera, resultando energía cinética, esta energía se utiliza para lograr el giro del eje de un

generador y producir energía eléctrica, por ejemplo. Los gases que se escapan desde la turbina se despiden al exterior (no hay recirculación), es por ello que a este ciclo se le conoce como ciclo abierto (Cengel & Boles, 2009). El ciclo adecuado para este periodo cerrado es el ciclo Brayton, el mismo que lo conforman cuatro trabajos que son cambiables de manera interna (Cengel & Boles, 2009):

- Del primer estado al segundo estado, se realiza la compresión de manera isentrópica
- Del segundo estado al tercer estado, se adiciona calor manteniendo constante la presión
- Del tercer estado al cuarto estado, se realiza la expansión de manera isentrópica
- Del cuarto estado al primer estado, se rechaza calor manteniendo constante la presión

Figura 2

Ilustración que muestra los procesos del ciclo de Brayton.



Nota: Este ciclo es utilizado en turbinas de gas en las que los procesos de compresión y de expansión se ejecutan en maquinaria rotatoria (Cengel & Boles, 2009).

2.2.3. Ciclo de turbina a vapor (Rankine)

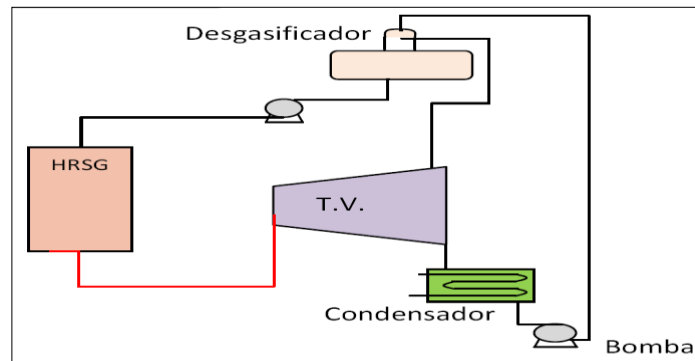
Viene a ser un período de potencia que genera energía usada en turbinas de vapor (TV). Estas turbinas son en la mayoría de casos del tipo axial y pueden estar conformadas por uno o varias piezas, acorde con sus parámetros. El ciclo Rankine funciona con el agua. El fluido que llega a saturarse cuando sale de la estructura que realiza la condensación se comprime con la finalidad de que pueda entrar en un calentador en el que se somete a calor y es presionado constantemente. El vapor que se sobrecalienta entra en una turbina de vapor y después se difunde para después entrar a un condensador en el que se expulsa el calor tomando en cuenta una presión que resulta constante. El bombeo es útil para la alimentación de agua, asimismo, otorga la presión que hace falta para la transmisión de calor en la caldera y de esta manera lograr la temperatura y presión necesaria para la turbina, así como presión de vacío en el condensador (Cengel & Boles, 2009).

Los procesos son los siguientes (Cengel & Boles, 2009):

- Del primer estado al segundo estado, se realiza la compresión de manera isentrópica con una bomba
- Del segundo estado al tercer estado, se adiciona calor manteniendo constante la presión con una caldera que cuenta con sobre-calentador
- Del tercer estado al cuarto estado, se realiza la expansión de manera adiabática en una turbina de vapor
- Del cuarto estado al primer estado, se deja de suministrar calor manteniendo constante la presión en un condensador

Figura 3

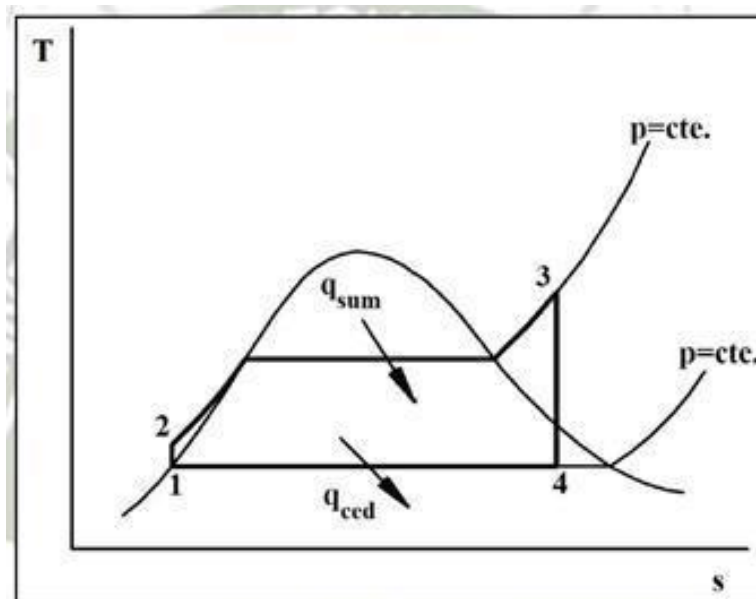
Elementos característicos de un ciclo inferior.



Nota: El ciclo inferior posee turbinas que son en la mayoría de casos del tipo axial y podrían estar conformadas por uno o varios compartimentos, ello depende de sus principales características (Moran & Shapiro, 2004).

Figura 4

Temperatura vs entropía del ciclo inferior.



Nota: En este ciclo el vapor que se calienta extremadamente entra en una turbina de vapor y después se difunde para después entrar en una turbina donde se expulsa el calor utilizando presión constante (Moran & Shapiro, 2004).

2.2.4. Tipos de Centrales de ciclo combinado

La elaboración de plantas de energía de ciclo combinado está estandarizada, de esta forma se elige una turbina de gas que posee un flujo de gases de escape, calor y potencia adecuados, por esta razón el estudio se lleva a cabo en el ciclo de vapor, de esta manera es aprovechada la energía de los gases que provienen de la turbina de gas y se alcanza una potencia alta de la turbina de vapor (Sabugal & Gómez, 2006).

Teniendo en cuenta el objetivo de no perder energía durante la ejecución de los ciclos de Rankine y Bryton, los vapores en el HRSG donde se recupera el calor es posible obtenerlo en uno, dos, o tres niveles de presión, y con o sin recalentar de manera intermedia, lo que incluye un alza de la inversión económica al momento de la instalación (Sabugal & Gómez, 2006).

2.2.4.1. Ciclos combinados con HRSG de un nivel de presión

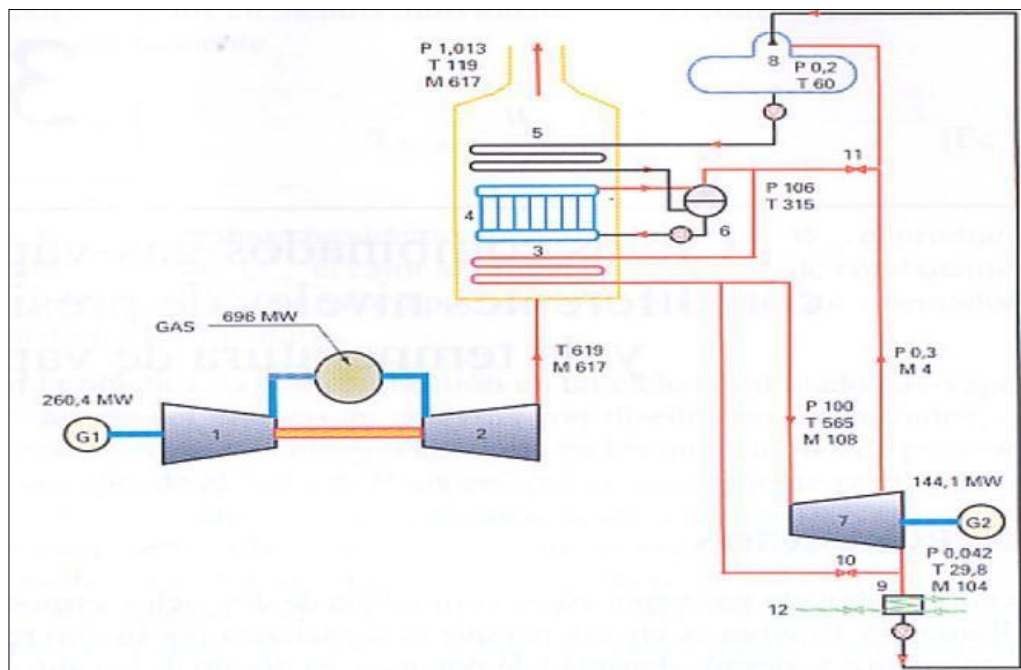
Este ciclo es también conocido porque posee un solo nivel de presión. Es necesario considerar algunos requisitos al momento de elegir la presión correcta, como es, una presión alta no quiere decir más eficacia, esto es porque se necesita una temperatura mayor para que se genere vapor, es por eso que se necesita que los gases que se escapan tengan un valor más alto en temperatura, ello se traduce en una turbina de gas no muy eficiente, no obstante, esa circunstancia significa que habrá más escape de vapor de la turbina. Por lo que en el sobrecalentador del vapor vivo habrá menos calor, esto es porque una presión alta acrecienta la humedad en el escape de la turbina de ciclo inferior (Cengel & Boles, 2009).

El 16% de humedad soportan, como límite, las turbinas de vapor, lo que constituye el factor que limita varios aspectos, porque esas pequeñas

gotas acuáticas desgastan las flexiones y es así que la turbina disminuya su tiempo de vida. Asimismo, la humedad depende del vacío del condensador. Sin embargo, modificar la humedad desarrollando el índice de presión del condensador ocasiona una muy baja caída entálpica, lo que trae como consecuencia menor potencia de salida en la turbina (Cengel & Boles, 2009).

Figura 5

Un nivel de presión en HRSG de un ciclo combinado



Nota: Se presenta esquema de un ciclo combinado, donde los principales componentes son: 1. Compresor, 2. Turbina a gas, 3. Sobrecalentador, 4. Evaporador, 5. Economizador, 6. Domo, 7. Turbina vapor, 8. Desaireador, 9. Condensador, 10. By pass de vapor al condensador, 11. Suministro de vapor al deareador en los arranques, 12. Suministro de agua. Presiones en bar, temperaturas en °C y flujos máscicos en kg/s (Sabugal & Gómez, 2006).

De todas formas, existen ciertos beneficios económicos que implica el uso de una alta presión durante el ciclo que genera vapor. Cuando existe más presión, el volumen específico del vapor/agua disminuye. Lo que quiere decir que, en la turbina de ciclo inferior se tiene una menor sección de

escape. Al respecto, cuando hay menos flujo volumétrico indica que se ahorra en las dimensiones de las tuberías, también de las válvulas, de las bombas, así como también, del asilamiento. Otra ventaja es que se necesita menor cantidad de agua para enfriar y equipar, puede ser por el abastecimiento de agua de mar, laguna, río o lago, también, torres de enfriamiento y cuando es posible la utilización inmediata de aeroenfriadores. Otro aspecto que debe ser elegido con mucho cuidado es la temperatura de vapor vivo. Cuando se aumenta la temperatura se obtiene más caída entálpica en la turbina de vapor, sin embargo, existe una caída del flujo de la masa que trae como consecuencia una baja en la potencia, porque el efecto del flujo másico es más observable. También, al disminuir la temperatura del vapor vivo, para obtener el un flujo másico de mayor envergadura, se limita con la humedad al final de la turbina. Es menester señalar que la elección, de la presión como de la temperatura es dependiente de las características cuando se pone en marcha la turbina de gas que se haya seleccionado (Sabugal & Gómez, 2006).

Presión de vapor:

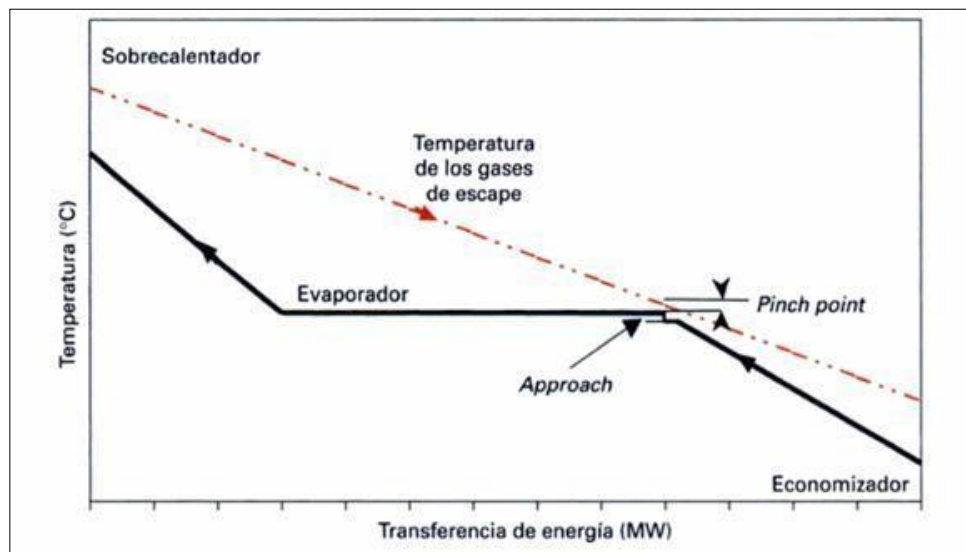
Con el objetivo de lograr una optimización de la potencia y el aprovechar lo más que se pueda la utilidad de la turbina de vapor, se debe considerar el más alto valor de temperatura que se puede alcanzar para el vapor (el límite de la misma tiene relación con la temperatura que poseen los cuerpos gaseosos que se liberan de la turbina de gas por debajo de los 25°C) y de la presión que hace posible tener una mayor energía en la turbina mencionada, considerando las restricciones que implican la presión en el equipo que realiza la condensación (~0,03 bar) y la cantidad de humedad límite que se admite cuando se llega a la última rueda por desgaste de las torceduras (≤ 15 al 17 %) (Sabugal & Gómez, 2006). También se precisa que en el eje de la turbina en mención la potencia siempre es dependiente de 2 puntos críticos: el flujo de la masa de vapor que se produce y el salto

total entálpico que se encuentra en la turbina de vapor (Sabugal & Gómez, 2006).

Al visualizar la figura 6 se observa el cambio entre el vapor de agua de presión de un nivel gases de combustión en el escape de la turbina gas.

Figura 6

Diagrama transferencia de energía del vapor de agua y gases de escape para el HRSG con un nivel de presión.



Nota: En el eje de la turbina que utiliza vapor, la potencia siempre es dependiente de dos puntos críticos: el salto entálpico que está en turbina mencionada y el flujo de masa del vapor obtenido (Sabugal & Gómez, 2006).

Temperatura de vapor:

Debido a que el vapor está en su máximo valor de temperatura, se debe tener en cuenta que este se fija de tal forma que resulta ser en número menor o igual que el que alcanzan los cuerpos gaseosos que se desprenden de la turbina de gas disminuido en 25 celsius, considerando que en la turbina de ciclo inferior se mejora con la temperatura el salto entálpico. Para la temperatura de vapor se toma en cuenta cuando alcanza una equiparación

2.2.4.2. Ciclos combinados con HRSG de dos niveles de presión

Figura 7

The diagram illustrates a combined cycle gas turbine (CCGT) system. The gas turbine section (left) consists of a compressor (1), a combustion chamber (2), and a turbine (10). The steam cycle section (right) consists of a boiler (3), a steam generator (4), a steam turbine (5), a condenser (6), and a pump (7). The gas turbine section is powered by 260.4 MW (G1) and produces 696 MW. The steam cycle section produces 148.4 MW (G2). The diagram shows the flow of gas and steam, with various pressure (P) and temperature (T) points labeled. The gas turbine section is powered by 260.4 MW (G1) and produces 696 MW. The steam cycle section produces 148.4 MW (G2).

Se asemeja al ciclo de presión de un solo nivel. En el circuito de alta, la presión tiene que llegar al máximo valor para que haya un adecuado uso desde el punto de vista exergético de los gases que se desprenden, siempre

considerando humedad en las etapas finales de turbina de ciclo inferior y aspectos de vacío en condensador. Con respecto a la presión de baja, como su nombre lo indica, debe ser mínima para optimizar su uso exergético y energético de los cuerpos gaseosos que se escapan a través del proceso de evaporación del lado del agua. No debe haber disminución de tres bar porque la disminución entálpica sería bastante baja (Sabugal & Gómez, 2006).

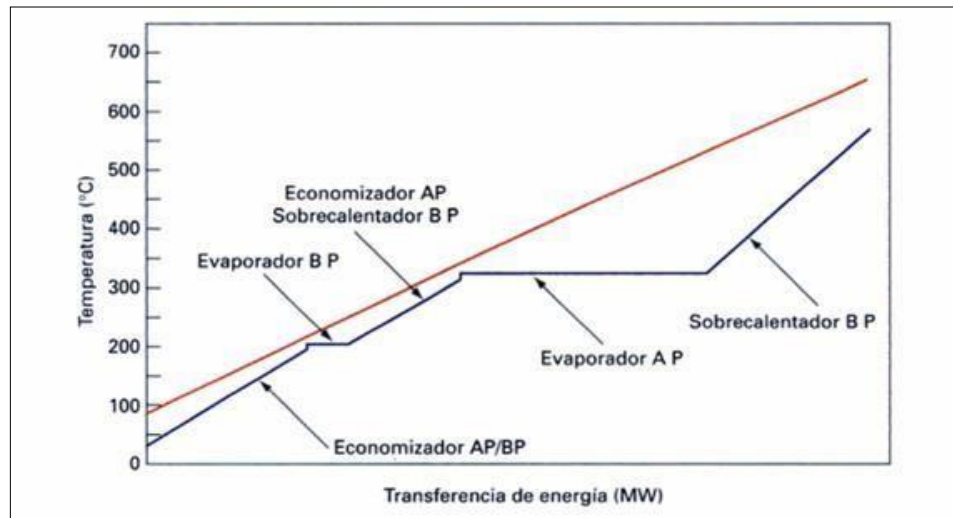
Generalmente se acostumbra a seleccionar aproximadamente 6 bar. La eficacia del HRSG se acrecienta al producirse una disminución de la presión de baja, por lo tanto, se obtiene como resultado más salida de potencia (Sabugal & Gómez, 2006).

Al comparar con el ciclo de un nivel de presión, cuando la temperatura aumenta en esta fase otorga un acrecentamiento pronunciado de escape de potencia. Es decir, se parece al ciclo con un nivel de presión, sin embargo, al poseer un contorno de presión baja, existe una mayor energía que está disponible y es utilizada por este ciclo y por lo que la temperatura de alta presión aumentará, y también desarrolla el egreso de potencia de la turbina de vapor (Sabugal & Gómez, 2006).

