

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**“Efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la
turbina de gas en el rendimiento específico para la Central
Termoeléctrica Planta Éten”**

**Tesis para obtener el Título Profesional de
Ingeniero en Energía**

Autor:

Bach. Cisneros Zavaleta, Jesus Eduardo

Asesor:

Dr. Mariños Castillo, Antenor Gualberto

Nuevo Chimbote – Perú

2023-03-10

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente trabajo de tesis titulado “**Efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas en el rendimiento específico para la Central Termoeléctrica planta Éten**” para obtener el título profesional de Ingeniero en Energía, presentado por el bachiller **Cisneros Zavaleta Jesus Eduardo**, ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Gualberto', is written over a horizontal dashed line.

Dr. Gualberto Antenor Mariños Castillo
DNI:17890841
Código ORCID: 0000-0001-7514-9908

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente trabajo de tesis titulado “**Efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas en el rendimiento específico para la central termoeléctrica Planta Éten**”, para obtener el título profesional de Ingeniero en Energía, presentado por el bachiller **Cisneros Zavaleta Jesus Eduardo**, que tiene como asesor al **Dr. Gualberto Antenor Mariños Castillo**, ha sido revisado y aprobado el día 10 de marzo del 2023, por el siguiente jurado evaluador:

Mg. Robert F. Guevara Chinchayán
Presidente
DNI: 32788460
Código ORCID: 0000-0002- 3579-3771

Mg. Oscar Fernando Pérez Pinedo
Secretario
DNI: 32739412
Código ORCID: 0000-0002-5780-6115

Dr. Gualberto A. Mariños Castillo
Integrante
DNI: 17890841
Código ORCID: 0000-0001-7514-9908



ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los diez días del mes de marzo del año dos mil veintitrés, siendo las diez horas de la mañana, se reunieron en el aula E2 de la EPIE, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N° 112-2023-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- **Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN** : PRESIDENTE
- **Mg. OSCAR FERNANDO PEREZ PINEDO** : SECRETARIO
- **Dr. GUALBERTO ANTENOR MARIÑOS CASTILLO** : INTEGRANTE

Y según la **resolución decanal N° 137-2023-UNS-FI**, se declara expedito al bachiller para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: **“EFECTO DE LA INYECCIÓN DE AGUA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE LA TURBINA DE GAS EN EL RENDIMIENTO ESPECÍFICO PARA LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA PLANTA ÉTEN”** elaborado por el Bachiller de Ingeniería en Energía: **JESUS EDUARDO CISNEROS ZAVALITA** con código de matrícula N° 201611026, teniendo como asesor al docente Dr. GUALBERTO ANTENOR MARIÑOS CASTILLO, según Resolución Decanal N° 310-2022-UNS-FI, de fecha 03.06.22.

Terminada la sustentación del Bachiller, respondió las preguntas formuladas por los miembros del jurado y el público presente.

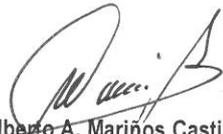
El Jurado después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo y con las sugerencias pertinentes, en concordancia con el artículo 103° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, declara:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
JESUS EDUARDO CISNEROS ZAVALITA	DIECISIETE(7)	BUENO

Siendo las once horas del mismo día, se da por terminado el acto de sustentación, firmando los integrantes del jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert F. Guevara Chinchayan
PRESIDENTE


Mg. Oscar F. Pérez Pinedo
SECRETARIO


Dr. Gualberto A. Mariños Castillo
INTEGRANTE

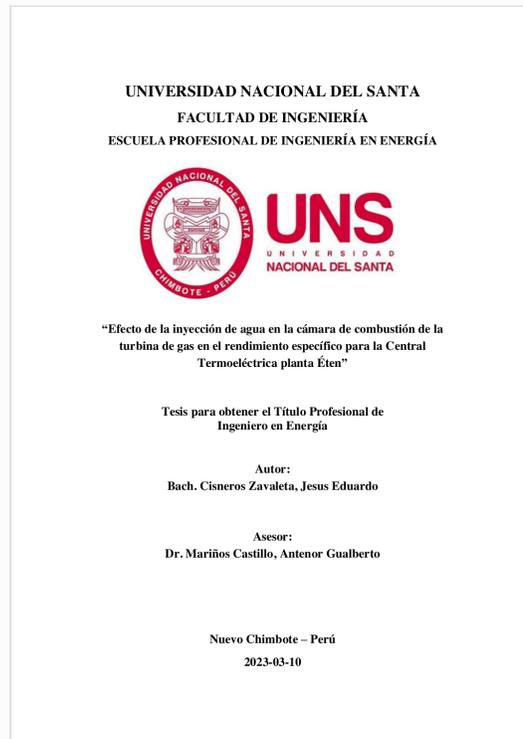


Recibo digital

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: Jesus Eduardo Cisneros Zavaleta
Título del ejercicio: Turnitin UNS
Título de la entrega: Efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión ...
Nombre del archivo: tesis Cisneros Jesus.pdf
Tamaño del archivo: 6.41M
Total páginas: 74
Total de palabras: 10,270
Total de caracteres: 53,539
Fecha de entrega: 01-jun.-2023 04:23a. m. (UTC-0700)
Identificador de la entrega... 2106671692



Dedicatoria

Dedico la presente tesis a mi familia, partiendo desde mis padres, Juan Cisneros y Laura Zavaleta, por su incondicional apoyo, en especial a mi madre que fue una las razones por el cual mi esfuerzo ha logrado frutos y me hace poder ser un profesional.

Le dedico esta tesis con gran amor y mucha ilusión a mi hija Valentina la cual fue desde un principio la razón principal para nunca rendirme y dar todo de mí, de la misma manera a mi esposa Angela por brindarme apoyo en todos estos años de mi carrera y poder obtener este logro profesional.

Agradecimiento

En primer lugar, agradecer a Dios por otorgarme salud y bendecirme con estar cada día con mis seres queridos y tener la motivación necesaria para mi camino profesional.

Agradezco a los docentes que me acompañaron y me brindaron los conocimientos necesarios que me abrieron las puertas para poder tener la capacidad de crecer profesionalmente, en especial al Dr. Mariños Castillo Gualberto Antenor y al Mg. Robert Guevara Chinchayán, que con su confianza y dirección me han permitido desarrollar esta investigación.