Desarrollar la temperatura de presión baja resulta de mucha ventaja, porque en la última etapa de la turbina de ciclo superior se disminuye humedad. De esta forma, la sección del economizador y evaporador decrece en el Heat Recovery Steam Generator, esto debido a que existe menor flujo másico que se produce incremento de temperatura, no obstante, la superficie del sobrecalentador sí resulta mayor. Como consecuencia se tiene menos área del HRSG (circuito de menor presión). (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 8

Diagrama transferencia de energía del vapor de agua y gases de escape para el HRSG con dos niveles de presión



Nota: En la figura 8 se observa un diagrama de la transmisión de energía entre el ciclo agua vapor y los gases que escapan de la turbina de gas, cuando se tiene un HRSG con dos niveles de presión (Sabugal & Gómez, 2006).

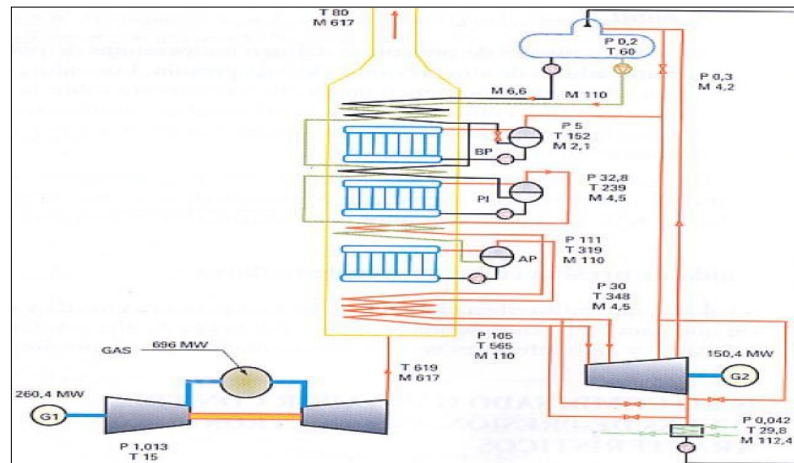
2.2.4.3. Ciclos combinados con HRSG de tres niveles de presión

Cuando se adiciona una tercera etapa de presión al ciclo es posible una mejoría muy marcada en el beneficio al recobrar mayor energía de los cuerpos gaseosos que se liberan de la turbina de gas. El vapor que se satura se dirige inmediatamente a la turbina de vapor que posee tres fases con la finalidad de generar mucha más potencia. Es por eso que, en la salida de la turbina de gas la potencia con relación al período de dos etapas es secundario. (Sabugal & Gómez, 2006). La presión media resulta más elevada a diferencia de la presión disminuida del ciclo de presión doble, lo que trae como consecuencia que el flujo de masa del ciclo sea menor, esto es porque el ciclo intermedio se sirve de energía que posee una presión elevada, ante esta situación se observa un resultado negativo que es nivelado y revertido por mayor adición de vapor a esta presión media. A menos temperatura en los gases de escape se puede desarrollar un triple

nivel de presión más eficaz dado que se puede obtener mayor cantidad de vapor y esto, en la presión media, es posible originar. (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 9

Tres niveles de presión en HRSG de un ciclo combinado



Nota: Se muestra la Potencia bruta 411,7 MW y el rendimiento bruto 58,8 % (Sabugal & Gómez, 2006).

Con la finalidad de decidirse por las presiones media y alta es necesario analizar la composición que muestre más aprovechamiento exergético, sin dejar de lado factores limitantes como la humedad del vapor al final de la turbina. Teniendo en cuenta estas fases estudiadas, es posible obtener con facilidad una presión baja. Se debe hacer lo posible para que no sea menor de tres bar, esto debido a que en turbina de vapor el salto entálpico podría ser muy pequeño y se adicionaría insuficiente potencia. Es de suma importancia la presión alta con su correspondiente temperatura, sin embargo, no está relacionado con las temperaturas de presión baja y media que optimizan el escape de potencia. Si en la presión de vapor intermedio se eleva su temperatura a una temperatura que se aproxime a la de presión muy alta, conllevará a que la turbina de vapor se recaliente y así disminuya la humedad a la salida de dicha turbina, esta circunstancia funciona a manera de prevención del desgaste debido a las minúsculas gotas de agua

condensada. Es necesario ser precavido cuando se trata de los límites máximos de temperatura en una turbina por las distintas temperaturas en la presión media y el vapor difundido de presión alta en el lugar donde se lleva a cabo la mezcla. Ello puede mejorar con una buena elaboración del diseño de la carcasa en el lugar donde se produce la presión media. (Sabugal & Gómez, 2006).

Esa mejora ocasiona que se genere poquísimos vapor a presión media como consecuencia de que se usa mucha energía para obtener más temperatura.

2.2.5. Componentes principales del ciclo combinado

2.2.5.1. Turbina a vapor

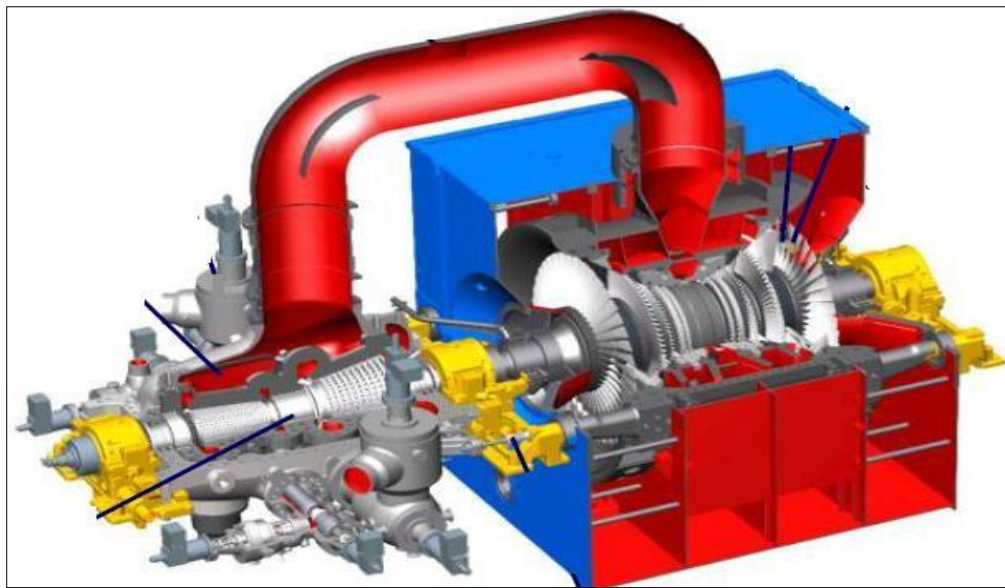
Son aquellos aparatos que tienen nivel de industria que son capaces de generar energía eléctrica, con respecto a ello, la mayoría de la energía eléctrica que se genera es producida día a día utilizando turbinas de vapor. La operación es fácil: se adiciona vapor a una presión con temperatura determinados y el vapor ocasiona el giro de unos álabes que se encuentran ensamblados a un eje rotor; en la etapa final, el vapor que se colocó tiene una menor temperatura y presión. Una porción de la energía que se pierde por el agua en forma de vapor es utilizada para provocar el movimiento del rotor. Es necesario contar con unos equipos adicionales que no requieren mayor técnica para su manejo, y son como un sistema que lubrica, refrigera, y presenta unos recambios de fricción, asimismo, un sistema que regula y controla el proceso. (Cengel & Boles, 2009).

Estas máquinas, dentro de un ciclo combinado, cuentan con ciertas disimilitudes relacionadas con las turbinas que se usan comúnmente, encienden rápidamente, generalmente suelen ser de poco tamaño y menos potentes, y se desarrollan con poca potencia de vapor vivo, esto se debe a

que la caldera HRSG funciona a una temperatura menor porque recupera calor. Cuando se habla del ciclo combinado, las turbinas de vapor se desempañan de 101 a 171 bar y de 521 a 571 °C. Dichas turbinas se adaptan al esquema del ciclo de vapor por el fabricante, de conformidad con sus distintas fases, las cuales suelen ser de hasta tres etapas de recalentamiento y presión. (Cengel & Boles, 2009).

Figura 10

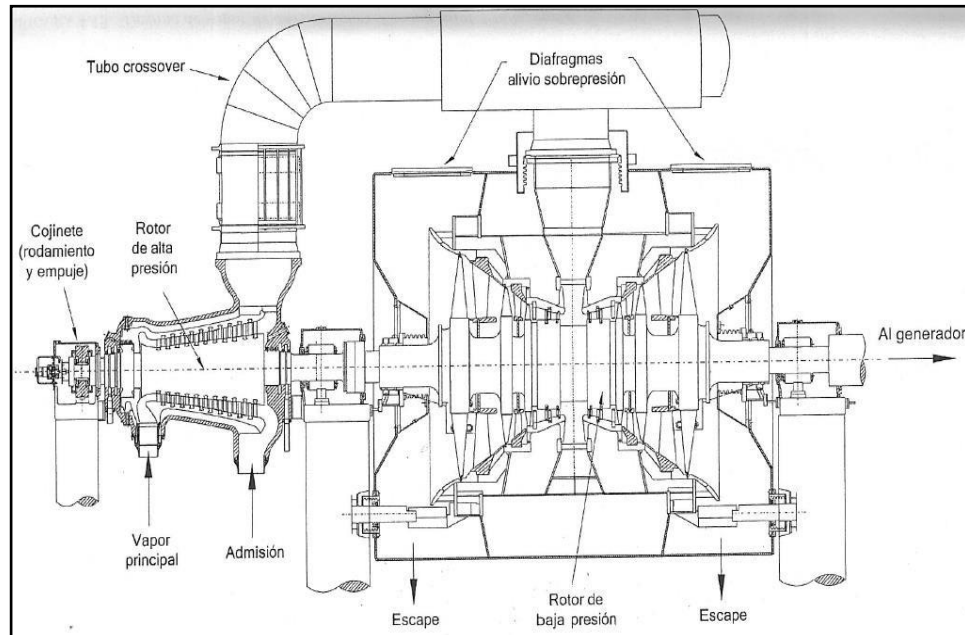
Turbina Vapor SIEMENS SST6 -5000; seccionada y estructurada



Nota: Turbina vapor que se adapta al esquema del ciclo de vapor por el fabricante, suelen ser de hasta tres etapas de recalentamiento y presión (Cengel & Boles, 2009).

Figura 11

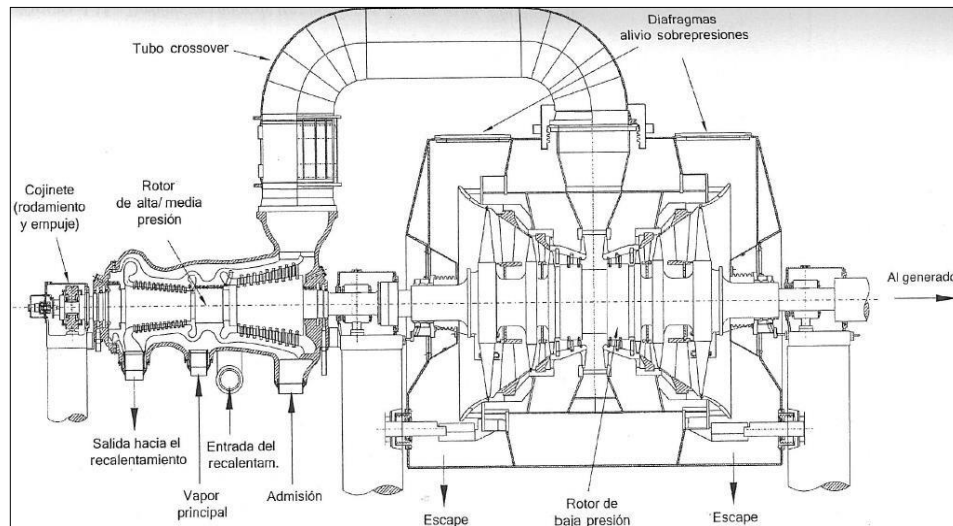
Turbina de vapor de dos etapas con dos flujos de escape.



Nota: En la figura se observa el escape vertical y el doble flujo (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 12

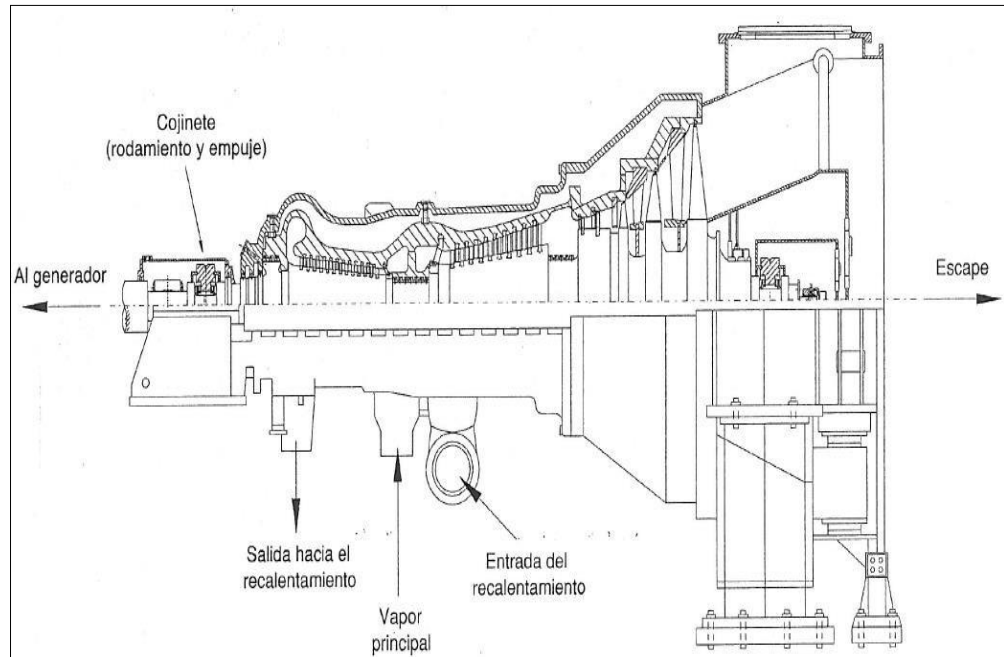
Turbina de vapor de tres etapas con dos flujos de escape.



Nota: En la figura se observa el escape vertical y el doble flujo (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 13

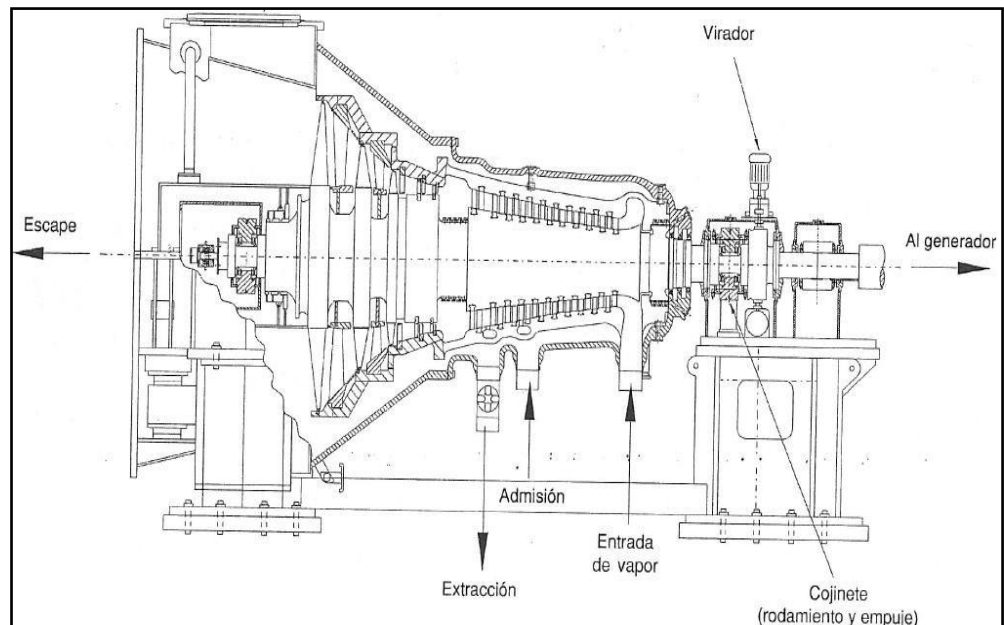
Turbina de vapor de tres etapas con un flujo de escape



Nota: Se muestra el escape axial y de flujo simple (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 14

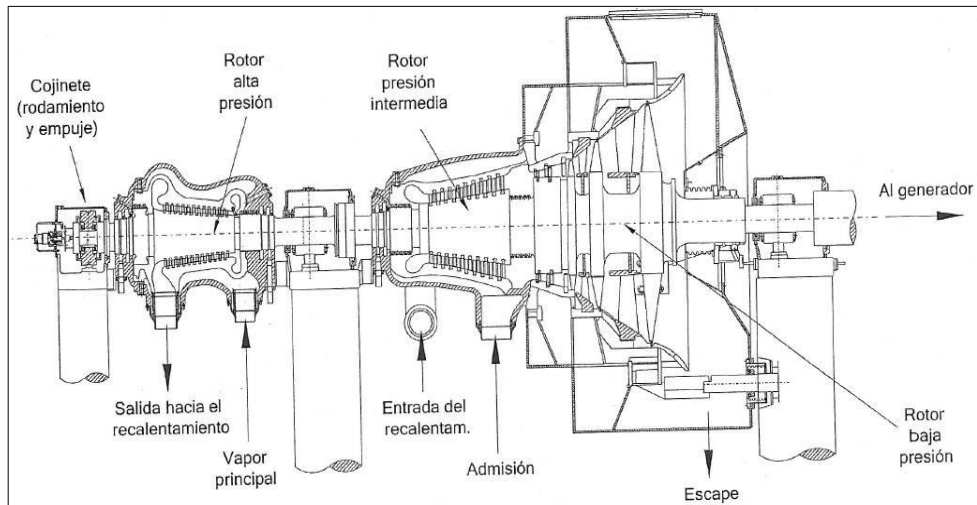
Turbina de vapor de dos etapas con un flujo de escape



Nota: En la figura se muestra el escape axial de flujo simple (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 15

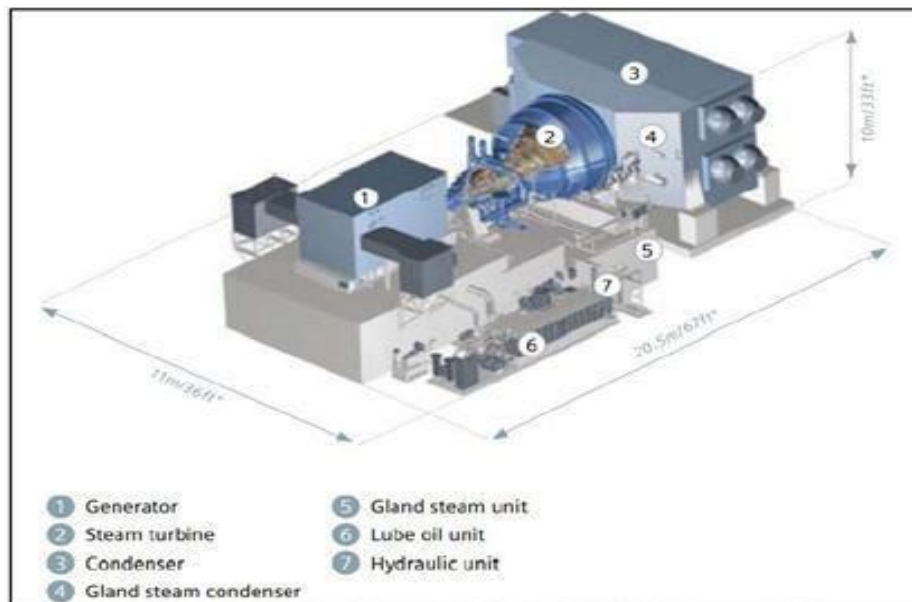
Turbina de vapor de tres etapas con un flujo de escape.