Índice

I. Introducción	1
1.1. Realidad problemática	1
1.2. Antecedentes.....	2
1.3. Justificación.....	5
1.4. Hipótesis	5
1.5. Objetivos.....	6
1.5.1. Objetivo general	6
1.5.2. Objetivos específicos.....	6
II. Marco teórico.....	7
2.1 Central termoelectrica con ciclo joule Brayton.....	7
2.1.1 Definición	7
2.1.2 Componentes	7
a. Compresor axial.....	7
b. Cámara de combustión	9
c. Turbina de gas.....	10
2.1.3 Principio de operación de la turbina de gas	11
2.2 Balance energético del ciclo joule Brayton.....	13
2.2.1 Ciclo Ideal.....	13
2.2.2 Ciclo real.....	17
2.2.3 Parámetros para el balance energético.....	18
2.3 Modificación del ciclo joule Brayton.....	19
2.3.1 Ciclo regenerativo.....	19
2.3.2 Ciclo con Inter-enfriamiento.....	21
2.3.3 Ciclo con recalentamiento intermedio	22
2.3.4 Ciclo combinado.....	24

2.4	Ciclos con inyección de agua	26
2.4.1	Inyección de agua en la cámara de combustión	26
2.4.2	Inyección de agua en la entrada del compresor	27
2.4.3	Inyección de agua en trábina de gas de doble eje	28
2.4.4	Inyección de agua en forma de vapor	29
2.5	Indicadores energéticos	31
2.5.1	Potencia Efectiva	31
2.5.2	Rendimiento Específico.....	31
2.5.3	Eficiencia de térmica	31
2.5.4	Costo variable combustible (CVC).....	32
2.5.5	Indicador energético-ambiental	32
2.6	Procedimiento de liquidación y determinación del cargo CUCSS	33
III.	Materiales y métodos	33
3.1	Materiales	33
3.1.1	Turbina de gas de la Central Termoeléctrica Planta Éten.	33
3.1.2	Combustible Diesel B5	35
3.1.3	Aire	35
3.1.4	Agua.....	36
3.2	Métodos	37
3.2.1	Tipo de investigación	37
3.2.2	Diseño de la investigación.....	37
3.3	Metodología de cálculo	37
3.3.1	Balance de energía en condiciones actuales.	37
3.3.2	Balance de energía con inyección de agua	38

IV. Resultados y discusión.	41
4.1 Sistema actual de la turbina de gas	41
4.1.1 Balance de energía actual	41
a. Balance para el estado del aire comprimido	41
b. Balance para los parámetros a la salida de la cámara de combustión	42
c. Balance del proceso de expansión en la turbina	43
4.1.2 Consolidado de parámetros del balance de energía actual	44
4.1.3 Cálculo de potencias del ciclo actual	44
4.1.4 Determinación de indicadores energéticos	47
4.1.5 Determinación de liquidación de potencia contratada	48
4.2 Evaluación del sistema con inyección de agua 5%	49
4.2.1 Balance en el proceso del Precalentador de agua	49
4.2.2 Balance en el proceso de la cámara de inyección	50
4.2.3 Balance en el proceso del regenerador	51
4.2.4 Consolidado de parámetros con el sistema de inyección de agua	53
4.2.5 Cálculo de potencias	54
4.2.6 Determinación de indicadores energéticos	56
4.2.7 Determinación de liquidación de potencia contratada	57
4.3 Comportamiento de los parámetros energéticos	58
4.3.1 Respecto a la Potencia Efectiva	58
4.3.2 Respecto al Rendimiento Específico o Hate Rate (HR)	58
4.3.3 Respecto a la Eficiencia	59
4.3.4 Respecto a la Liquidación de Potencia	60
4.4 Discusión de resultados	60
V. Conclusiones y recomendaciones	62
VI. Referencias bibliográficas y virtuales	64
VII. Anexos	69

Índice de figuras

Figura 01: Ciclo Joule Brayton Simple Abierto	7
Figura 02: Compresor Axial	8
Figura 03: Rotor del compresor axial	9
Figura 04: Cámara de combustión tubular	10
Figura 05: turbina de gas	10
Figura 06: Diagrama P-V y T-S del ciclo Brayton cerrado.....	11
Figura 07: Ciclo simple abierto Brayton – diagrama T-s	13
Figura 08: Procesos del Ciclo Brayton de aire – estándar	14
Figura 09: Efectos de irreversibilidades de un Ciclo Brayton	17
Figura 10: Turbina a gas con regenerador	19
Figura 11: Diagrama de propiedades para el ciclo Regenerativo	20
Figura 12: Recuperador de calor tubular	21
Figura 13: Turbina de Gas con Inter-enfriamiento.....	21
Figura 14: Diagrama teórica de Turbina de Gas con Inter-enfriamiento	22
Figura 15: Ciclo Brayton con recalentamiento intermedio	23
Figura 16: Diagrama ideal del Ciclo Brayton con recalentamiento intermedio	23
Figura 17: Turbina de gas acoplada a ciclo combinado	24
Figura 18: Esquema térmico básico y de flujo de Ciclo Combinado	25
Figura 19: Diagrama T-S de la evolución de los fluidos empleados en el ciclo	25
Figura 20: Inyección de agua en la cámara de combustión	26

Figura 21: Inyección de agua en la entrada del compresor	27
Figura 22: Turbina de gas de doble eje con inyección de agua	28
Figura 23: Turbina de gas con inyección de vapor	30
Figura 24: Zonas de cámara de combustión	30
Figura 25: Turbina de Gas 7FA.05	34
Figura 26: Esquema para el balance de energía y masa de flujos trabajo	38
Figura 27: Esquema para el balance de energía y masa del sistema con inyección de agua	39
Figura 28: Reparto de flujos en la cámara de combustión	43
Figura 29: Esquema de Balance de masa y energía en condiciones actuales de la Turbina de Gas	46
Figura 30: Esquema del Balance de energía y masa con inyección de agua en la cámara de la combustión de la Turbina de Gas	55

Índice de tablas

Tabla 01 Precio de Combustible para Centrales de Reserva Fría	32
Tabla 02 Características técnicas de la turbina de gas.	33
Tabla 03 Resultados de rendimientos e indicadores de consumo a distintas cargas .	34
Tabla 04 Condiciones generales del combustible BD5	35
Tabla 05 Condiciones de trabajo del aire	36
Tabla 06 Parámetros operativos del agua	36
Tabla 07 Datos operativos de la turbina de gas	41
Tabla 08 Parámetros actuales de la Turbina de gas	44
Tabla 09 Valores del flujo masico de los gases	52
Tabla 09 Parámetros del balance de energía con el sistema de inyección de agua ...	53