Nota: En la figura se muestra el escape vertical de flujo simple (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 16

Esquema turbina de vapor (Siemens, 2018).



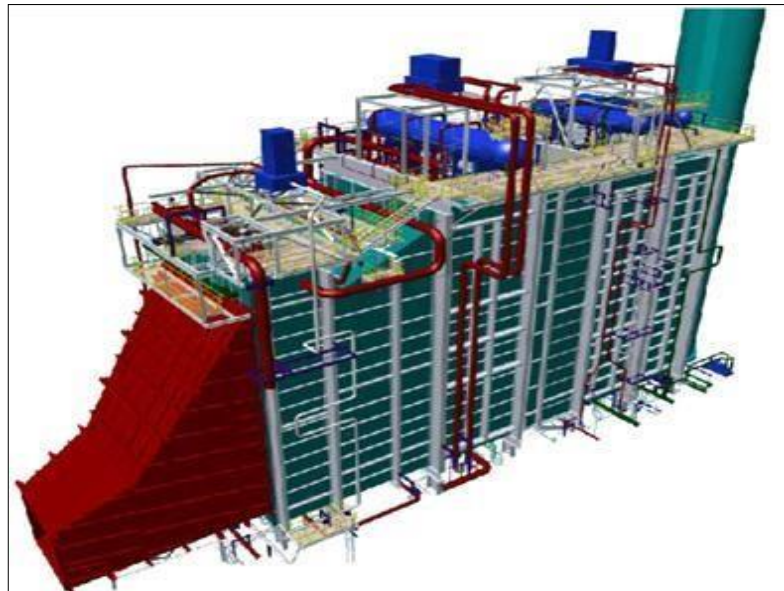
Nota: Tanto condensador como generador vienen incluidos en la turbina a vapor (Siemens, 2018).

2.2.5.2. Heat Recovery Steam Generator o Recuperador de Calor

La máquina que recupera el calor en un ciclo combinado es el HRSG, siglas que vienen del vocablo en inglés “Heat Recovery Steam Generator”, y es la que hace uso de la energía de los cuerpos gaseosos que se liberan en la turbina gas para transformar el agua líquida a vapor. Luego, el vapor se transforma en energía eléctrica y puede ser usado directamente (en su totalidad o parcialmente) en industrias o puede ser empleado en la obtención de calor en sistemas que producen calor de forma centralizada. (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 17

Esquema de una caldera de recuperación de calor.



Nota: HRSG que genera el vapor adecuado que será enviado hacia una turbina de vapor para obtener energía eléctrica. (Sabugal & Gómez, 2006)

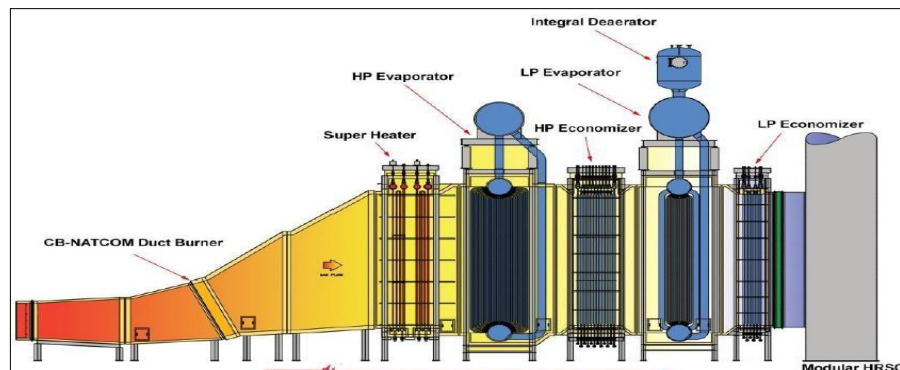
Los Heat Recovery Steam Generator (HRSG) o caldera recuperadora de calor se clasifican según sean calderas con o sin postcombustión. Por su geometría, pueden ser horizontales o verticales. Los componentes más importantes de un HRSG son (Sabugal & Gómez, 2006):

- *Desgasificador.* Este dispositivo elimina vapores licuados en el líquido de alimentación, oxígeno de preferencia y otros vapores que suelen ocasionar corrosión.
- *Estanque de agua de alimentación.* En esta estructura se acopia el agua que ingresa a todo el procedimiento, este líquido siempre debe estar libre de impurezas con la finalidad de no obstruir los conductos y así evitar causarles erosión o alguna corrosión por los componentes que pudieran contener.
- *Bombas de alimentación.* Ellas despachan el agua a partir del tanque de alimentación hasta la caldera que le corresponda.
- *Economizadores.* Ellos calientan previamente el agua de alimentación utilizando la temperatura que queda de los gases que se escapan, usando su energía, de esta manera existe un aumento del rendimiento de la instalación y se evita cambios inesperados de temperatura en el ingreso del agua.
- *Evaporadores.* Estas estructuras utilizan el calor de los gases que se liberan y que poseen temperatura intermedia con el fin de lograr la evaporación del agua y aumentar la presión del circuito que corresponda, asimismo, el transcurso del agua por intermedio de ellos podría ser forzada o natural, cuando es forzada es posible utilizar bombas y ante una situación natural se obtiene el efecto termosifón.
- *Sobrecalentadores.* Estos intercambiadores están ubicados más cerca al ingreso de los vapores de gaseosos que vienen de la ignición, es por eso que el vapor liberado se encuentra listo para que ser llevado a la turbina de ciclo inferior. Se debe tener muy en cuenta la alta pureza que deben tener el vapor y estar sin gotas de agua porque la turbina podría

tener daños, así también, es necesario mantener el control sobre la presión y temperatura del vapor con el fin de evitar el sobreesfuerzo caliente en los distintos mecanismos.

Figura 18

Diagrama de una caldera de recuperación.

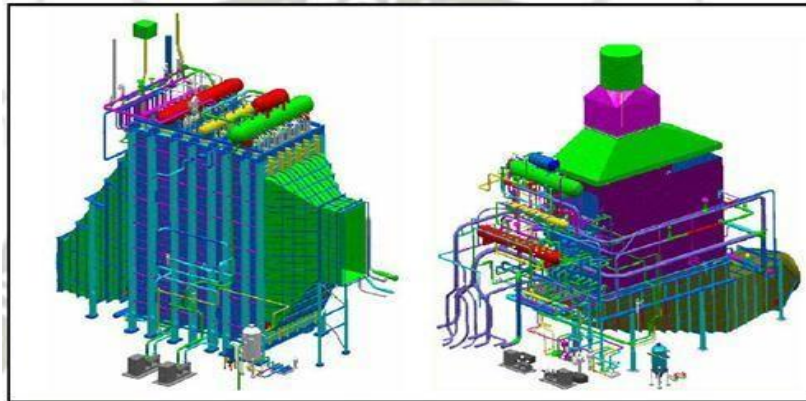


Nota: En la figura 18 se puede observar los principales componentes de un HRSG.

Hoy en día, por lo general los HRSGs son diseñados con dos o tres niveles de presión. Asimismo, se cuenta con los que tienen encendido accesorio con abrasador en el ducto que utilizando una mínima eficacia del ciclo otorgan más cuidado cuando se produce el vapor y cuando además de la obtención de energía con electricidad, se tiene la necesidad de que el establecimiento produzca vapor de procesos. El HRSG realiza la transferencia de calor por convección; esta transferencia se suscita desde los gases de combustión a la salida de la turbina gas hacia el ciclo inferior. (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 19

HRSG horizontal (izquierda) y vertical (derecha).

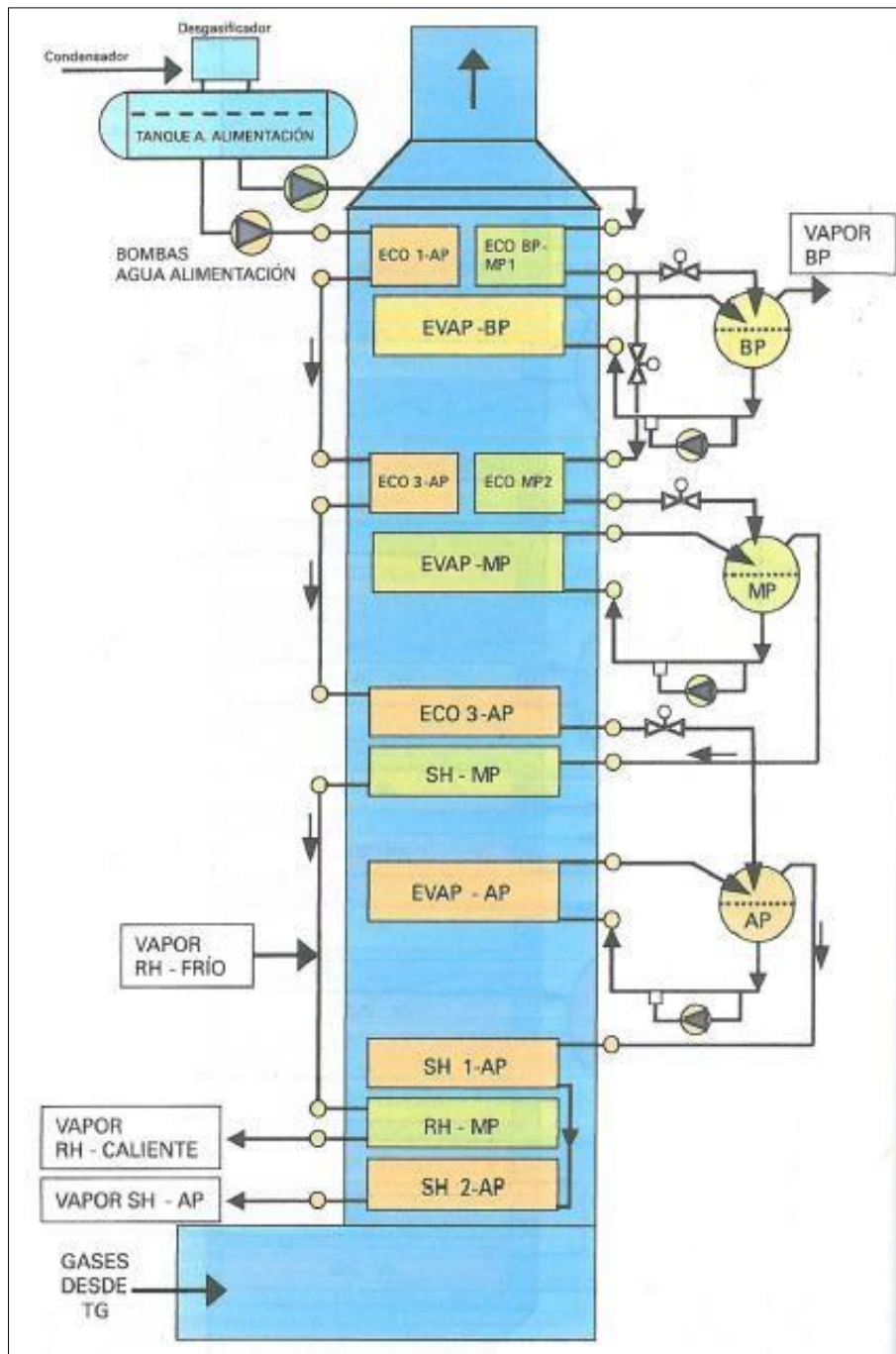


Nota: Es frecuente el uso de los HRSGs que poseen dos o tres niveles de presión (Siemens, 2018).

El HRSG vertical recibe el nombre de circulación forzada, esto se debe a que necesita de bombas de circulación para lograr la circulación del agua a través de las tuberías que se encuentran en el evaporador. Las tuberías que transfieren calor poseen algunas modificaciones horizontales que se suspenden a través de soportes. Las calderas dispuestas horizontalmente o que circulan naturalmente no necesitan de bombas, ello porque el movimiento a través del evaporador se lleva a cabo por gravedad que se basa en la diferencia de consistencia del agua. Los conductos cuentan con un arreglo vertical, esto significa que son autosoportantes, no obstante, igual serán soportadas. Las calderas que se encuentran en posición horizontal poseen ventajas, al no necesitar bombas, por su estructura la circulación frecuentemente es muy fuerte y no existe la posibilidad de que se sequen los tubos verticales. Aunque, los calentadores verticales necesitan menos sitio para su lograr ser instaladas (Sabugal & Gómez, 2006).

Figura 20

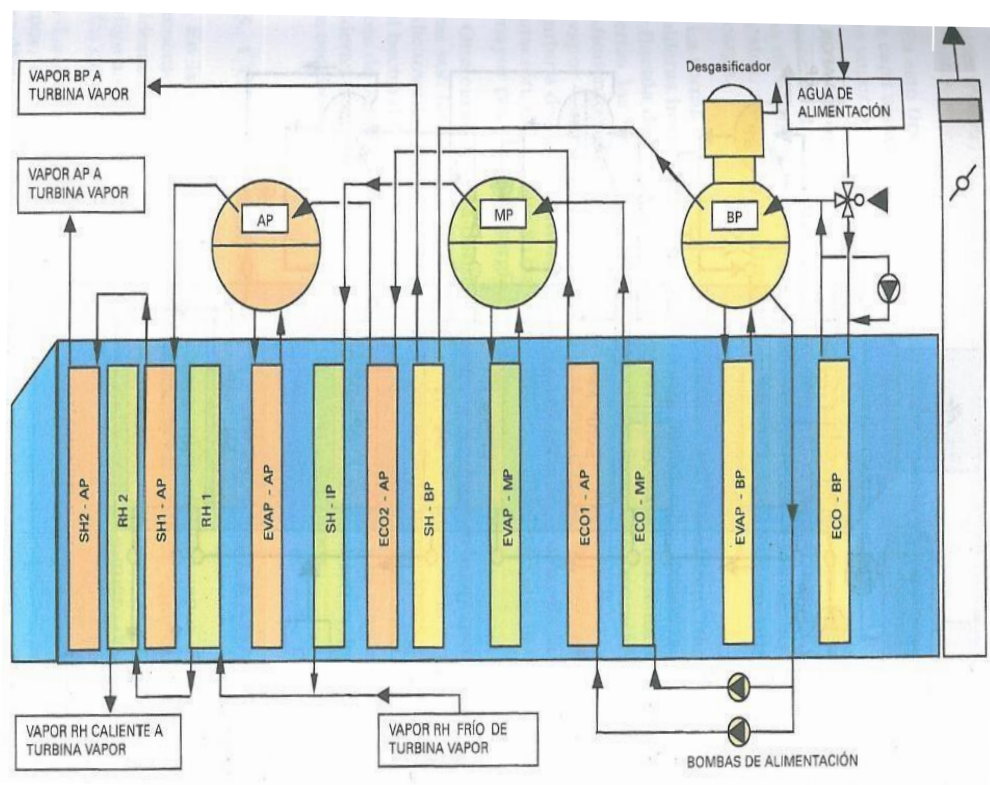
HRSG vertical sin post-combustión.



Nota: Las calderas verticales necesitan una menor área para lograr ser instaladas (Sabugal & Gómez, 2006)

Figura 21

HRSG horizontal sin post-cumbición.



Nota: En este diseño las tuberías cuentan con un arreglo vertical, esto significa que son autosoportadas, no obstante, igual van soportadas (Sabugal & Gómez, 2006).

2.2.6. Configuración de ciclos combinados

En la distribución de un ciclo combinado, las turbinas del ciclo superior comúnmente otorgan el vapor que se desprende de sus HRSG a solo una turbina de ciclo inferior. Este evento trae como consecuencia que se presente una clasificación acorde con la cantidad de equipos principales con los que cuenta la planta eléctrica. (Sabugal & Gómez, 2006).

La distribución concerniente a los ejes de las turbinas de ciclo superior e inferior, según estén ordenados, ocasiona que se sea posible clasificar de manera diferente tomando en cuenta la cantidad de ejes con los que cuenta

la central, es decir de un solo eje (monoeje) o de varios ejes (multieje). En los monoejes, la máquina de generación eléctrica está ubicada al final del eje -por su mantenimiento más sencillo- o entre la turbina vapor y la de gas. Para lo último, existe un acoplamiento que une la turbina de ciclo inferior con la turbina de ciclo superior y el generador, lo que permite obtener energía inclusive cuando solo la turbina de gas entra en operación. (Sabugal & Gómez, 2006).

En las siguientes figuras se advierten las distribuciones que más se utilizan en los establecimientos de ciclo combinado gas-vapor cuando operan comercialmente. Las disposiciones 1x1 (una turbina de ciclo superior que trabaja con un recuperador calor y se obtiene vapor dirigido hacia una única turbina de ciclo inferior), 2x1 (dos turbinas de ciclo superior que trabajan con su recuperador calor correspondiente y se obtiene vapor dirigido hacia una única turbina de ciclo inferior) son comunes, pero también cabe señalar que existen las disposiciones de 3x1, 4x1, etc. (Sabugal & Gómez, 2006).

Se resalta que, para las disposiciones 2x1 y 3x1, cuando la central tiene solo un HRSG en funcionamiento, se debe tener en cuenta el peligro de que se regrese el gas desde el recolector común de gas a los calentadores que se encuentran inoperativas. Ante esta situación, hay una alta probabilidad de que se produzcan perjuicios en los materiales que no tiene aleación y que pertenecen a la caldera. Para evitar esa situación, y partiendo del proceso de especificación, es necesario prestar atención especial en válvulas de retención y cierre de muy buena calidad. (Sabugal & Gómez, 2006). Al respecto, se puede observar las ventajas y las desventajas más resaltantes de los esquemas que más se utilizan en la actualidad.

Disposición monoeje 1x1 considerando embrague (Sabugal & Gómez, 2006):

Prerrogativas:

- Necesita un generador menos que el esquema multieje.
- Debido a que entre la turbina de vapor y de gas se encuentra el generador, se obtiene mejor estabilidad en todo el arreglo.
- Su inversión cuesta menos que la distribución multieje.
- La obra civil cuesta menos. Esto es a consecuencia de la altura menor que se necesita en el podio de la máquina, pues el condensador se instala axialmente.
- Se aprovecha mejor el espacio en comparación de la configuración multieje.
- Con acoplamiento de embrague, el proceso de arranque es más fácil que la configuración sin dicho acople, ya que la turbina de vapor se encuentra prácticamente aislada. Además, previo al arranque, no se necesita una caldera auxiliar para que esta inicie el calentamiento del vapor

Inconvenientes:

- Elasticidad disminuida de operación que el esquema multieje, esto se deba a que este tipo de funcionamiento no cuenta con un fogón de by-pass.
- Pérdida de energía utilizando un solo generador, por lo que hace menor la confiabilidad de esta disposición. En disposición multieje cada generador inyecta energía eléctrica a la red a través de su propio transformador
- Para revisar y extraer el rotor, es necesario mover de manera lateral el generador
- Se debe realizar la ejecución total del proyecto para realizar la puesta en marcha. No se admite puesta en marcha por fases, como si lo permite la disposición de ejes múltiples.

Disposición monoeje 1x1 sin considerar embrague (Sabugal & Gómez, 2006):

Las desventajas y ventajas relacionadas con la distribución multieje son muy semejantes a las indicadas en la disposición monoeje con acoplamiento, se señalan varios aspectos claramente diferenciados:

- Contar con un productor en un lado hace posible su reconocimiento y examen.
- Ante la imposibilidad de instalar de manera axial el condensador, esta disposición necesita un podio más alto y una más alta inversión en infraestructura que en la distribución monoeje con acoplamiento.
- A diferencia de la configuración antes indicada, se necesita de mayor potencia en la turbina de gas al iniciar el proceso de arranque, ya que deberá vencer la inercia en la que se encuentra la turbina vapor.
- En el proceso de arranque esta configuración se ve en la necesidad de contar con una caldera auxiliar para dar refrigeración a la turbina vapor, vapor de vacío (ejecutado a través de eyectores) y vapor de cierres.

Disposición multieje 1x1 (Sabugal & Gómez, 2006):

Prerrogativas:

- Algunas veces opera usando una sola turbina de gas, expulsando los gases cuando es necesario.
- En caso de falla de la turbina vapor, se tiene disponible aún la turbina gas.
- Las disposiciones del condensador pueden ser axial e inferior.
- Al contra con dos alternadores le es posible otorgar energía de corriente eléctrica con dos tensiones.
- Tanto en turbina como en el generador, los mantenimientos son más sencillos.

Inconvenientes:

- Necesita dos alternadores y dos convertidores, y un aumento de inversión.
- Se necesita más espacio.
- Puente grúa de mayor tamaño.

Disposición multieje 2x1 (Sabugal & Gómez, 2006).

Ventajas:

- Se invierte menos que dos monoejes de la misma potencia (más o menos un 11%).
- Es más flexible para la operación, ya que operando con una turbina vapor y con una de gas puede iniciar rápidamente la segunda turbina de gas.
- Mayor eficiencia en cargas preseleccionadas, sobre todo a la mitad de carga, cuando en una de las turbinas de gas se le disminuye la potencia.
- Entrada muy sencilla para lograr el sustento de los productores.
- Equipos de arranque estáticos de turbina de vapor de menor tamaño.
- No es necesario una caldera aux.
- Se puede utilizar alternadores refrigerados por aire, porque poseen mucha menos potencia.

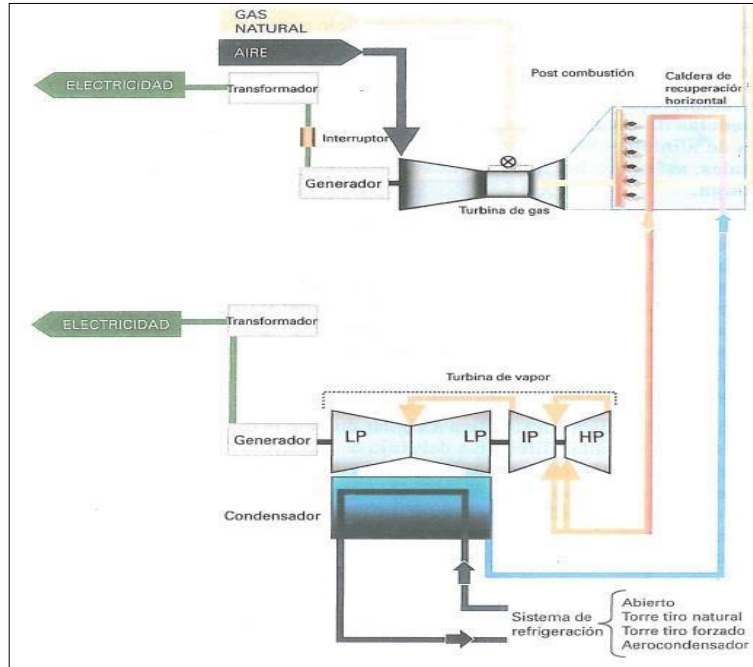
Inconvenientes:

- La central de ciclo combinado estaría indisponible por una falla en la turbina vapor si las turbinas de gas no cuentan con un bypass de gases.

Se muestran algunas disposiciones:

Figura 22

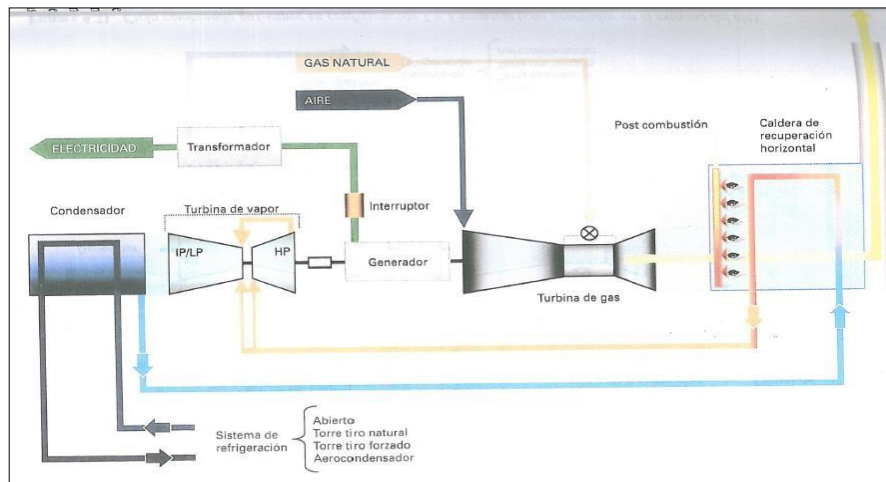
Disposición 1 x 1 eje múltiple.



Nota: 1 turbina de gas y 1 turbina de vapor, acopladas a su correspondiente generador

Figura 23

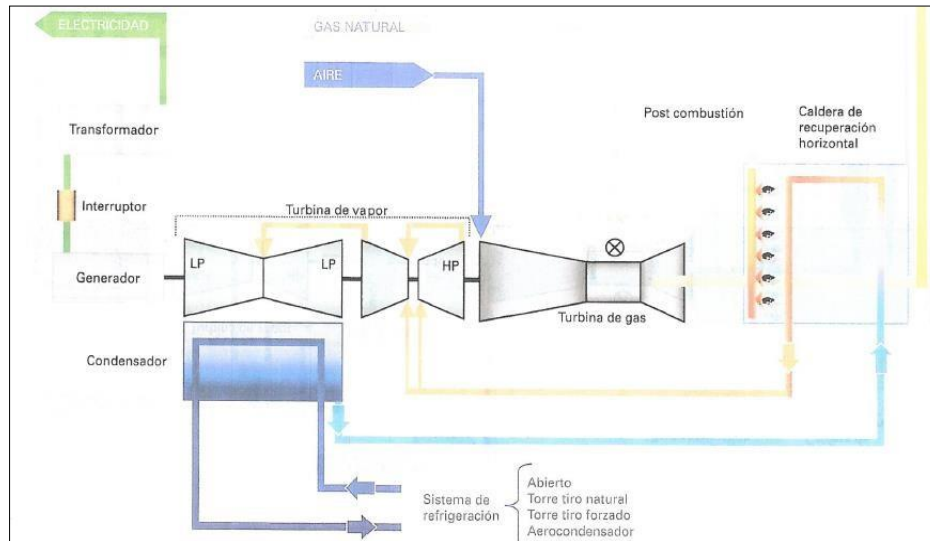
Disposición 1x1 de un solo eje considerando embrague (generador al centro).



Nota: 1 turbina de gas y 1 turbina de vapor, ambas turbinas acopladas a un solo generador.

Figura 24

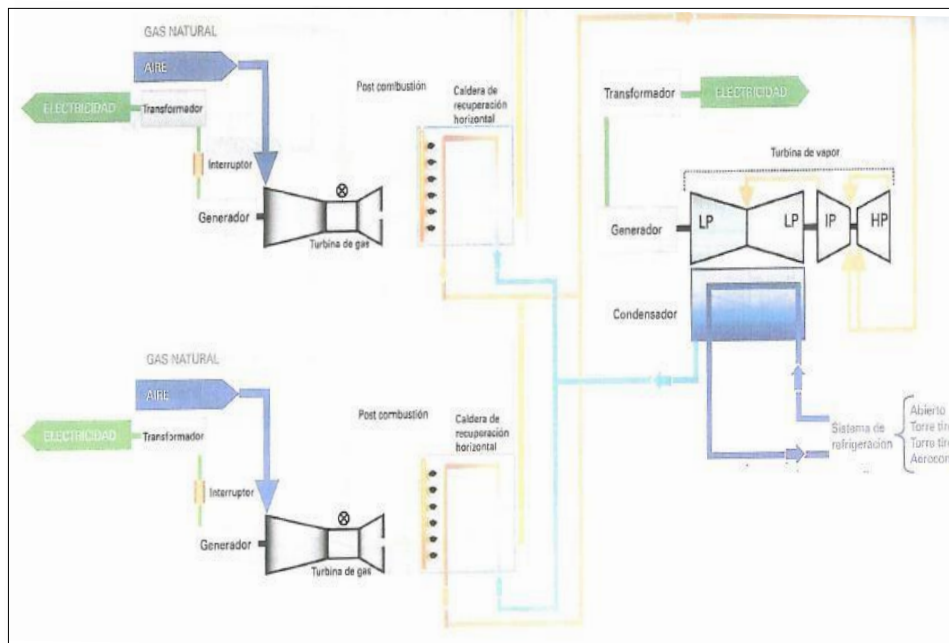
Disposición 1x1 de un solo eje sin considerar embrague (generador al extremo)



Nota: 1 turbina de gas y 1 turbina de vapor, ambas turbinas acopladas a un solo generador.

Figura 25

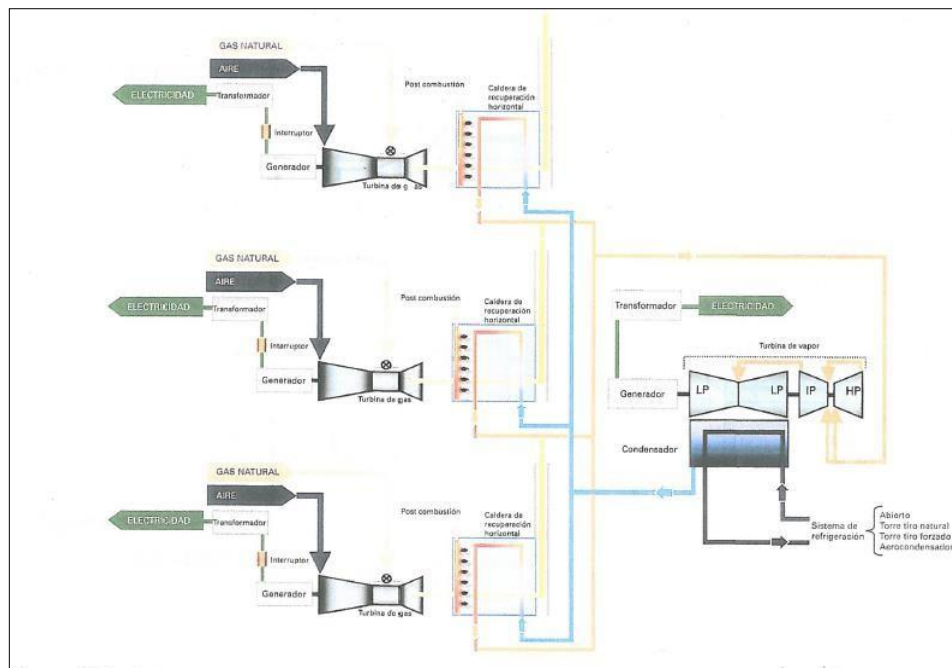
Disposición 2x1



Nota: 2 turbinas de gas y 1 turbina de vapor, ambas turbinas acopladas a su correspondiente generador.

Figura 26

Ciclo combinado en configuración 3x1



Nota: 3 turbinas de gas y 1 turbina de vapor, cada turbina acoplada a su correspondiente generador.

2.3. Definiciones conceptuales

a) Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Ventanilla

Es considerada una de las centrales de mayor capacidad pues tiene una potencia instalada de 532MW, además, es conocida como una de las más modernas y eficientes del Perú. Es menester considerar que es la primera central de ciclo combinado del país, asimismo, es pionera en cuanto al uso del gas natural obtenido de los yacimientos de Camisea. Su construcción tardó dos años y se necesitó una inversión de 135 millones de dólares. Hoy, según la ficha técnica publicada en el COES, la central cuenta con una potencia efectiva de 432,594 MW. Tiene dos turbinas de gas (157 MW cada una aprox) con su correspondiente HRSG

y una de vapor (160 MW aprox (Ente nacional para la energía eléctrica (ENEL), 2018).

EMPRESA CONCESIONARIA	ENEL GENERACIÓN PERÚ
DESCRIPCIÓN	
La central tiene una capacidad de 532 MW, que se obtiene de la instalación de 3 Grupos generadores.	
UBICACIÓN	
Departamento	Callao
Provincia	Callao
Distrito	Ventanilla
Altitud	60 msnm
DATOS TÉCNICOS DE CENTRAL	
Potencia Instalada	532 MW
Tipo de Central	Térmica ciclo combinado
Fuente de Energía	Diésel y gas natural
DATOS DE LA TURBINA	
Tipo de unidad	1 Turbina a vapor y 2 turbinas a gas
RPM	3600
Marca	Siemens
N° de unidades	3
DATOS DE GENERADOR	
Potencia efectiva	432.59 MW
Tensión de Generación	16 kV
Marca	Siemens
N° de unidades	3
DATOS DE TRANSFORMADOR	
Potencia nominal	215-215-260 MVA
Relación de transformación	16/220 kV
N° de unidades	3
DATOS DE CONTRATO	
Tipo de contrato	Autorización
Puesta en Operación	2006 (ciclo combinado)

b) Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Chilca

Esta central termoeléctrica cuenta con una potencia instalada de 534,3 MW. Cuenta con una turbina vapor y dos de gas. Es necesario indicar que las turbinas a gas poseen una 173 MW cada una y que también son de la marca General Electric (misma marca que la turbina del presente estudio). De la misma forma, la turbina a vapor es de 189 MW y también es de la marca General Electric. Adicionalmente tiene dos calderas de recuperación. Su combustible es el gas natural. La ejecución de tal obra tuvo un costo aproximado fue de 587 millones de dólares (OSINERGMIN, Central Chilca - Fénix, 2020).

Tabla 2***Datos generales de Ciclo Combinado Chilca.***

EMPRESA CONCESIONARIA		FÉNIX POWER PERÚ	
DESCRIPCIÓN			
La central tiene una capacidad de 586,7 MW, que se obtiene de la instalación de 3 Grupos generadores.			
UBICACIÓN			
Departamento	Lima		
Provincia	Cañete		
Distrito	Chilca		
Altitud	5 msnm		
DATOS TÉCNICOS DE CENTRAL			
Potencia Instalada	534,3 MW		
Número de Unidades de Generación	1 Turbina Vapor y 2 Turbinas Gas		
N° de Calderas de Recuperación	2 HRSG		
Fuente de Energía	Gas Natural		
DATOS DE TURBINA A GAS			
	T.G. 1	T.G. 2	
Potencia Nominal	173 MW	173 MW	
Marca	General Electric	General Electric	
Modelo	9FA	9FA	
DATOS DE TURBINA A VAPOR			
	T.V. 1		
Potencia Nominal	189 MW		
Marca	General Electric		
DATOS DE GENERADOR			
	G1 (T.G. 1)	G2 (T.G. 2)	G3 (T.V. 1)
Potencia	234 000 KVA	234 000 kVA	234 000 kVA
Tensión de Generación	18 kV	18 kV	18 kV
Factor de Potencia	0,85	0,85	0,85
Marca	General Electric	General Electric	General Electric
DATOS DE TRANSFORMADOR			
Potencia	120/160/200MVA	120/160/200MVA	141/180/235MVA
Nivel de Tensión	18/500 kV	18/500 kV	18/500 kV
DATOS DE CONTRATO			
Tipo de contrato	Suministro de Largo Plazo con Emp. Distribuidoras		
Firma de Contrato	18.11.2010		
Puesta en Operación Comercial (POC)	24.12.2014		

Nota: Datos otorgados por (OSINERGMIN), Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Chilca (FÉNIX), 2020.

c) Central Termoeléctrica de Ciclo Combinado Kallpa IV

La central termoeléctrica Kallpa IV es de 873,9 MW (potencia instalada). Realiza un ciclo combinado, ello es posible porque tiene dos turbinas a gas y una a vapor. Asimismo, las de gas son de 189,8 MW, 193,5 MW y 197,8 MW cada una y que además son de la marca SIEMENS. Por otro lado, la turbina a vapor posee 292,8 MW y es de la

marca General Electric. Además, el gas natural es utilizado como combustible. El costo fue de 395 millones de dólares americanos (OSINERGMIN, Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Kallpa IV, 2020).