Índice de gráficos

Gráfico 1 Comportamiento de la Potencia Efectiva con la Inyección de agua	58
Gráfico 2 Comportamiento de Rendimiento Específico con la Inyección de agua...	59
Gráfico 3 Comportamiento de la Eficiencia con la Inyección de agua	59
Gráfico 4 Comportamiento de Liquidación con la Inyección de agua	60

Resumen

El presente trabajo de investigación, tiene como objetivo principal determinar el efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Planta Éten, en el cual el diseño utilizado fue preexperimental de naturaleza descriptiva. La condición principal de inyección de agua al sistema es utilizar una cantidad de masa dentro de rango del 1% al 5% del flujo masico del aire. La mezcla creada entre aire-agua, permite realizar una combustión más completa y eficiente sin la necesidad de aumentar el flujo del combustible. Actualmente la Central Termoeléctrica obtiene un promedio de 215.64 MW de potencia efectiva y un Rendimiento Específico (HR) de 10259.10 kJ/kwh. Con la inyección de agua a la cámara de combustión puede llegar alcanzar una potencia efectiva de 239.4 MW y un Rendimiento Especifico (HR) de 9427.97 kJ/kwh. El estudio determinó un aumento el índice económico obteniendo una liquidación de hasta 64687.56 USD/mes.

Esta innovación tecnológica desarrollado en la presente investigación, tiene como efecto un aumento de hasta el 9.92% en su Potencia Efectiva; de la misma manera para el indicador del Rendimiento Específico se tiene una mejora de hasta el 10.14 %, esto quiere decir que se tuvo un efecto positivo en la investigación.

Palabras clave: Turbina de gas, Cámara de combustión, inyección de agua, rendimiento específico.

Abstract

The main objective of this research work is to determine the effect of water injection in the combustion chamber of the gas turbine on the specific performance of the Éten Plant Thermoelectric Power Plant, in which the design used was pre-experimental of a descriptive nature. The main condition of water injection to the system is to use a quantity of mass within the range of 1% to 5% of the air mass flow. The mixture created between air-water allows for a more complete and efficient combustion without the need to increase the fuel flow. The mixture created between air-water allows for a more complete and efficient combustion without the need to increase the fuel flow. Under current conditions, the Thermoelectric Power Plant obtains an average of 215.64 MW of effective power and a Heat Rate (HR) of 10259.10 kJ/kwh. With the injection of water into the combustion chamber, it can reach an effective power of 239.4 MW and a Heat Rate (HR) of 9427.97 kJ/kwh. The study determined an increase in the economic index, obtaining a settlement of up to 64687.56 USD/month.

This technological innovation developed in the present investigation, has the effect of an increase of up to 9.92% in its Effective Power; In the same way, for the Specific Performance indicator, there is an improvement of up to 10.14%, this means that there was a positive effect on the investigation.

Key word: Gas Turbine, Combustion chamber, Water injection, Specific Yield.

I. Introducción.

1.1 Realidad problemática.

Las centrales termoeléctricas en el Perú, necesitan de innovación tecnológica para poder cumplir y/o mejorar el procedimiento. El cambio de precios en el combustible durante los últimos años debido al impacto del Covid-19 ha llevado a costos inesperados en su consumo, especialmente si se cuenta con equipos grandes como la cámara de combustión, que tiene la capacidad potencial de consumir calor. Hoy en día las empresas luchan constantemente por sobrevivir en un mercado globalizado. Por lo tanto, para brindar productos de alta calidad a bajos costos operativos, existe la necesidad de aumentar la competencia entre las empresas y esforzarse constantemente por la mejora continua de los procesos. La aplicación de innovaciones tecnológicas a un proceso está estrechamente relacionada con las estrategias para usar la energía de manera eficiente y utilizar los flujos manifiestos y el calor restantes de los elementos y fluidos involucrados en el procedimiento.

La Central Termoeléctrica Planta Éten, pertenece al círculo de las empresas que compiten en mejorar tecnológicamente su procedimiento, tener buena calidad y reduciendo costos. La turbina de gas de la Planta Éten presenta una eficiencia térmica del 35.17%, por lo tanto, inyectar más combustible y modificar los parámetros operacionales no resultaría económicamente factible, y el otro problema está en la relación de potencia en el compresor y la turbina independientemente, ya que alrededor de 2/3 del trabajo producido se utiliza para comprimir aire y otro 1/3 se puede utilizar para generar electricidad, ante esta realidad, en el presente trabajo de investigación se pretende encontrar una solución a esta realidad problemática donde se pueda desarrollar una tecnología que logre obtener una mejora en el rendimiento específico sin intervenir negativamente en los parámetros técnicos operacionales de la turbina de gas a un bajo costo en su aplicación.

Ante esta situación se formula el siguiente problema:

¿Cuál es el efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Planta Éten?

1.2 Antecedentes.

Para la presente investigación se tuvo en cuenta algunas consideraciones previas en el desarrollo en base a los siguientes antecedentes:

Larrea, S. & Luis, F. (2019), en su tesis titulada “*Diseño de un sistema de inyección mixta agua-combustible para un motor Diesel y mejorar la eficiencia del grupo electrógeno de la central Térmica de Reserva Fría Eten*”, basado en un enfoque proyectivo, realizaron un estudio sobre la viabilidad de inyectar agua (por gota) por medio de la inyección directa mediante un diseño experimental logrando que el sistema actual de funcionamiento tenga una eficiencia en el grupo electrógeno (Watsila W20V34DF) de 44.8% y con el sistema de inyección de agua (por gota) se obtenga una eficiencia de 54.8%. Así mismo, llegó a la conclusión que se tiene aumento de la eficiencia en un 10%, y que esta aplicación favorece la reducción de óxido de nitrógeno (NOx) teniendo un impacto positivo en el medio ambiente.