Tabla 3

Datos generales de la Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Kallpa IV.

EMPRESA CONCESIONARIA		KALLPA GENERACIÓN S.A.		
DESCRIPCIÓN				
La central tiene una capacidad de 287,5 MW, que se obtiene del funcionamiento de 1 grupo de generación.				
UBICACIÓN				
Departamento	Lima			
Provincia	Cañete			
Distrito	Chilca			
Altitud	60 msnm			
DATOS TÉCNICOS DE CENTRAL				
Potencia Instalada	873,9 MW			
Número de Unidades de Generación	1 Turbina de Vapor y 3 Turbinas de Gas			
Fuente de Energía	Gas Natural			
DATOS DE TURBINA A GAS				
	T.G. 1	T.G. 2	T.G. 3	
Potencia Nominal	189,8 MW	193,5 MW	197,8 MW	
Marca	SIEMENS	SIEMENS	SIEMENS	
Modelo	501FD2	501FD2	501FD2	
DATOS DE TURBINA A VAPOR				
	T.V. 1			
Potencia Nominal	292,8 MW			
Marca	General Electric			
DATOS DE GENERADOR (T.V.)				
Potencia	350 MVA			
Tensión de Generación	18 kV			
Factor de Potencia	0,85			
DATOS DE TRANSFORMADOR (T.V.)				
Potencia	350 MVA			
Nivel de Tensión	18/220 kV			
DATOS DE CONTRATO				
Tipo de contrato	Autorización MINEM (Largo Plazo)			
Firma de Contrato	14.04.2010			
Puesta en Operación Comercial (POC)	08.08.2012			

Nota: Datos proporcionados por (OSINERGMIN, Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Kallpa IV, 2020).

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

3.1. Tipo y diseño de investigación

3.1.1. Tipo de investigación

El trabajo ejecutado fue de tipo descriptivo y cualitativo, este tipo de investigaciones están orientadas al estudio de lo que significan las actividades humanas y de la vida social. Su fin es establecer una teoría con la que sea posible demostrar, con razones concluyentes, la certeza de los datos obtenidos, de esta forma, utiliza la metodología interpretativa (Hernández, Fernández, & Pilar, 2016).

3.1.2. Diseño de investigación

El diseño fue de tipo no experimental, esto se debe a que no se manipularon las variables; de corte transversal, porque el estudio se realizó en forma rápida al momento de su ejecución en un tiempo establecido, asimismo, es posible realizar observaciones de diferentes variables en un solo momento; y el diseño posee un enfoque correlacional porque explica la relación entre las variables (Hernández, Fernández & Pilar, 2016).

3.2. Población y muestra

Para el presente trabajo de investigación, tanto la población como la muestra fue única y estuvo constituida por la Central Termoeléctrica Recka.

3.3. Formulación de la hipótesis

La conversión hacia un ciclo combinado con gas natural desde el ciclo simple con diésel de la central termoeléctrica Recka favorece directa y significativamente a mejorar el rendimiento energético

3.4. Variables – operacionalización

Operacionalización de las variables

Tabla 4

Variables de operacionalización

Variables	Definición conceptual	Definición operacional	Dimensiones	Indicadores	Escala de medición
VD: Rendimiento energético	Optimización del consumo energético que tiene por finalidad alcanzar niveles de bienestar y de buen servicio	Determinación del índice de consumo energético	Rendimiento	Índice de consumo energético	Combustible (m3)/ KWh generado
VI: Conversión de ciclo simple a ciclo combinado	Proceso a través del cual se utiliza gas natural como combustible con la finalidad de obtener una mejora en el rendimiento energético.	Determinación de las características de conversión	Características de conversión	Potencia eléctrica Consumo de combustible Temperatura Energía producida	KW m ³ °C KWh

Nota: Tabla donde se muestran variables directas (VD) y variables indirectas (VI)

3.5. Métodos y técnicas de investigación

3.5.1. Método de investigación

El método que se utilizó fue el cualitativo. Según Hernández y otros (2019) este método permite intercambiar muchas ideas e interpretaciones en favor de la investigación, asimismo, ayuda a comprender un fenómeno complejo, sin manipular las variables.

3.5.2. Técnicas de investigación

Las técnicas utilizadas fueron el análisis documental y las mediciones convencionales.

3.6. Descripción de los instrumentos utilizados

En cuanto a los instrumentos para medir el análisis documental, se utilizaron fichas técnicas, curvas de proyección, así como planos y esquemas de principios.

Las mediciones convencionales utilizaron como instrumentos a los equipos registradores fijos y portátiles.

3.7. Análisis e interpretación de los datos

Los datos fueron analizados e interpretados a través del programa informático Microsoft Excel mediante tablas y gráficos.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS DE RESULTADOS

4.1. Identificación de parámetros termodinámicos actuales de la central termoeléctrica Recka

4.1.1 Definición

El diseño de La Central Termoeléctrica Recka hacia un ciclo combinado tiene como objetivo principal encontrarse acorde con las necesidades del mercado y sus cálculos se realizarán tomando en cuenta los contextos de sitio y datos de la ficha técnica de la turbina a gas instalada. La Central Termoeléctrica Recka posee actualmente una turbina de gas. Por lo que, en la presente investigación, se tuvo en cuenta el HRSG. En un ciclo combinado se utiliza la disposición 1x1 eje múltiple, ello se debe a que actualmente, no se tiene suficiente espacio para la configuración 1x1 mono eje, también en la configuración 1x1 multieje se cuenta con una mayor elasticidad de operación y mantenimiento, al hacer posible el trabajo con una turbina de ciclo superior y otra de ciclo inferior.

4.1.2 Ciclo Brayton (Ciclo Superior)

La central actual opera con 1 turbina de gas dual, es decir, funciona con diésel o gas natural. Bajo ese concepto, se obtuvieron los detalles técnicos de la turbina.

Tabla 5

Datos Ambientales Reque.

Elevación	21 msnm
Presión	100,6 kPa
Humedad relativa	82%
Temp ambiente °C	22

Nota: Datos otorgados por Senamhi 2018 (Elaboración propia).

Tabla 6

Ficha Técnica Turbina Gas – General Electric.

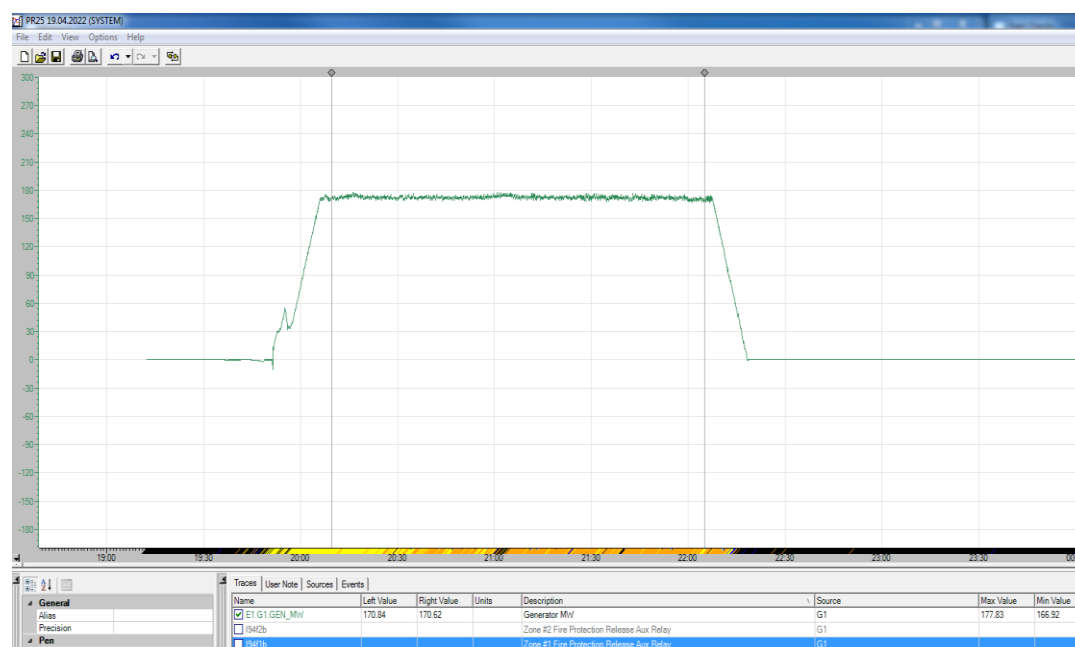
CARACTERÍSTICAS	DESCRIPCIÓN
Fabricante	General Electric
Tipo	Heavy Duty
Modelo	7FA.03
Año de instalación	2014
Combustible	Diésel y gas natural
Potencia Nominal	181,3 MW
Potencia Efectiva	177,99 MW
Velocidad	3600 RPM
Nº etapas de turbina	3
Nº etapas de compresor	18

Nota: En estas turbinas sus emisiones son un 50% menos que los generadores diesel cuando se operan con gas (Elaboración propia).

A continuación, se presentan datos de la turbina de gas operando a máxima carga. Las figuras 27 – 32, fueron tomadas del Sistema de Control Distribuido Mark VIe de la turbina a gas:

Figura 27

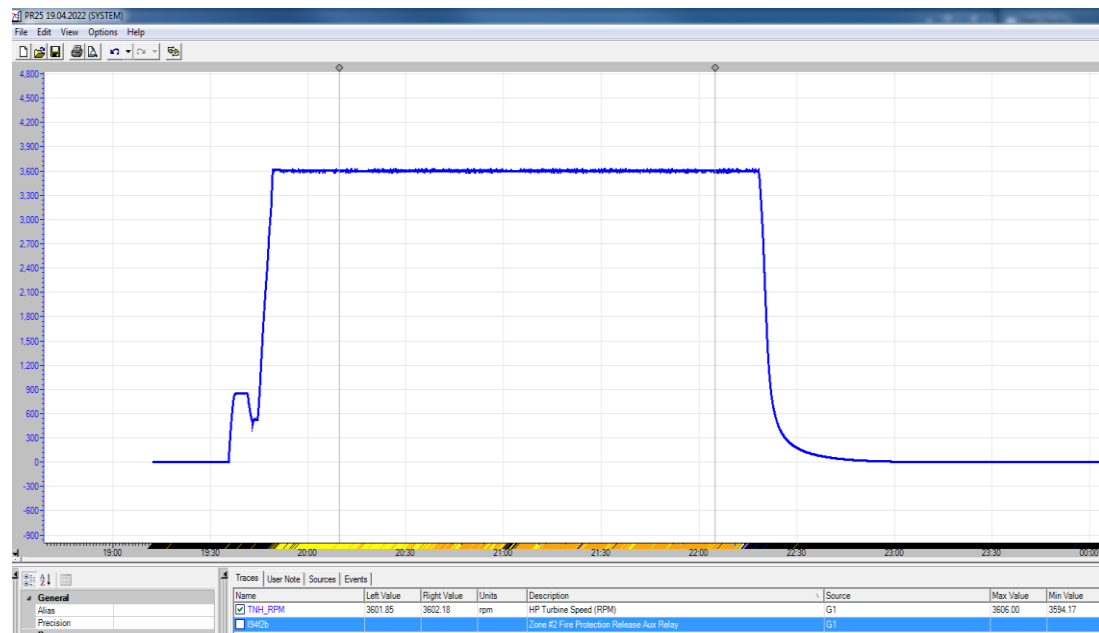
Potencia de Ciclo Simple (Turbina de Gas).



Nota: Figura de elaboración propia.

Figura 28

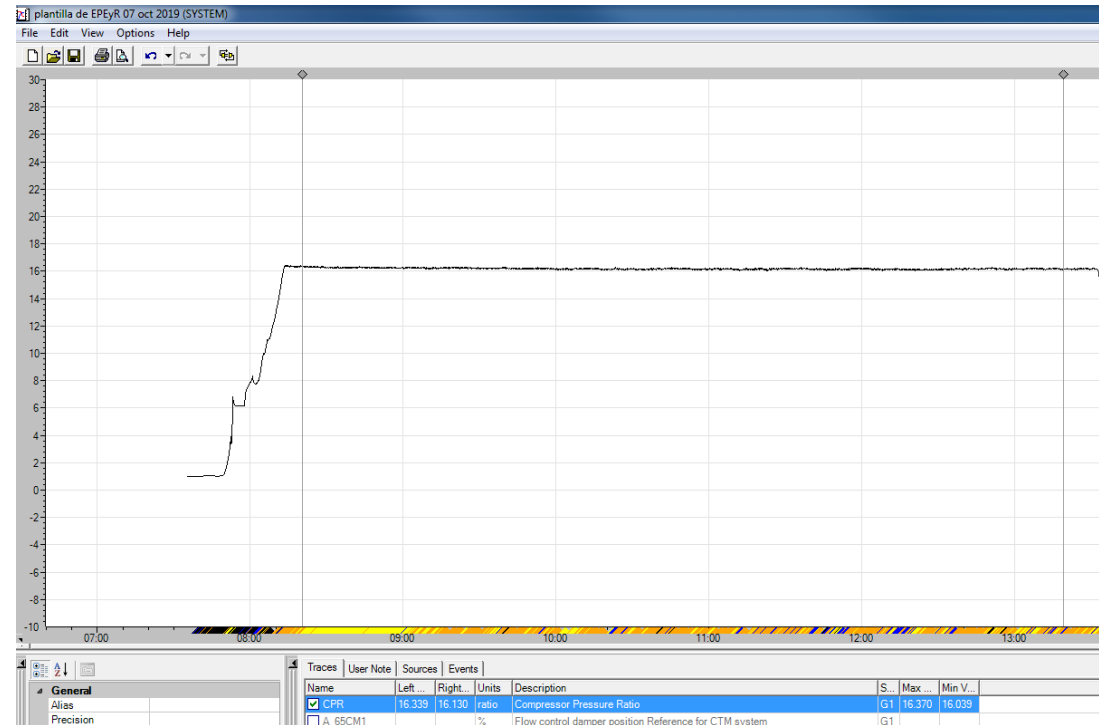
Velocidad (Turbina de Gas)



Nota: Figura de elaboración propia.

Figura 29

Relación de Compresión (Compresor de Turbina Gas)



Nota: Figura de elaboración propia.

Figura 30

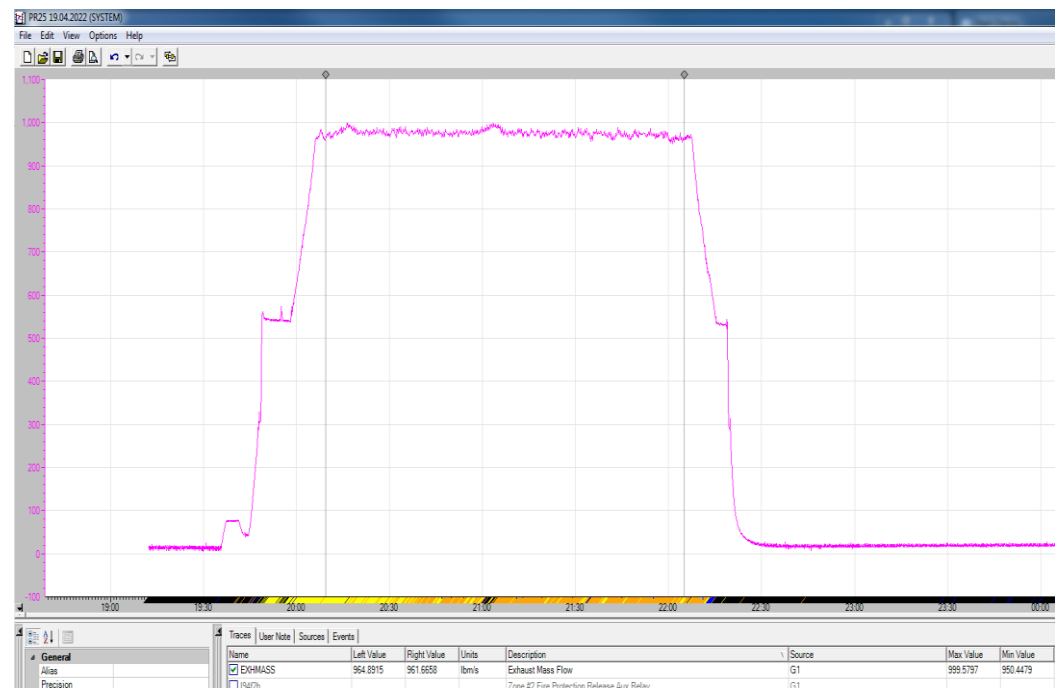
Temperatura Gases de Escape



Nota: Figura de elaboración propia.

Figura 31

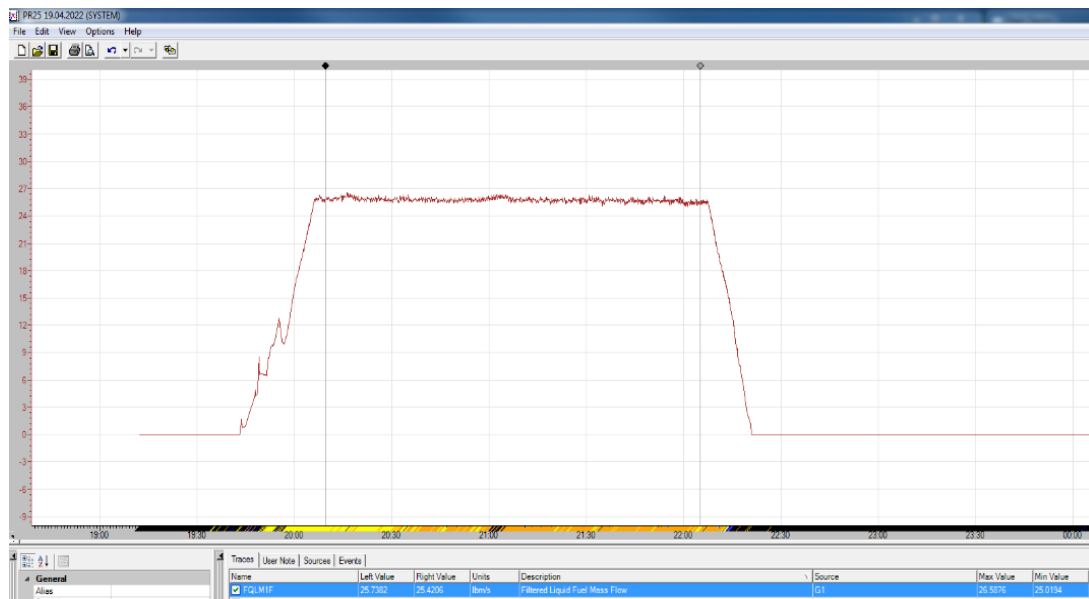
Flujo Másico Gases de Escape



Nota: Figura de elaboración propia.