Gonzalo, P. (2016), en su tesis titulada “*Análisis de la mejora de rendimiento después de una parada “C” en la turbina de gas de la C.C.C Besós 4 de Gas Natural Fenosa*”, basado en un diseño experimental, tuvo como objetivo general calcular el rendimiento neto que se genera en la turbina de gas antes y después de la parada “C”. Las pruebas realizadas para lograr el objetivo se desarrollan en dos tiempos, la primera es con la última actividad previa al comienzo de la parada, la segunda prueba consta en realizar las mediciones no más tarde de 36 horas de operación luego de finalizar con las actividades de mantenimiento. Concluyó que las técnicas aplicadas en el mantenimiento durante la parada “C” permiten recuperar entre un 1% y 2% el rendimiento de la central y un aumento de su potencia efectiva en la turbina de gas en un 7.5%.

Belda, J. (2017), en su trabajo de investigación titulado “*Análisis de la emisión gaseosa a cargas parciales de un ciclo combinado de una central térmica*”, evaluó la inyección de agua en la turbina de gas mediante un sistema SPEEDTRONIC para ver el efecto en los gases de la combustión que otorga el intercambio de energía en la turbina de vapor, esta evaluación se logró mediante un diseño cuasi experimental en el cual tuvo

como resultado de su evaluación el aumento del rendimiento específico del 3% de la turbina de gas con un efecto negativo en el rendimiento de la turbina de vapor por la reducción de la temperatura de los gases y por consecuencia una reducción de NOx de hasta 97.84 mg/m³, de esta manera, concluyó que la inyección de agua desmineralizada en la turbina tiene una efectividad en la disminución de las emisiones de NOx.

Tibaquirá, G. & Burbano J. (2003), en su trabajo de investigación titulado “*Técnicas para controlar las emisiones de NOx en Turbinas de Gas*” publicado en Revista Scientia et Technica de la Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia, realizó mediante un proceso de análisis de datos un estudio para el desarrollo de ciclos de inyección agua en la cámara de combustión de una turbina de gas y evaluar el efecto que se tiene sobre las emisiones de NOx. Expusieron mediante sus resultados que el ciclo de inyección de agua o vapor de agua en la cámara de combustión sirve para aumentar la salida de potencia efectiva de la turbina sin incrementar la potencia del compresor, de la misma manera concluyen que este ciclo reduce las emisiones de NOx a por lo menos 25ppm cumpliendo así el objetivo principal de su investigación.

Familiar, C. (2011), en su tesis titulada “*Inyección de hidrógeno como potencial mejora de los motores actuales*”, evalúa de forma experimental una alternativa de reemplazar una fracción de combustibles fósiles en los motores de combustión interna por hidrogeno. Esta investigación tuvo como principales conclusiones que a cantidades del 65% al 85% de hidrógeno se producen los mejores resultados, en que descienden drásticamente todas las emisiones (incluso NOx) y aumenta el rendimiento térmico de forma muy acentuada, esta inyección del hidrogeno debe ser de manera gradual en pequeñas cantidades (5%-15%).

Núñez, P. & Perea, S. (2014), en su tesis titulada “*Análisis comparativo técnico-económico entre sistema de cogeneración con ciclo Joule Brayton y ciclo Rankine aplicados a una planta industrial azucarera*”, basado en un diseño cuasi experimental evalúan la aplicación del sistema de cogeneración basado en el ciclo Brayton y Rankine con inyección de agua de manera independiente y analizar la viabilidad económica entre ellos. De acuerdo a sus resultados, concluyeron que la inyección de

agua consigue aumentar la potencia efectiva de la turbina de gas reduciendo las emisiones de NOx pero no se consigue una viabilidad económica conveniente para su implementación en la planta industrial azucarera, así mismo el sistema Rankine es técnica y económicamente mas viable pero sin optimizar el rendimiento específico de la planta.

Molano, Mora, Muñoz, Padilla & Bottía (2018), en su trabajo de investigación titulado “*Efecto de la saturación de agua durante la ignición de un proceso de combustión in situ*” de la Universidad Industrial de Santander, aplicaron un método térmico de la combustión In Situ (CIS) en su investigación para efectos de la saturación de agua en altas temperaturas de su punto de ebullición. Basado en sus resultados, concluyeron que la presencia de agua en la combustión aumenta la capacidad calorífica equivalente del sistema, haciendo que mayor parte del calor generado por las reacciones de oxidación sea absorbido por el sistema produciendo así un proceso de combustión in situ en estado estable generando mayor energía.

Yave, S. & Esquén, A. (2017), en su tesis titulada “*Incremento de la eficiencia térmica del sistema de potencia de vapor mediante la aplicación del método exergético en la Empresa Agroindustrial Pucalá S.A.A*”, uno de sus objetivos era realizar una serie de cálculos térmicos y exergéticos que dieran una idea del estado actual de la empresa para luego crear una lista de buenas prácticas que ayudaran a mejorar la eficiencia térmica de la empresa. Nuevamente, encontraron una eficiencia térmica actual de 21,22 %, que aumentaría a alrededor de 25,13 % si se siguieran las prácticas recomendadas. Se concluyó que el uso del consumo de fuego es más preciso y ayuda a ver claramente cuánta energía desperdicia la empresa y cómo implementar métodos que pueden mejorar las mediciones de energía sin un consumo adicional de combustible.

1.3 Justificación.

La Central Termoeléctrica Planta Éten cuenta con una turbina de gas el cual tiene un consumo promedio 60.8 m³/h para producir una potencia 215.93 MW a plena carga, en el cual no se ha logrado realizar una aplicación de tecnología innovadora para el incremento de su potencia y en efecto el mejoramiento de su rendimiento específico sin tener un alto gasto económico en su diseño y montaje, de la misma manera sin aumentar el consumo de combustible. Aprovechando el consumo de agua que tiene la central para operaciones ajenas a la generación de energía eléctrica, se propone la inyección de agua en la cámara de combustión siendo esta una sustancia de fácil alcance, por lo tanto, se podría conseguir los siguientes beneficios:

- Permitir que la turbina trabaje a menores temperaturas e incrementar su vida útil de las partes calientes.
- Mejorar el rendimiento específico con bajo costo de aplicación.
- Reducir las emisiones de gases de efecto invernadero como parte del aporte al cuidado del medio ambiente.
- Innovar tecnología entre otras centrales termoeléctricas del Perú.

1.4 Hipótesis.

El efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas permite una mejora del 5% en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Planta Éten.

1.5 Objetivos.

1.5.1. Objetivo general.

Determinar el efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas en el rendimiento específico de la Central Termoeléctrica Planta Éten.

1.5.2. Objetivos específicos.

- Realizar un balance de energía para determinar el rendimiento específico actual de la central termoeléctrica Planta Éten.
- Evaluar a diversos regímenes de inyección de agua el rendimiento específico de la central termoeléctrica Plan Éten.
- Determinar el comportamiento del rendimiento específico con la inyección de agua en la cámara de combustión de la Central Termoeléctrica Planta Éten.
- Realizar una evaluación económica de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas de la Central Termoeléctrica Planta Éten.

II. Marco Teórico

2.1 Central Termoeléctrica con Ciclo Joule Brayton

2.1.1 Definición: Son aquellas Centrales Termoeléctricas que involucra una turbina de gas, siendo este el componente principal, incluyendo un compresor de aire y con un combustor en operación como ciclo simple abierto, logrando ser mono o doble eje. (Guevara, 2019)

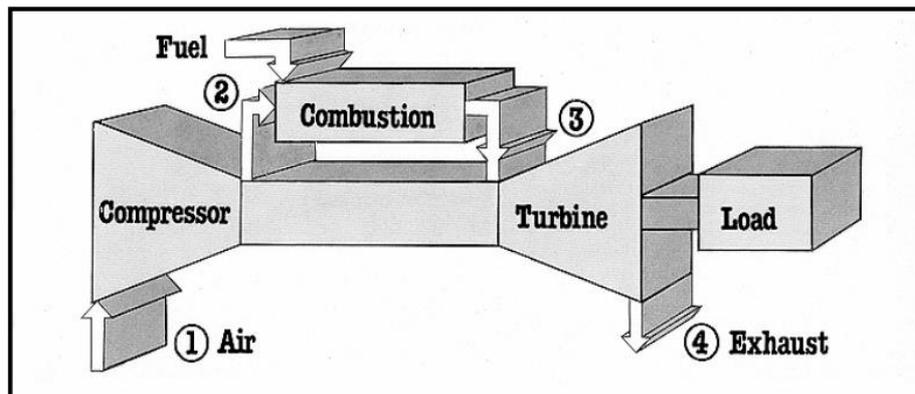


Figura 01: Ciclo Joule Brayton Simple Abierto

Fuente: Felix (2009)

El ciclo Brayton se utiliza para la propulsión de aeronaves y la generación de electricidad. Cuando se habla de aeronaves, los gases de escape de velocidad muy alta son producida por la turbina de gas y es la responsable de provocar el empuje. En el caso de la generación eléctrica, se describe en el funcionamiento de las plantas de generación con turbinas a gas que operan en periodos picos gracias a su inmediata respuesta. (Velásquez, 2014)

2.1.2 Componentes: El ciclo Brayton abierto está conformado por las siguientes partes:

- a. Compresor Axial: Cumple la función de aumentar la cantidad de aire y en consecuencia lograr una combustión capaz de proporcionar a la corriente de gases una energía suficiente. Dicho aire es comprimido de forma axial a lo largo de todo el compresor. (Borja, 2015)

Su diseño axial requiere una gran cantidad de etapas, alrededor de 20 para una razón de compresión de 1:30. Su acción consiste en forzar aire a través de cada etapa de la pala, pasando progresivamente restricciones mayores. Trabajar contra la presión es un proceso intensivo en energía, que representa hasta el 60% de la energía producida por una turbina. La relación de compresión está dada por el cociente entre la presión de salida (P2) del aire del compresor y la presión a su entrada (P1): (Guevara, 2015)

$$r = P_2/P_1 \dots \dots (1)$$

De acuerdo al texto Balance Exergético en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW (Velásquez, 2014) muestra la condición para la relación de presión, donde:

$r \leq 13$: Para centrales de energía

$r > 15$: Para Aviación

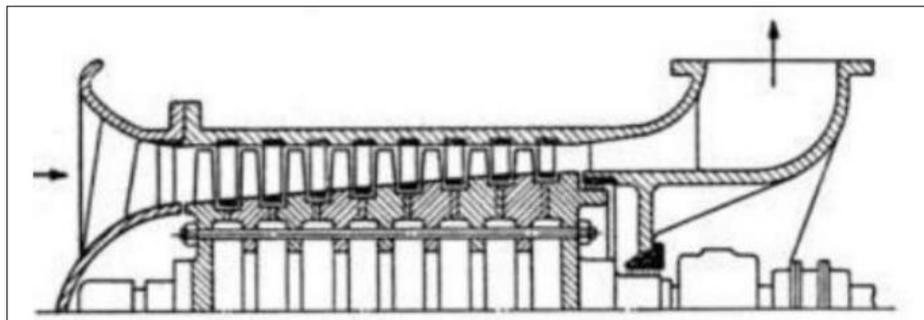


Figura 02: Compresor Axial

Fuente: Montaña (2006)

Este tipo de compresor consta de un rotor cilíndrico que gira dentro de una carcasa o estator. El medio de trabajo fluye a través del espacio rotor-estator a través de filas de álabes fijos y móviles. (Moreno, 2017)

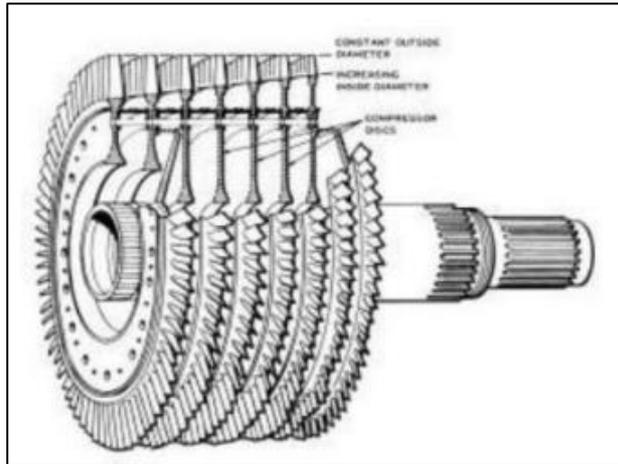


Figura 03: Rotor del Compresor Axial

Fuente: Montaño (2006)

- b. Cámara de Combustión: Existen distintos tipos de cámaras de combustión todas ellas siguen un diseño general similar, hablaremos del tipo tubular que gobierna la operación en la central termoeléctrica. Cuanto mayor sea la temperatura de combustión, más potencia puede producir la turbina. Por lo tanto, los diseños de combustores están diseñados para soportar temperaturas máximas superiores a 1000°C utilizando revestimientos cerámicos, y al mismo tiempo el calor generado no está diseñado para soportar temperaturas tan altas, evitando daños en otras partes de la turbina. (Guevara, 2015)