Figura 32

Flujo Másico Combustible



Nota: Figura de elaboración propia.

A partir de las figuras precedentes, se pueden obtener los siguientes datos:

Tabla 7

Otros Datos Turbina Gas – General Electric (Elaboración propia).

Relación de compresión	16,2
Temperatura de gases de escape	1109,4 °F 598,6 °C (diésel) 625,4 °C (gas)
Flujo de Masa de gases de escape	975 lbm/s 442,3 kg/s
Consumo específico	10178,3 kJ/kWh
Flujo másico de combustible	25,8 lbm/s 11,7 kg/s

Nota: Las especificaciones técnicas se establecieron de acuerdo a las condiciones de sitio en coordinación con el fabricante, razón por la cual se usan cada vez menos a las tablas de corrección del fabricante con el fin de delimitar los factores de correcciones de los datos (elaboración propia).

Cuando se calcula el ciclo brayton, para determinar el consumo específico bruto de calor del ciclo o “Turbine Gross Heat Rate” se divide el calor entregado al ciclo simple entre el trabajo que ofrece la turbina hacia el generador.

$$C_{esp} = \frac{Q_{Aportado\ al\ Ciclo}}{P_{Entregada\ al\ Generador}}$$

$$10\ 178,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kWh}} = 10\ 178,3 \times \frac{\text{kJ}}{\text{kW} \times 3600\ \text{s}} = \frac{Q_{Aportado\ al\ Ciclo}}{177\ 999,34\ \text{kW}}$$

$$\dot{Q}_{Aportado\ al\ Ciclo} = \dot{Q}_{TG} = 503\ 258,787\ \text{kW}$$

Se establece el rendimiento del ciclo, ya que se conoce la energía añadida al ciclo y su potencia neta.

$$n_{Ciclo\ TG} = \frac{\dot{W}_{Net\ TG}}{\dot{Q}_{TG}}$$

$$n_{Ciclo\ TG} = \frac{177\ 999,34\ \text{kW}}{503\ 258,787\ \text{kW}}$$

$$n_{Ciclo\ TG} = 35,37\%$$

4.1.3 Ciclo de vapor y recuperación de calor HRSG

La central tiene una turbina de gas, a esta central se le instalará una caldera recuperadora (HRSG) y una turbina de vapor (en disposición 1x1 multieje).

Se contará con un par de niveles de presión para el ciclo de vapor, además de una extracción en la turbina a vapor para lograr de esta forma el precalentar los desaireadores:

- Gases de escape: $T_{Escape} = 625,4^{\circ}\text{C}$
- Eficiencia adiabática de turbina: $n_{Turbina\ Vapor} = 88,5\%$
- Presión de vacío condensador: $P_{Condensador} = 5\ \text{kPa}$

4.2. Estudio y diseño conceptual de la central termoeléctrica Recka para la conversión de ciclo simple a ciclo combinado

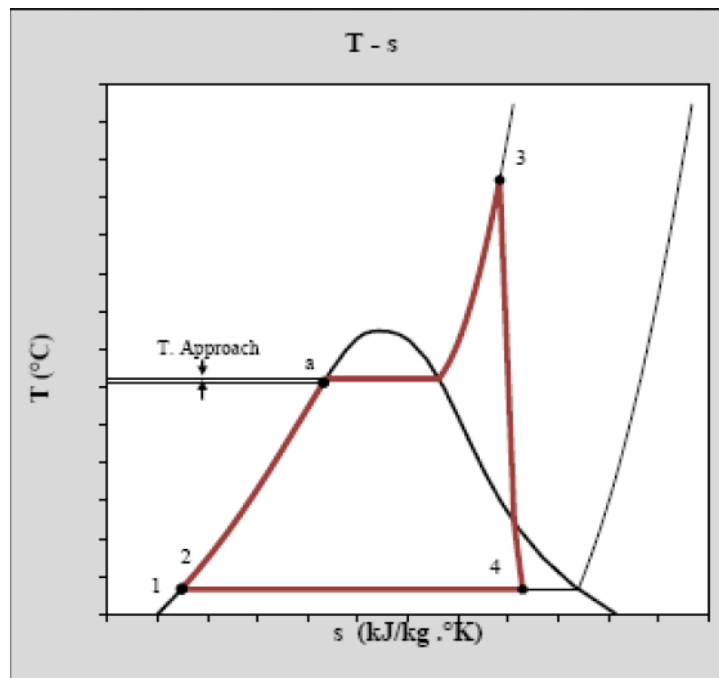
4.2.1 Selección del nivel de alta presión

Se evaluaron muchos escenarios con la finalidad de establecer una temperatura y presión que se aproximen a la máxima discrepancia en la temperatura del sobrecalentador de la caldera recuperadora de calor (HRSG), la cual es de veinticinco celsius de temperatura mínima.

Se elegirá el más alto nivel de temperatura y presión que haga posible el flujo de gases que se liberan en el HRSG. Entonces en la turbina de ciclo inferior se analizará la caída de entalpía cuando se tenga una mayor temperatura y presión, siempre y cuando lo permitan los gases que se liberan en la turbina de ciclo superior, la eficiencia adiabática de turbina de ciclo inferior, la presión vacía en el equipo de condensación y la humedad que admite la misma.

Figura 33

Gráfica $T - s$ del ciclo inferior con una etapa de presión.



Nota: Los parámetros son muy importantes para seleccionar adecuadamente la temperatura presión de vapor vivo.

Para determinar la entropía y entalpía del estado 4, se usa la data adquirida y a través de tablas termodinámicas, se realizan los siguientes cálculos:

$$S_4 = S_{x=86\%,P=5kPa} = S_f + x \times S_{fg}$$

$$S_4 = S_{x=86\%,P=5kPa} = 0,4762 + 0,86 \times 7,9176$$

$$S_4 = 7,285336 \frac{kJ}{kg} K$$

$$h_4 = h_{x=86\%,P=5kPa} = h_f + x \times h_{fg}$$

$$h_4 = h_{x=86\%,P=5kPa} = 137,7 + 0,86 \times 2\,423$$

$$h_4 = 2\,221,5 \frac{kJ}{kg}$$

Utilizando un programa con características y funciones de termodinámica se establece el estado 3, el mismo que estudia la presión en diversas circunstancias para elegir el nivel de alta presión.

$$n_{TV} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = 88,5\%$$

Los valores entálpicos en 3 y 4s se examinaron a diferentes valores de isentropía con el objetivo de establecer el punto 3 que calce con el rendimiento de la turbina asumida.

Comprobando a 120 bar:

Con $S_3 = 6,6 \frac{kJ}{kg} K$:

$$h_3 = h_{s3,P=12\,000kPa} = 3\,437,3 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = h_{s3,P=5kPa} = 2\,011,8 \frac{kJ}{kg}$$

$$n_{TV} = \frac{3\,437,3 - 2\,221,5}{3\,437,3 - 2\,011,8} = 85,3\%$$

Con $S_3 = 6,8 \frac{kJ}{kg} K$:

$$h_3 = h_{s3,P=12\,000kPa} = 3\,601,6 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = h_{s3,P=5kPa} = 2\,073 \frac{kJ}{kg}$$

$$n_{TV} = \frac{3\,601,6 - 2\,221,5}{3\,601,6 - 2\,073} = 90,3\%$$

Interpolando entropía con rendimiento, la entropía $S_3 = 6,728 \frac{kJ}{kg} K$, se obtendría como valor nuestro rendimiento de la turbina 88.5%, verificamos:

$$h_3 = h_{s3,P=12\,000kPa} = 3\,542,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = h_{s3,P=5kPa} = 2\,049,1 \frac{kJ}{kg}$$

$$n_{TV} = \frac{3\,542,5 - 2\,221,5}{3\,542,5 - 2\,049,1} = 88,5\%$$

Del mismo modo, en diversas presiones, se analiza. En la Tabla 7 se observa valores de temperaturas de vapor vivo en diferentes Presiones.

Tabla 8

Temperaturas de vapor vivo a distintas presiones.

P ₃ KPa	H ₃ kJ/kg	T ₃ (°C)	(TG. Escape= 625.4 - T ₃)
12 000	3 542,5	575,8	49,6
10 000	3 498,6	548,7	76,7
9 000	3 456,8	527,8	97,6

Nota: Las evaluaciones fueron realizadas a diferentes presiones. Tabla de elaboración propia

Se puede apreciar que a la presión de 12 000 kPa la temperatura es de 575,8 °C, la cual está cercana a la temperatura que tienen los gases de escape en la turbina de ciclo superior, sin dejar de lado la discrepancia de temperaturas de veinticinco celsius, la cual es 49,6 °C de la temperatura de dichos gases.

Estableciendo valores entálpicos:

Entalpia estado 2, se considera un 75% de rendimiento de la bomba.

$$W_b \approx \frac{v \times \Delta p}{n} = \frac{0,001 \times (12\,000 - 5)}{0,75}$$

$$W_b \approx 15 \frac{kJ}{kg}$$

La entalpía en el punto 1, se consigue a través de las tablas de termodinámica, al ser una región de líquido saturado, la entalpía $h_1 = 146,6$

$$h_2 = h_1 + W_b = 146,6 + 15 = 161,6$$

Tabla 9

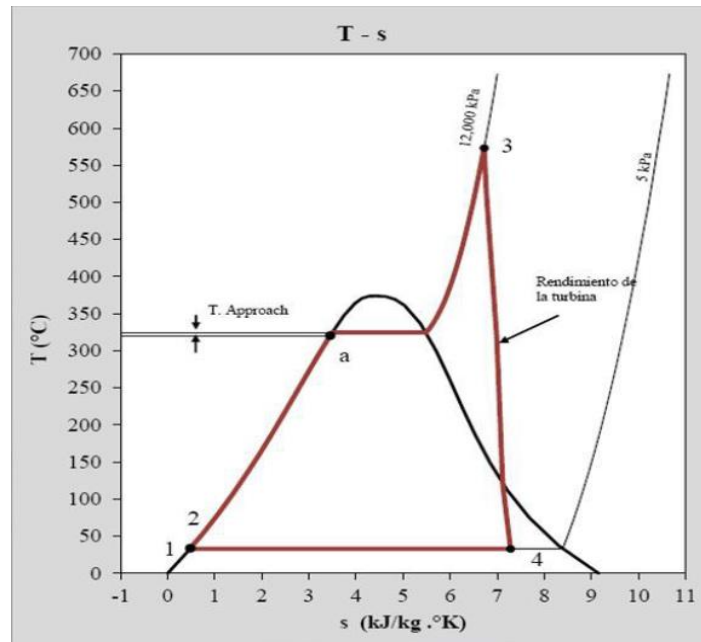
Entalpías del Ciclo Vapor (Elaboración propia).

Punto	h (kJ/kg)
1	146,6
2	161,6
3	3 542,5
4	2 221,5

Nota: Las evaluaciones fueron realizadas en diferentes puntos del ciclo de vapor. Tabla de elaboración propia.

Figura 34

Diagrama T- s Ciclo Vapor.



Nota: Tabla de elaboración propia.

Trabajo específico del ciclo:

$$W_{TV} = h_3 - h_4 = 3\,542,5 - 2\,221,5$$

$$W_{TV} = 1\,321 \frac{kJ}{kg}$$

El trabajo específico neto sería:

$$W_{Ner\,TV} = W_{TV} - W_b = 1\,321 - 15$$

$$W_{Ner\,TV} = 1\,306 \frac{kJ}{kg}$$

4.2.2 Transferencia de energía en el HRSG:

En el HRSG se aprovecha la energía que se encuentra en los gases de escape de la turbina de gas. La temperatura contenida en dichos gases y el pinch point constituyen el balance de energía.

$$m_v \times (h_3 - h_a) = m_g \times (h_b - h_c)$$

Donde:

m_v : Flujo de masa de vapor (kg/s)

m_g : Flujo de masa de gases escape (kg/s)

h_3 : Entalpía de vapor a temperatura y presión de vapor vivo (kJ/kg)

h_a : Entalpía de vapor a temperatura de aproximación y presión de vapor vivo (kg/s)

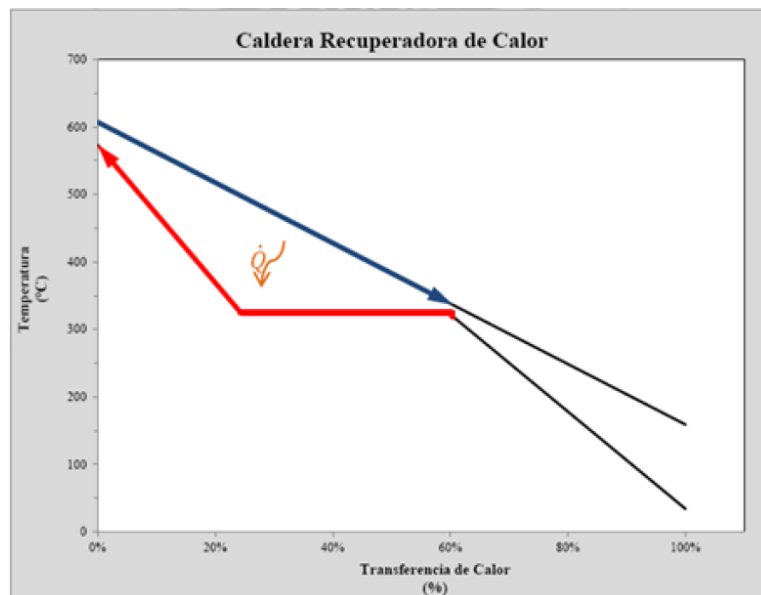
h_b : Entalpía de los gases de escape (kJ/kg)

h_c : Entalpía de los gases de escape a la temperatura de Pinch Point (kJ/kg)

Se indican valores comunes de temperaturas de Pinch y Approach Point:
5°C

Figura 35

Esquema de temperaturas en el HRSG y transferencia de calor hasta el calderín.



Nota: En el HRSG se aprovecha la energía que contienen los gases a la salida de la turbina gas

$$T_{\text{Saturación}, P=12\ 000\ \text{kPa}} = 324,6\ ^\circ\text{C}$$

En consecuencia,

La temperatura aproximación es $T_a = 319,6\ ^\circ\text{C}$

La temperatura de los gases en el punto de pellizco es $T_c = 329,6\text{ }^{\circ}\text{C}$

Teniendo en cuenta estas cantidades es posible obtener las entalpías, obteniendo el flujo másico de la caldera

$$m_v \times (h_3 - h_a) = m_g \times (h_b - h_c)$$

Tabla 10

Temperaturas y entalpías en HRSG.

Punto	T ($^{\circ}\text{C}$)	h (kJ/kg)
3	575.8	3 542,5
a	319.6	1 491,3
b	625.4	932,9
c	329.6	607,0

Nota: Las evaluaciones fueron realizadas en diferentes puntos y a distintas temperaturas. Tabla de elaboración propia.

Reemplazando valores de tabla 9:

$$m_v \times (3\,542,5 - 1\,491,3) = 442,3 \times (932,9 - 607,0)$$

$$m_v = 70,28 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Potencia y rendimiento con un nivel de presión:

Potencia del ciclo vapor:

$$\dot{W}_{TV} = m_v \times W_{TV} = 70,28 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 1\,321 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_{TV} = 92\,834,71 \text{ kW}$$

Potencia de bomba:

$$\dot{W}_b = m_v \times W_b = 70,28 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\dot{W}_b = 1\,054,16 \text{ kW}$$

Potencia neta del ciclo vapor:

$$\dot{W}_{Net\,TV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_b = 92\,834,71 \text{ kW} - 1\,054,16 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{Net\,TV} = 91\,780,55 \text{ kW}$$

Rendimiento del ciclo vapor:

$$n_{\text{Ciclo vapor}} = \frac{\dot{W}_{\text{Net TV}}}{\dot{Q}_{\text{TG}} \times (1 - n_{\text{Ciclo TG}})} = \frac{91\,780,55 \text{ kW}}{503\,258,787 \text{ kW} \times (1 - 35,37\%)} \\ n_{\text{Ciclo vapor}} = 28,22\%$$

Rendimiento del ciclo combinado:

$$n_{\text{CC}} = \frac{\dot{W}_{\text{CC}}}{\dot{Q}_{\text{TG}}} = \frac{\dot{W}_{\text{Net TG}} + \dot{W}_{\text{Net TV}}}{\dot{Q}_{\text{TG}}} = \frac{177\,999,34 \text{ kW} + 91\,780,55 \text{ kW}}{503\,258,787 \text{ kW}} \\ n_{\text{CC}} = 53,61\%$$

4.2.3 Temperatura de chimenea:

Con el fin de determinar la temperatura en la chimenea se debe calcular el balance de energía en el HRSG desde la entrada del economizador (estado 2) hasta el vapor vivo de gases de escape (estado 3) hasta llegar al punto de la chimenea

$$m_v \times (h_3 - h_2) = m_g \times (h_b - h_{ch}) \\ 70,28 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (3\,542,5 - 161,6) = 442,3 \times (932,9 - h_{ch}) \\ h_{ch} = 395,75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

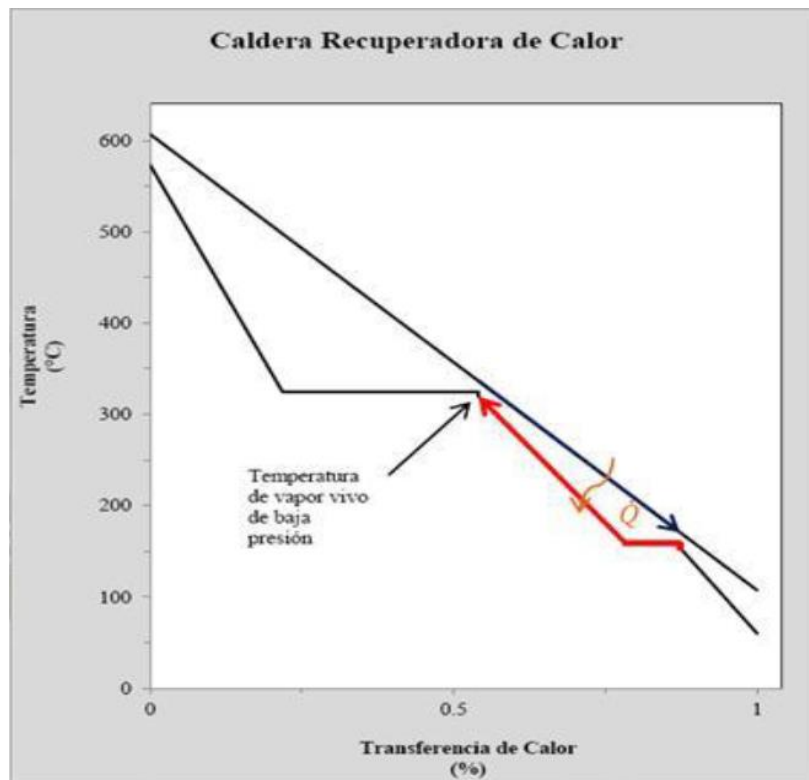
Con la entalpía $h_{ch} = 395,75 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, se obtiene una temperatura de chimenea de 121,9 °C

4.2.4 Selección del nivel de baja presión

Queriendo seleccionar el nivel de presión adecuado, se inicia determinando, en el nivel de baja presión, la temperatura de vapor vivo, la misma que se encuentra limitada por la temperatura de cercanía de alta presión, que es 319,6 °C

Figura 36

Diagrama T – Transferencia de calor del HRSG.