Entre las funciones se tiene que la cámara de combustión debe estabilizar la llama, que se intenta alterar por la corriente de gases a alta velocidad, y mantenerla estable en el proceso; otra función es mantener una temperatura constante en los gases de combustión; en el mismo proceso se debe obtener una alta eficiencia de combustión para reducir la creación de inquemados; estas funciones deben contemplar una mínima caída de presión entre el compresor axial y la turbina. (Velásquez, 2014)



Figura 04: Cámara de combustión tubular

Fuente: GE Power

- c. Turbina a gas: Son turbomáquinas, generalmente pertenecientes al grupo de las máquinas hidrotérmicas, cuyas aplicaciones van desde las de baja potencia (30 KW para microturbinas) hasta los 500 MW en los últimos desarrollos. Está diseñado para utilizar la velocidad de escape de los gases de combustión y convertir su energía cinética en energía mecánica rotacional. Entonces, todos sus pasos son pasos de reacción que necesitan producir suficiente energía para accionar el compresor y producir electricidad en el generador. (Guevara, 2015)

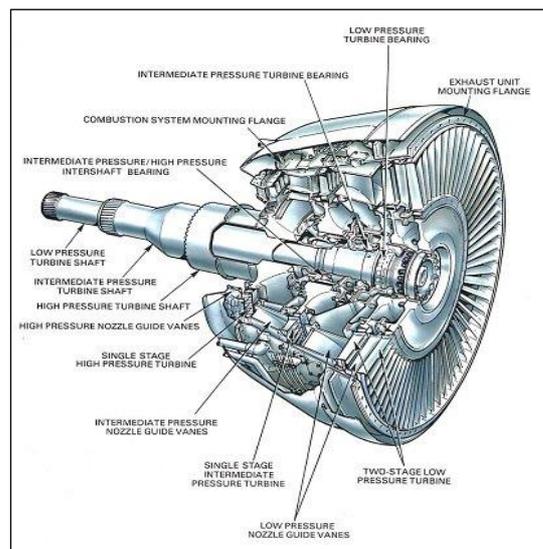


Figura 05: Turbina de gas

Fuente: Felix (2009)

Se pueden resaltar las ventajas de la turbina de gas mencionando que existe una buena relación de potencia, peso y tamaño de la misma; de la misma forma existe bajo costo y rápida instalación para su puesta de servicio; tolera también distintos tipos de combustibles. Señalando las desventajas más relevantes como la pérdida excesiva de calor que se expulsa hacia el ambiente por las elevadas temperaturas de los gases de la combustión a la salida (490 °C / 550 °C); otra desventaja es que la potencia obtenida por la turbina se comparte con el compresor axial, llegando hasta el 75% aproximadamente del total de la turbina. (Velásquez, 2014)

2.1.3 Principio de operación de la turbina de gas

- a. **Ciclo cerrado:** Permite el uso de más de un gas como fluido de trabajo y el uso de varios combustibles, el ciclo consta de cuatro procesos. (Morales, 2014)

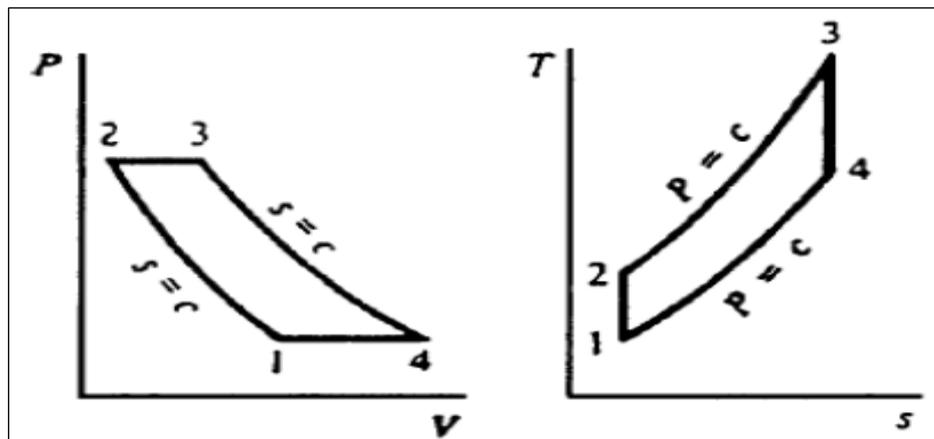


Figura 06: Diagrama P-V y T-S del ciclo Brayton cerrado

Fuente: Soares (2008)

A continuación:

- 1 a 2: Compresión del gas.
- 2 a 3: Ingreso de calor.
- 3 a 4: Expansión del gas.
- 4 a 1: Descarga de calor.

En condiciones ambientales, el aire se inyecta al compresor axial en el punto (1). El aire se comprime a la presión máxima del ciclo sin aportación de energía en forma de calor del ambiente, por lo que la temperatura del aire en el punto (2) aumenta debido a su compresión. El flujo másico de aire de admisión es siempre mayor que el requerido para la combustión, este exceso de aire obliga a sobredimensionar el compresor axial y así ser absorbido por la turbina en su secuencia. 3/4 partes. (Felix, 2009)

Después de que el aire es expulsado del compresor, pasa al combustor que se muestra en (2 a 3) donde se inyecta el combustible, lo que provoca la combustión y, por lo tanto, la entrada de calor. El trabajo de la combustión se lleva a cabo a presión constante y alcanza temperaturas muy altas, lo que significa que debe fluir aire de dilución hacia la cámara de combustión para bajar la temperatura de los gases, y debe fluir aire de enfriamiento para enfriar el material en los tubos de combustión. La llama está dentro. El flujo másico de gas creado será similar a la adición del flujo de aire que ingresa a la cámara de combustión y el flujo de combustible que ingresa a ella. Los gases de combustión se enfrían a una temperatura de unos 1200 °C y entran en la primera etapa de los álabes estacionarios o toberas de la turbina como se indica en la Figura 06, punto 3. El ciclo termina cuando los gases de combustión abandonan la turbina después de la expansión isoentrópica en la turbina y se agotan como se muestra en el punto 4. (Felix, 2009)

El proceso final (4-1) tiene un disipador o algún mecanismo que desprende calor al entorno sin transferir masa al exterior. (Morales, 2014)