Nota: La temperatura de vapor vivo de baja presión se encuentra limitada por la temperatura de cercanía de alta presión, que es 319,6 °C.

Cuando ocurre la evaporación, la presión de vapor debe ser mínima para poder utilizar el calor sensible de los gases a baja temperatura, pero no muy pequeña, porque en la turbina habría una disminución del salto de entalpía, acrecentaría el flujo de vapor y aumentaría considerablemente los costos de algunas máquinas que se necesite. Por tal motivo, se elige la presión de vapor de presión baja alrededor de 500 – 600 kPa.

Utilizando tablas termodinámicas se determina los valores entálpicos para los gases de escape y el vapor de agua.

Los índices de temperaturas se obtuvieron con las temperaturas de aproximación y de pinch point, que son:

$$T_{Pinch\ Point} = 12\ ^\circ C$$

$$T_{Approach\ Point} = 5\ ^\circ C$$

Por tablas de termodinámica, a la presión 500 kPa se seleccionó la temperatura de saturación correspondiente, la cual resultó $T_{\text{Saturación}} = 151,83\text{ }^{\circ}\text{C}$

Tabla 11

Temperaturas y entalpías en HRSG.

		Circuito Vapor de Alta Presión h (kJ/kg)	Circuito Vapor de Baja Presión h (kJ/kg)
T1 Aproximación BP ($^{\circ}\text{C}$)	146,83	640,09	632,18
T2 Aproximación AP ($^{\circ}\text{C}$)	319,6	1 491,3	3 102,8

Nota: Temperaturas y entalpías en circuito de alta y baja presión.

Tabla 12

Temperaturas y entalpías de gases de escape.

Gases de Escape		
	Pinch Point BP	Pinch Point AP
T ($^{\circ}\text{C}$)	336,6	163,83
h	617,8	438,53

Nota: Temperatura y entalpías de gases de escape en pinch point de baja y alta presión.

$$m_{vHP} \times (h_{HP \text{ AppHP}} - h_{HP \text{ AppLP}}) + m_{vLP} \times (h_{LP \text{ AppHP}} - h_{LP \text{ AppLP}}) \\ = m_g \times (h_{pp \text{ HP}} - h_{pp \text{ LP}})$$

mvHP: Flujo de masa de vapor del circuito de alta presión de cada caldera (kg/s)

hHP AppHP: Entalpía de la temperatura de aproximación de alta presión y vapor a alta presión.

hHP AppLP: Entalpía de la temperatura de aproximación de baja presión y vapor a baja presión.

mvLP: Flujo de masa de vapor del circuito de baja presión de cada HRSG (kg/s).

hLP AppHP: Entalpía de la temperatura de aproximación de alta presión vapor a baja presión.

hLP AppLP: Entalpía de la temperatura de aproximación de presión baja y vapor a baja presión.

mg: Flujo másico de gases de escape (kg/s).

hPP HP: Entalpía de los gases de escape a la temperatura de Pinch Point de alta presión.

hHP LP: Entalpía de los gases de escape a la temperatura de Pinch Point de baja presión.

$$70,28 \frac{kg}{s} \times (1\,491,3 - 640,09) + m_{vLP} \times (3\,102,8 - 632,18) = 442,3 \frac{kg}{s} \times (617,8 - 438,53)$$

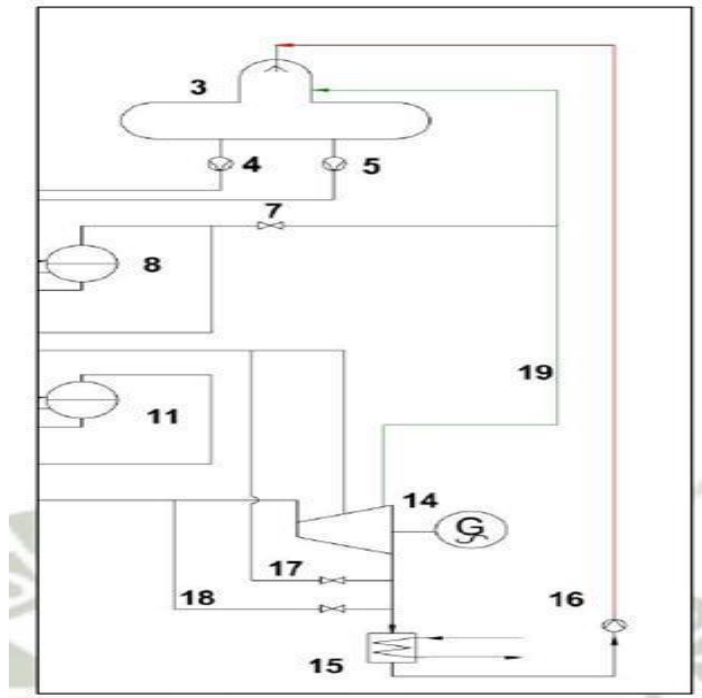
$$m_{vLP} = 7,88 \frac{kg}{s}$$

4.2.5 Balance térmico del ciclo combinado

Al terminar con la fase en la que se elige la presión de alta y la presión baja, ambas insuperables en cuanto a las situaciones específicas de turbina de ciclo superior y de sitio, se llevará a cabo un recuento térmico del ciclo en su totalidad, es decir, complementar realizando cálculos de bombas, condensador, flujo de masa del agua extraída para lograr el calentamiento del desaireador, transferencia de calor en la parte final del HRSG.

Figura 37

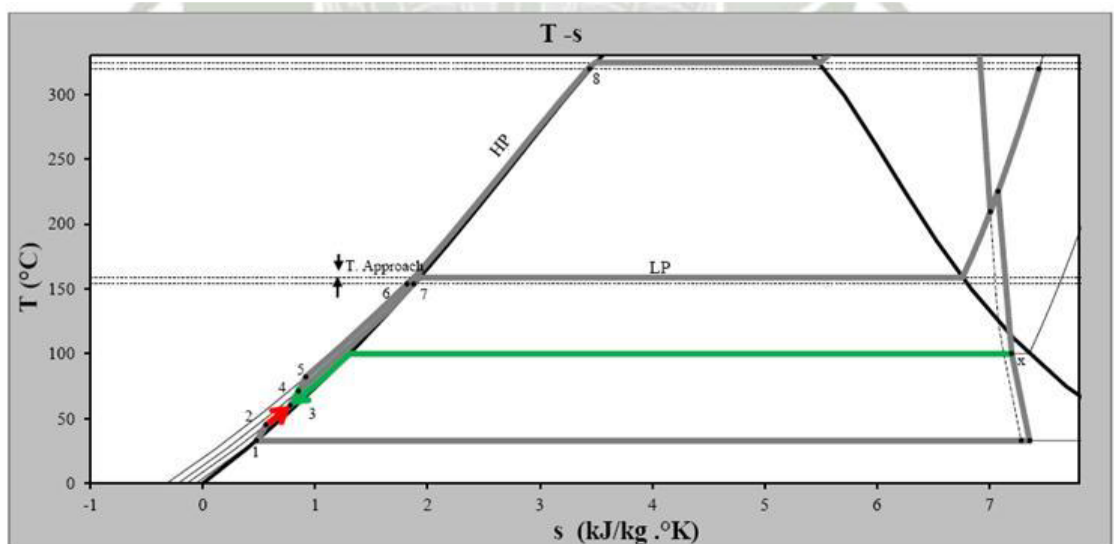
Diagrama de Flujo de ingreso al Tanque Desaireador.



Nota: Cuando termina la etapa de selección de presión de alta, se realiza el balance térmico de todo el ciclo.

Figura 38

Proceso de mezcla del agua desde la bomba de condensación y el agua que se extrae para precalentar.



Nota: Se realiza una extracción en la turbina de ciclo inferior a presión atmosférica para aumentar la temperatura del tanque desaireador.

La temperatura a la salida de la bomba de condensación hará que se aumente la temperatura del agua, desde una temperatura saturada a 5 kPa (32,9°C) hasta llegar a 60 celsius. El flujo de masa de la obtención de agua “mx” puede calcularse de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{2 \rightarrow 3} = \dot{Q}_{3 \rightarrow x}$$

$$(m_{vHP} + m_{vLP} - m_x) \times (h_3 - h_2) = m_x \times (h_x - h_2)$$

Donde:

mx: Flujo de masa del agua extraída para precalentar tanque de agua (kg/s)

hx: Entalpía en el punto de extracción, regreso al tanque desaireador, a presión atmosférica, calidad del 97% y cien celsius (kJ/kg)

h3: Entalpía del agua a presión del tanque desaireador a la temperatura que se debe llegar, 60°C (kJ/kg)

mvHP: Flujo de masa de vapor del circuito de alta presión de la caldera (kg/s)

mvLP: Flujo de masa de vapor del circuito de baja presión de la caldera (kg/s)

h2: Entalpía del agua en la salida de la bomba de condensación (kJ/kg)

$$(70,28 + 7,88 - m_x) \times (251,42 - 137,75) = m_x \times (2617,5 - 137,75)$$

$$m_x = 3,43 \frac{kg}{s}$$

Agua de enfriamiento del condensador

Existe una discrepancia de temperatura de ocho celsius, que oscila entre la temperatura de agua de enfriamiento a su salida y la temperatura del vapor, por lo que el agua que llega a aguas marinas se encuentra a 24,9°C.

El flujo de la masa de vapor al final de la turbina viene a ser la sumatoria de los flujos de alta y baja presión menos el flujo obtenido para el calentamiento previo de los tanques desairadores de agua de alimentación:

$$\text{Flujo másico de presión alta: } m_{vHP} = 70,28 \frac{kg}{s}$$

$$\text{Flujo másico de presión baja: } m_{vLP} = 7,88 \frac{kg}{s}$$

$$\text{Flujo másico de extracción para precalentamiento: } m_x = 3,43 \frac{kg}{s}$$

Flujo de masa total a la salida de la turbina de ciclo inferior:

$$m_{vTotal} = m_{vHP} + m_{vLP} - m_x$$

$$m_{vTotal} = 74,73 \frac{kg}{s}$$

A continuación, se presenta, en la tabla 13, los datos de vapor condensado y agua de enfriamiento en el condensador.

Tabla 13

Temperaturas y Entalpías de Vapor y Agua de Enfriamiento.

	Lado Vapor		Lado Agua Enfriamiento	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
T (°C)	32,9	32,9	15,5	24,9
h (kJ/kg)	2 423	137,75	62,982	104,83
m (kg/s)	74,73	74,73	4 081,02	4 081,02

Nota: Datos de entalpía, temperatura y flujo de masa en el vapor y agua de enfriamiento.

Calculamos el flujo másico de agua de enfriamiento:

$$74,73 \times (2\,423 - 137,75) = m_e \times (104,83 - 62,982)$$

$$m_{enf} = 4\,081,02$$

Bombas de HRSG

Estableciendo los flujos de masa es posible determinar el trabajo específico de bombas del HRSG, el trabajo sería:

Trabajo específico de bomba de condensación:

$$W_{B\,cond} \approx \frac{v \times \Delta p}{n} = \frac{0,001 \times (101,3 - 5)}{0,75} = 0,1284 \frac{kJ}{kg}$$

Trabajo específico de bomba de baja presión:

$$W_{B\ LP} \approx \frac{v \times \Delta p}{n} = \frac{0,001 \times (600 - 101,3)}{0,75} = 0,6649 \frac{kJ}{kg}$$

Trabajo específico de bomba de alta presión:

$$W_{B\ HP} \approx \frac{v \times \Delta p}{n} = \frac{0,001 \times (12\ 000 - 101,3)}{0,75} = 15,8649 \frac{kJ}{kg}$$

Trabajo específico de bomba de agua de enfriamiento:

$$W_{B\ Enf} \approx \frac{v \times \Delta p}{n} = \frac{0,001 \times (300 - 101,3)}{0,75} = 0,2649 \frac{kJ}{kg}$$

El trabajo de las bombas es calculado con los flujos de masa y los trabajos específicos.

$$\dot{W}_{B\ Cond} = W_{B\ Cond} \times m_{v\ Total} = 0,1284 \times 74,73 = 9,6\ kW$$

$$\dot{W}_{B\ LP} = W_{B\ LP} \times m_{v\ LP} = 0,6649 \times 7,88 = 5,24\ kW$$

$$\dot{W}_{B\ HP} = W_{B\ HP} \times m_{v\ HP} = 15,8649 \times 70,28 = 1\ 114,949\ kW$$

$$\dot{W}_{B\ Enf} = W_{B\ Enf} \times m_{enf} = 0,2649 \times 4\ 081,02 = 1\ 081,199\ kW$$

Trabajo total de bombeo:

$$\dot{W}_{B\ Total} = \dot{W}_{B\ Cond} + \dot{W}_{B\ LP} + \dot{W}_{B\ HP} + \dot{W}_{B\ Enf}$$

$$\dot{W}_{B\ Total} = 2\ 210,98\ kW$$

4.2.6 Potencia ciclo vapor

Si se juntan las caídas entálpicas es posible determinar la potencia bruta del ciclo de vapor:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{TV} = & m_{vHP} \times (h_{HP} - h_a) + (m_{vHP} + m_{vLP}) \times (h_c - h_x) + (m_{vHP} + m_{vLP} \\ & - m_x) \times (h_x - h_{e\ TV}) \end{aligned}$$

Donde:

mvHP: Flujo de masa total de vapor del circuito de alta presión (kg/s)

hHP: Entalpía de vapor vivo de alta presión (kJ/kg)

ha: Entalpía en la etapa final de presión alta de la turbina vapor (kJ/kg)

mvHP: Flujo de masa total de vapor del circuito de baja presión (kg/s)

hc: Entalpía en la etapa inicial de presión alta de la turbina, mezcla con el flujo de baja presión (kJ/kg)

hx: Entalpía en el punto de extracción, regreso al tanque desaireador, a presión atmosférica, calidad del 97% y cien celsius(kJ/kg)

mx: Flujo de masa total del agua extraída de la turbina para precalentar (kg/s)

heTV: Entalpía a la salida de la turbina vapor (kJ/kg)

Reemplazando datos:

$$\dot{W}_{TV} = 70,28 \times (3\,542,5 - 2\,870,3) + (70,28 + 7,88) \times (3\,102,8 - 2\,617,5) \\ + (70,28 + 7,88 - 3,43) \times (2\,617,5 - 2\,423)$$

$$\dot{W}_{TV} = 99\,702,9\,kW$$

Para hallar la potencia neta, se resta la potencia de las bombas

$$\dot{W}_{Net\,TV} = \dot{W}_{TV} - \dot{W}_{B\,total}$$

$$\dot{W}_{Net\,TV} = 99\,702,89\,kW - 2\,210,98\,kW$$

$$\dot{W}_{Net\,TV} = 97\,491,91\,kW$$

4.3. Selección del principal equipo estándar para el ciclo Rankine

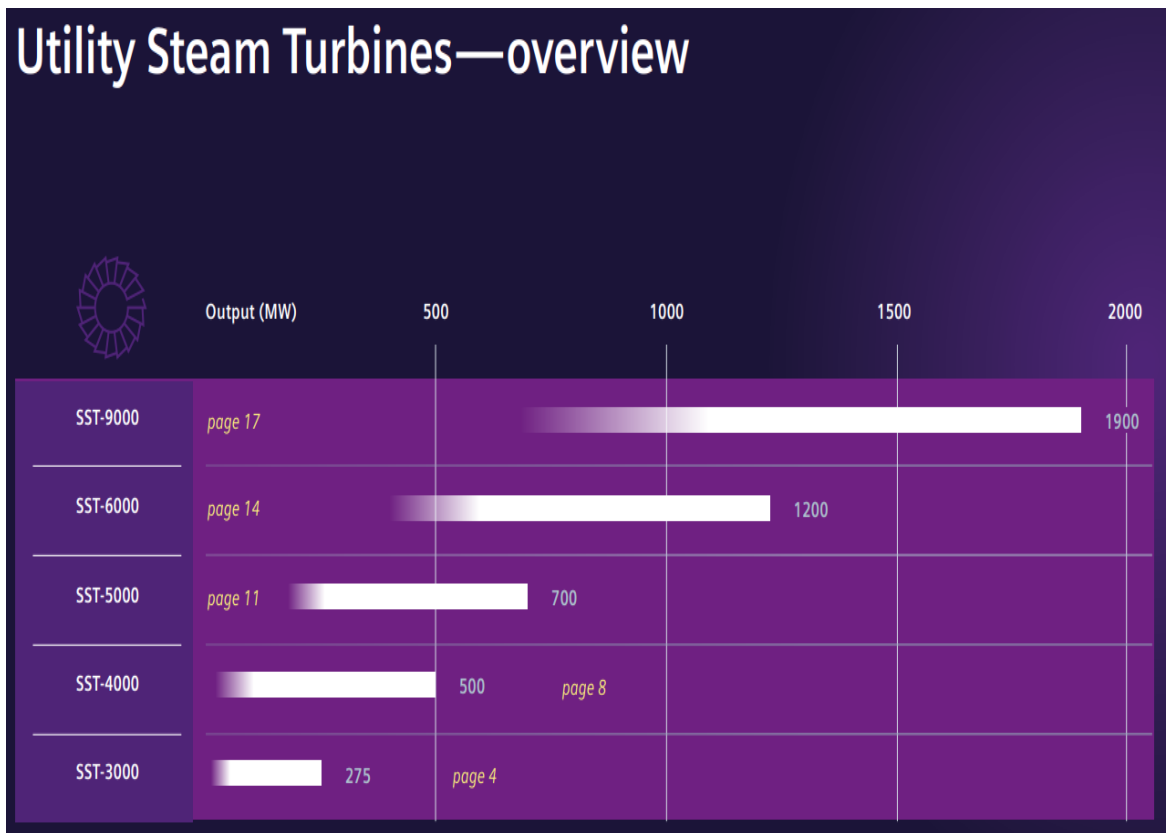
4.3.1 Selección de turbina de vapor

Con la finalidad de elegir un tipo de turbina de vapor se tomó en cuenta las características más importantes, resultado de los cálculos realizados.

Luego se buscó en los catálogos de la marca Siemens, teniendo en cuenta que lo calculado se encuentre dentro del margen de los caracteres de las turbinas de vapor.

Figura 39

Turbinas de Vapor para Servicios Públicos – Descripción General Siemens.



Nota: Figura del “brochure-utility-steam-turbines-220112”.

Figura 40

Datos de Rendimiento – Descripción General – Siemens.

Performance data overview

Steam turbine type	Output SPP MW	Output CCGP MW	Net efficiency SPP %	Net efficiency CCGP %	Grid Frequency Hz	Inlet pressure bar/psi	Inlet temperature °C/°F	Reheat temperature °C/°F	Rotational Speed rpm	Last stage blade length 50 Hz cm/inches	Last stage blade length 60 Hz cm/inches
SST-9000	1,000–1,900				50/60	80/1,160	310/590		1,500–1,800	117 to 183/46 to 72	107 to 142/42 to 56
SST-6000	300–1,200		46,5 (Double reheat 48)		50/60	330/4,786	610/1,130	630/1,166	3,000–3,600	66 to 142/26 to 56	66 to 103/26 to 41
SST-5000	200–500	120–700	43 (subcritical) 46,4 (supercritical)	64	50/60	260/3,771 (SPP) 177/2,567 (CCGP)	600/1,112 (SPP) 600/1,112 (CCGP)	610/1,130 (SPP) 610/1,130 (CCGP)	3,000–3,600	66 to 142/26 to 56	66 to 103/26 to 41
SST-4000		100–500			50/60	105/1,523	600/1,112		3,000–3,600	80 to 115/31 to 45	76 to 95/30 to 38
SST-3000		90–275			50/60	177/2,567	600/1,112	610/1,130	3,000–3,600	80 to 124/31 to 49	76 to 103/30 to 41

Nota: Figura del “brochure-utility-steam-turbines-220112”.

Por tanto, se selecciona la siguiente turbina:

Tabla 14

Especificación técnica de la Turbina de Vapor.

Turbina de Vapor	
Marca	Siemens
Modelo	SST-3000
Potencia	90 MW - 250 MW
Frecuencia	50/60 Hz
Velocidad	3,000 - 3,600 RPM
Presión de Vapor Vivo	177 bar
Temperatura de Vapor Vivo	600 °C

Nota: Tabla de elaboración propia.

Figura 41

Turbina Vapor SST-3000 – Siemens (Elaboración propia).



Nota: Figura del “brochure-utility-steam-turbines-220112”.

4.4. Cálculo del nuevo rendimiento energético una vez implementado el ciclo combinado

4.4.1 Rendimiento energético

Para hallar el rendimiento energético del ciclo combinado, se tomaron los resultados obtenidos en los apartados 4.1.2 y 4.2.6

El rendimiento energético del ciclo vapor es:

$$n_{ciclo\ vapor} = \frac{\dot{W}_{Net\ TV}}{\dot{Q}_{TG} \times (1 - n_{Ciclo\ TG})} = \frac{97\ 491,91\ kW}{503\ 258,787\ kW \times (1 - 35,37\%)} \\ n_{ciclo\ vapor} = 30,0\%$$

Rendimiento energético del ciclo combinado:

$$n_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{\dot{Q}_{TG}} = \frac{\dot{W}_{Net\ TG} + \dot{W}_{Net\ TV}}{\dot{Q}_{TG}} = \frac{177\ 999,34\ kW + 97\ 491,91\ kW}{503\ 258,787\ kW} \\ n_{CC} = 54,74\%$$

4.4.2 Recapitulación de potencia

Abreviando, la potencia de salida y el rendimiento de la planta ciclo combinado tomando en cuenta consumos auxiliares es la siguiente:

$$\dot{Q}_{TG} = 503\ 258,787\ kW$$

Tabla 15

Resumen de Potencias y porcentaje respecto al calor aportado al ciclo superior

Descripción	Cantidad	Potencia (kW)	%
Turbina a gas	1	177 999,34	35,37
Turbina a Vapor	1	97 491,91	19,37
Auxiliares	1	1 438,76	0,29
Potencia Neta de Salida (kW)		274 052,49	

Nota: La columna de porcentaje (%) representa la relación entre la potencia y el calor aportado al ciclo superior.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- Se realizaron los cálculos termodinámicos del ciclo simple, a partir de su potencia efectiva de 177,99 MW y se obtuvo un rendimiento de 35,37 %.
- Se caracterizó el ciclo inferior, luego de lo cual se en el vapor sobrecalentado una temperatura máxima de 575,8 °C.
- El vapor sobrecalentado es generado en el HRSG el cual cuenta con dos etapas de presión (AP=12 000 kPa, BP=600 kPa)
- El rendimiento del Ciclo Rankine fue de 30%, lográndose una potencia de 97,49 MW de la turbina de ciclo inferior.
- En cuanto al ciclo combinado, se obtuvo un rendimiento energético del 57,74%, teniendo en cuenta el cambio de combustible a gas natural. Además, también se obtuvo una potencia de 274,052 MW.
- Se seleccionó el equipo más importante del ciclo inferior (Ciclo Rankine) “turbina de vapor”, cuya marca es Siemens modelo SST-3000, potencia de 90 MW a 250 MW y frecuencia de 60 Hz. El equipo es obligatorio para la implementación del ciclo combinado de la Central Termoeléctrica Recka.

5.2. Recomendaciones

- Se recomienda realizar investigación de la modelación de centrales termoeléctricas que operen con ciclo combinado y de esta manera proponer diseños optimizados para el funcionamiento de dichas de centrales térmicas.
- Es necesario investigar acerca de la elaboración del modelamiento y diseño de la caldera de recuperación de calor (HRSG) porque permitirá establecer caídas de presión, perfiles de temperaturas y tipos de transferencia de calor.
- Se debe promover e impulsar investigaciones en los que se mejoren tecnologías a través del uso del gas natural como una opción relativamente limpia y factible económicamente.

Referencias bibliográficas

- Alvarado García, J. E. (2021). *Conversión a ciclo combinado de central térmica de Talara TG5 para la optimización de sus indicadores de generación [Tesis, Universidad Nacional del Santa]*. Nuevo Chimbote: Facultad de Ingeniería. Obtenido de <http://repositorio.uns.edu.pe/bitstream/handle/UNS/3871/52348.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Blázquez Martín, R. (2018). *Modelización y optimización de código para el funcionamiento de un ciclo combinado de tres niveles de presión [Tesis, Universidad Carlos III de Madrid]*. Leganés, España: Universidad Carlos III de Madrid. Obtenido de <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/28898>
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2009). *Termodinámica*. México: Mc Graw Hill.
- Centrales Térmicas de Ciclo Combinado. (2014). *Renove Tecnología S.L.* Obtenido de <http://www.cicloscombinados.com/index.php/1-las-centrales-de-ciclo-combinado>
- Choque Condo, Y. (2018). *Conversión del Ciclo Simple don Diésel B5 S-50 a Ciclo Combinado con Gas Natural de la Central Termoeléctrica Puerto Bravo, Mollendo – Arequipa [Tesis, Universidad Nacional de San Agustín de Arequipa]*. Arequipa, Perú: Facultad de Ingeniería de Producción y Servicios. Obtenido de <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/6636/MCchcoye.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- De la Cruz Quilca, R. (2019). *Eficiencia energética de la central térmica de Santa Rosa convertida a ciclo combinado implementando una turbina de vapor de 25MW en el distrito del Agustino-Lima en el período 2019 [Tesis, Universidad Tecnológica del Perú]*. Lima, Perú: Facultad de Ingeniería. Obtenido de <https://repositorio.utp.edu.pe/handle/20.500.12867/2900>
- Dirección Ejecutiva Sub Direccion de Gestión. (2020). *Informe de la operación anual del SEIN*. Lima, Perú: Comité de Operación Económica del Sistema (COES).
- Ente nacional para la energía eléctrica (ENEL). (10 de Febrero de 2018). *Enel Perú*. Recuperado el 10 de marzo de 2022, de <https://www.enel.pe/es/inversionistas/enel-generacion-peru/ventanilla.html>
- Hernández Sampieri, R., Fernández Collado, C., & María del Pilar, B. L. (2019). *Metodología de la investigación*. México: Mc Graw Hill.
- Méndez Cruz, L. E. (2016). *Análisis energético de la central de ciclo combinado, "El Sauz" [Tesis, Universidad Nacional Autónoma de México]*. Ciudad de México: Facultad de Ingeniería. Obtenido de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/jspui/bitstream/132.248.52.100/12195/1/Tesis.pdf>
- Moran, M., & Shapiro, H. (2004). *Fundamentos de Termodinámica Térmica*. Barcelona, España: Editorial Reverte S.A.

- Murillo Púa, R. A., & Montalvo Mosquera, M. (2012). *Análisis exergético de un ciclo combinado en una planta industrial [Tesis, Universidad de Cartagena]*. Cartagena, Colombia: Faculta de Ingenierías. Obtenido de <https://repositorio.unicartagena.edu.co/bitstream/handle/11227/146/AN%C3%81LISIS%20EXERGETICO%20DE%20UN%20CICLO%20COMBINADO%20EN%20UNA%20PLANTA%20INDUSTRIAL.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- OSINERGMIN. (Setiembre de 2020). *Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Chilca (FÉNIX)*. Recuperado el 13 de Marzo de 2022, de https://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/electricidad/Documentos/PROYECTOS%20GFE/Acorde%C3%B3n/Generaci%C3%B3n/1.4.9.pdf
- OSINERGMIN. (Setiembre de 2020). *Central Termoeléctrica Ciclo Combinado Kallpa IV*. Recuperado el 13 de Marzo de 2022, de https://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/electricidad/Documentos/PROYECTOS%20GFE/Acorde%C3%B3n/Generaci%C3%B3n/1.4.1.pdf
- Sabugal, S., & Gómez, F. (2006). *Centrales térmicas de ciclo combinado*. Madrid, España: Editorial Diaz de Santos.
- Siemens. (01 de Mayo de 2018). *Energy*. Obtenido de Steam Turbines Type: www.siemens-com/energy



ACTA DE SUSTENTACION VIRTUAL N°052-2022-FIME



En la ciudad de Lambayeque, siendo las 09:00 a.m. del día viernes 02 de setiembre de 2022. Se reunieron vía plataforma virtual <http://meet.google.com/ihi-xnor-ioe>, los miembros del jurado, designados mediante Resolución N°158-2022-D-VIRTUAL-FIME, de fecha 29 de agosto de 2022, con la finalidad de Evaluar y Calificar la sustentación de la tesis, conformado por los siguientes catedráticos:

Dr. Ing. ANÍBAL JESUS SALAZAR MENDOZA
M.Sc. Ing. CARLOS YUPANQUI RODRIGUEZ
M.Sc. Ing. CARLOS JAVIER COTRINA SAAVEDRA
M.Sc. Ing. JONY VILLALOBOS CABRERA

PRESIDENTE
SECRETARIO
MIEMBRO
ASESOR

Se recibió la tesis titulada:

“ESTUDIO DE EFICIENCIA ENERGÉTICA TRAS LA CONVERSIÓN DE CICLO SIMPLE CON DIÉSEL A CICLO COMBINADO CON GAS NATURAL DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA RECKA”

Presentada y sustentada por su autor; Bachiller: **DELGADO DÍAZ OSCAR EDINSON.**

Finalizada la sustentación virtual de la Tesis, el sustentante respondió las preguntas y observaciones de los miembros del jurado examinador, quienes procedieron a deliberar y acordaron otorgar el calificativo de **APROBADO**, Nota (16) en la escala vigesimal, mención **BUENO**.

Quedando el sustentante apto para obtener el Título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista, de acuerdo a la Ley Universitaria 30220 y la normatividad vigente, de la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica y la Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo.

Siendo las 10:05 a.m. del mismo día se da por concluido el acto académico, firmando la presente acta el jurado respectivo:

Dr. Ing. ANÍBAL JESUS SALAZAR MENDOZA
PRESIDENTE

M.Sc. Ing. CARLOS YUPANQUI RODRIGUEZ
SECRETARIO

M.Sc. Ing. CARLOS JAVIER COTRINA SAAVEDRA
MIEMBRO

M.Sc. Ing. JONY VILLALOBOS CABRERA
ASESOR

“AÑO DEL FORTALECIMIENTO DE LA SOBERANÍA NACIONAL”

Lambayeque, 08 de agosto del 2022

Señor

Dr. ANIBAL SALAZAR MENDOZA

JEFE DE LA OFICINA DE INVESTIGACION – FIME

ASUNTO: CONFORMIDAD DE ELABORACION DE TESIS

Es grato dirigirme a Ud. Para saludarlo cordialmente y hacer de su conocimiento que, a la fecha, quien suscribe la presente es ASESOR de la tesis elaborada por el Bach. OSCAR EDINSON DELGADO DÍAZ, tesis titulada: **“ESTUDIO DE EFICIENCIA ENERGÉTICA TRAS LA CONVERSIÓN DE CICLO SIMPLE CON DIÉSEL A CICLO COMBINADO CON GAS NATURAL DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA RECKA”** En ese sentido, después de haber revisado dicha tesis y después de someterlo a revisión en el software Turnitin, este arroja 17% de duplicidad (menor de 20%), por lo tanto, procedo a dar CONFORMIDAD, quedando el Sr. OSCAR EDINSON DELGADO DÍAZ, APTO para la sustentación respectiva, en la hora y fecha que su despacho tenga a bien designar.

Agradecido por su atención al presente, me despido de Ud.

Adjunto

Recibo digital de Turnitin en formato de pdf. (página 01)

Se adjunta el reporte digital de Turnitin en formato pdf. (87 páginas).

Atentamente:



M.Sc. Ing. Villalobos Cabrera, Jony

ESTUDIO DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO TRAS LA CONVERSIÓN DE CICLO SIMPLE CON DIÉSEL A CICLO COMBINADO CON GAS NATURAL DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA RECKA

INFORME DE ORIGINALIDAD

17%	17%	0%	5%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.unsa.edu.pe Fuente de Internet	5%
2	tesis.ucsm.edu.pe Fuente de Internet	3%
3	hdl.handle.net Fuente de Internet	2%
4	www.scribd.com Fuente de Internet	2%
5	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	1%
6	qdoc.tips Fuente de Internet	1%
7	www.coursehero.com Fuente de Internet	<1%
8	www.coes.org.pe Fuente de Internet	<1%

9	bibdigital.epn.edu.ec Fuente de Internet	<1 %
10	1library.co Fuente de Internet	<1 %
11	repositorio.autonoma.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
12	Submitted to Universidad Senor de Sipan Trabajo del estudiante	<1 %
13	www.osinergmin.gob.pe Fuente de Internet	<1 %
14	Submitted to Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo Trabajo del estudiante	<1 %
15	gestion.pe Fuente de Internet	<1 %
16	repositorio.unap.edu.pe Fuente de Internet	<1 %
17	e-archivo.uc3m.es Fuente de Internet	<1 %
18	renati.sunedu.gob.pe Fuente de Internet	<1 %
19	sin-salabin.blogspot.com Fuente de Internet	<1 %
20	es.scribd.com	

Fuente de Internet

<1 %

21

repositorio.unprg.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

22

edoc.pub

Fuente de Internet

<1 %

23

repositorio.unprg.edu.pe:8080

Fuente de Internet

<1 %

24

ri.ues.edu.sv

Fuente de Internet

<1 %

25

repositorio.ug.edu.ec

Fuente de Internet

<1 %

26

repositorio.upt.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

Excluir citas

Activo

Excluir coincidencias < 15 words

Excluir bibliografía

Activo



M.Sc. Ing. Villalobos Cabrera, Jony
Asesor




Recibo digital


Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Oscar Edinson Delgado Díaz
Título del ejercicio: Tesis de Pregrado
Título de la entrega: ESTUDIO DEL RENDIMIENTO ENERGÉTICO TRAS LA CONVERS...
Nombre del archivo: Delgado_Diaz_Edinson_-_INFORME_DE_TESIS_-_24.07.22.docx
Tamaño del archivo: 6.14M
Total páginas: 87
Total de palabras: 14,460
Total de caracteres: 76,178
Fecha de entrega: 24-jul.-2022 07:41p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega... 1874665762



UNIVERSIDAD NACIONAL
"PEDRO RUIZ GALLO"
Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica



III PROGRAMA DE ELABORACIÓN DE TESIS

TESIS

Para Optar el Título Profesional de
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

"ESTUDIO DEL RENDIMIENTO
ENERGÉTICO TRAS LA CONVERSIÓN DE
CICLO SIMPLE CON DIÉSEL A CICLO
COMBINADO CON GAS NATURAL DE LA
CENTRAL TERMOELÉCTRICA RECKA"


Autor:

Br. DELGADO DÍAZ OSCAR EDINSON

Asesor:

M. Sc. VILLALOBOS CABRERA JONY

Lambayeque – Perú
2022


M.Sc. Ing. Villalobos Cabrera, Jony
Asesor