- b. **Ciclo Abierto:** En este proceso se tiene como principal diferencia entre este ciclo y el anterior es la presencia de transferencia de masa. Como se ve en el diagrama siguiente, esto se debe a que la apertura de calor (proceso 4 a 1) es en realidad una liberación del escape de la turbina al medio ambiente. (Morales, 2014)

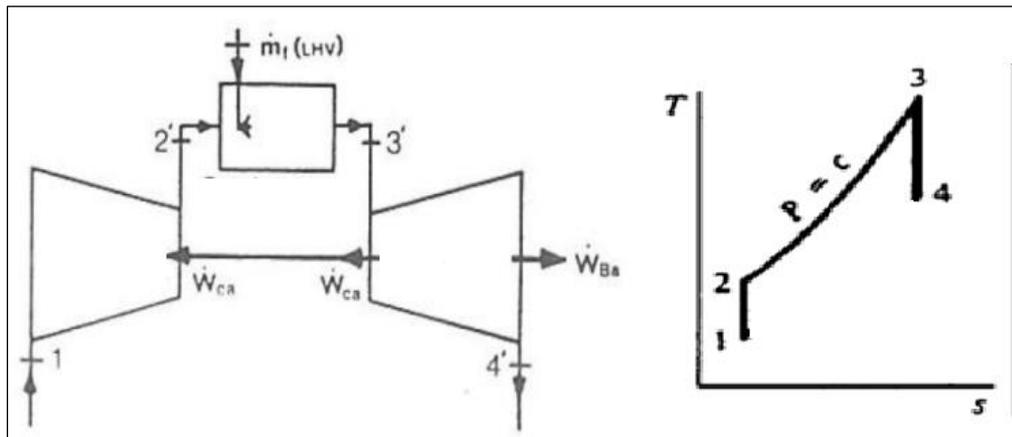


Figura 07: Ciclo simple abierto Brayton – diagrama T-s

Fuente: Soares (2008)

Secuencia de procesos del gas:

- 1 a 2: Compresión
- 2 a 3: Ingreso de calor
- 3 a 4': Expansión

Se absorbe aire del entorno y se direcciona al compresor para aumentar el nivel de presión. Luego de haber realizado el trabajo por el compresor, ingresa a la cámara de combustión donde se aumenta su temperatura para asegurar la combustión. El gas de alta temperatura y alta presión se expande luego en una turbina y finalmente se libera al medio ambiente. (Moran & Shapiro, 2004)

2.2 Balance energético del ciclo Joule Brayton

2.2.1 Ciclo Ideal:

De acuerdo al texto de Fundamentos de Termodinámica Técnica (Moran & Shapiro, 2004) para la transferencia de calor y trabajo se tienen las siguientes expresiones:

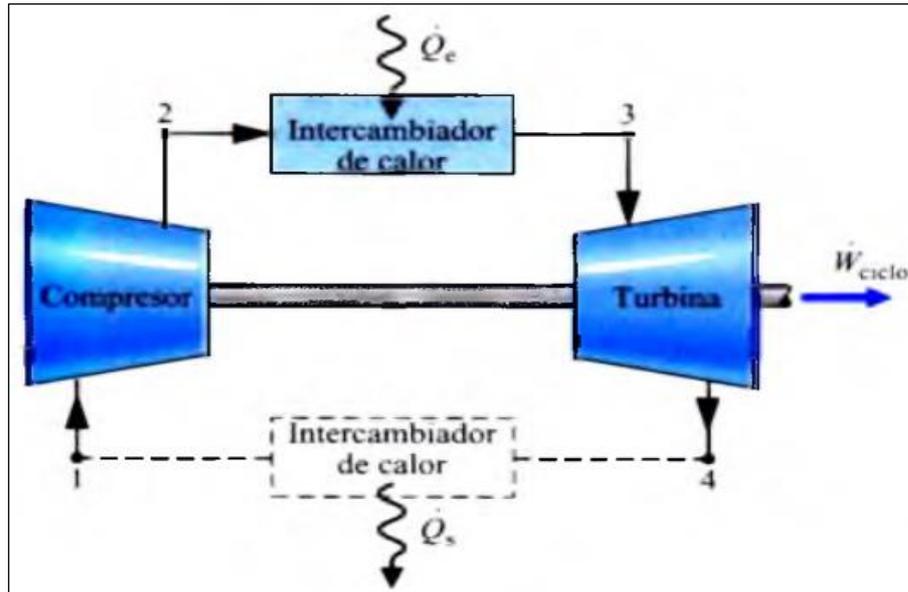


Figura 08: Procesos del Ciclo Brayton de aire - estándar

Fuente: Moran & Shapiro (2004)

- El trabajo en el compresor por unidad de masa es:

$$\frac{W_c}{\dot{m}} = h_2 - h_1 \dots \dots (2)$$

$$\frac{W_c}{\dot{m}} = C_{p_{aire}} (T_2 - T_1) \dots \dots (3)$$

Donde:

W_c = Esfuerzo ideal desarrollado por el compresor

\dot{m} = Flujo masico

h_1 = Entalpia a la entrada del compresor

h_2 = Entalpia a la salida del compresor

T_1 = Temperatura a la entrada del compresor

T_2 = Temperatura real a la salida del compresor

$C_{p_{aire}}$ = Calor especifico del aire

- Sabiendo que la turbina opera adiabáticamente y a su vez se sabe que se desprecia las variaciones de energías cinética y potencial, el esfuerzo desarrollado por unidad de masa es:

$$\frac{W_{netat}}{\dot{m}} = h_3 - h_4 \dots \dots (4)$$

$$\frac{W_{netat}}{\dot{m}} = Cp_{gas} (T_3 - T_4) \dots \dots (5)$$

Donde:

W_t = Trabajo ideal desarrollado por la turbina

h_3 = Entalpia ideal a la entrada de la turbina

h_4 = Entalpia ideal a la salida de la turbina

T_3 = Temperatura a la entrada de la turbina

T_4 = Temperatura real a la salida de la turbina

Cp_{gas} = Calor especifico de los gases de la combustión

- El Calor absorbido en el ciclo ideal de forma isobárica se demuestra de la siguiente manera:

$$\frac{Q_e}{\dot{m}} = h_3 - h_2 \dots \dots (6)$$

Donde:

Q_e = Trabajo ideal desarrollado por la cámara de combustión

h_2 = Entalpia ideal a la entrada de la cámara de combustión

h_3 = Entalpia ideal a la salida de la cámara de combustión

- El proceso de rechazo de calor por el ciclo ideal se demuestra de la siguiente manera:

$$\frac{Q_s}{\dot{m}} = h_4 - h_1 \dots \dots (7)$$

Donde:

Q_s = Trabajo ideal desarrollado por el intercambiador de calor

h_4 = Entalpia ideal a la entrada del intercambiador de calor

h_1 = Entalpia ideal a la salida del intercambiador de calor

- El rendimiento térmico del ciclo de la Fig. 08 es:

$$\eta = \frac{\frac{W_t}{\dot{m}} - \frac{W_c}{\dot{m}}}{\frac{Q_e}{\dot{m}}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \dots \dots \dots (8)$$

$$\eta = \frac{Q_e - Q_s}{Q_e} = 1 - \frac{Q_s}{Q_e} \dots \dots \dots (9)$$

Sabiendo de la fig. 06, el proceso 1-2 y 3-4 son isoentrópicos, por lo que se demuestra lo siguiente:

$$P_2 = P_3 \quad \& \quad P_4 = P_1 \dots \dots (10)$$

Entonces:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(ka-1)/ka} \dots \dots (11)$$

$$T_3 = T_4 \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{(kg-1)/kg} \dots \dots (12)$$

Donde k es la razón de calores específicos, $k = c_p/c_v$.

En efecto de la relación de presiones y temperatura, se tiene de la ecuación (9), la siguiente expresión:

$$\eta = 1 - \frac{(T_4 - T_1)}{(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{\frac{T_4 - 1}{T_1}}{\frac{T_3 - 1}{T_2}} \right) \dots \dots (13)$$

De las ecuaciones (11) y (12), se tiene que: $\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2}$, entonces la ecuación (13) se reduce en:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \dots \dots (14)$$

2.2.2 Ciclo Real:

El flujo de trabajo experimenta un aumento en la entropía específica de estos componentes. La irreversibilidad también da como resultado una caída de presión cuando el fluido de trabajo pasa a través del intercambiador de calor (o cámara de combustión en una turbina de gas de ciclo abierto). (Moran & Shapiro, 2004)

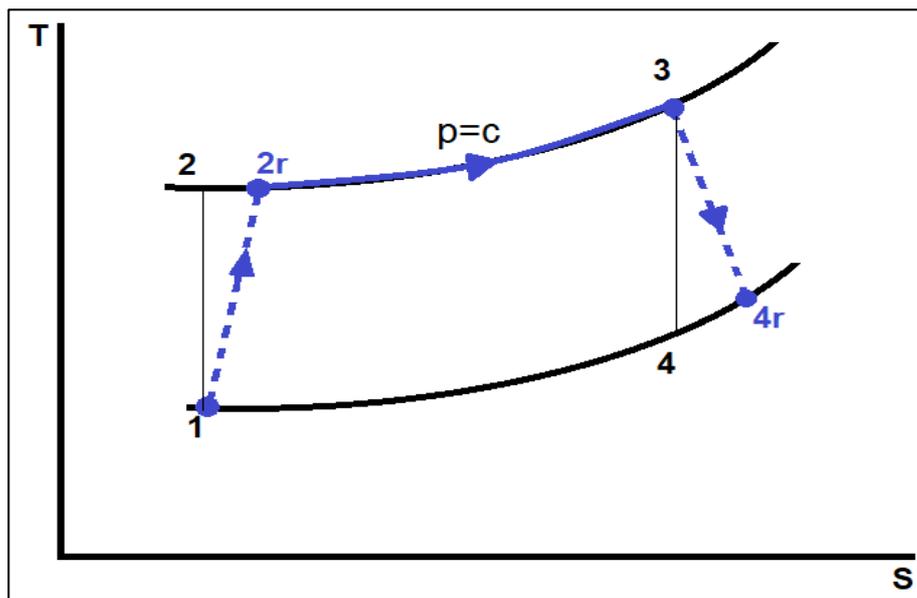


Figura 09: Efectos de irreversibilidades de un Ciclo Brayton

Fuente: Moran & Shapiro (2004)

Por lo tanto, se requieren turbinas y compresores de alta eficiencia para que la planta produzca una carga de trabajo significativa. Después de décadas de desarrollo, la eficiencia de las turbinas junto con la eficiencia del compresor en las centrales eléctricas de turbinas de gas puede alcanzar el 80-90%. (Moran & Shapiro, 2004)

De acuerdo a Moran & Shapiro, para la transferencia de energía se tienen las siguientes expresiones para simplificar el rendimiento de la turbina y el compresor, puntos referenciados de la fig. 09:

$$\eta_{turbina} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_4} = \frac{(T_3 - T_{4r})}{(T_3 - T_4)} \dots \dots (15)$$

$$\eta_{compresor} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2r} - h_1} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2r} - T_1} \dots \dots (16)$$

Donde el sub índice *r* representa el punto real con las irreversibilidades del ciclo Joule Brayton.

2.2.3 Parámetros para el balance energético

- a. Relación estequiométrica aire/combustible: Se define la relación estequiométrica como una proporción entre el flujo másico de aire y el combustible necesario para su combustión completo. La relación estequiométrica está comprendida entre 14 y 15, típicamente ideal 14,7. (Nevot Cercos, 1999)

$$Re(a/c) = \frac{\text{masa aire}}{\text{masa de combustible}} = 14.7 \dots \dots (16)$$

- b. Exceso de aire (Ea): Para turbinas de gas, una combustión completa se requiere un exceso elevado de aire, ya que es imposible obtenerla este exceso de aire será el indicado para poder cubrir el rango de inyección de aire en la cámara de combustión en sus 3 etapas (aire primario, aire secundario y aire terciario) y conseguir una óptima combustión. (Borrás, 1982)

$$30 \% < Ea < \text{Condiciones operativos} \dots \dots (17)$$

Se habla de condiciones operativos a lo permitido por el sistema y sus componentes técnicos operacionales para una buena optimización. (Borrás, 1982)

- c. Relación aire/combustible real: Es la relación de aire-combustible con la que opera el sistema energético para poder completar la combustión y obtener mayor energía calorífica. Con el parámetro de la ecuación (16) y (17) se tiene:

$$Re(a/c)_{real} = Re(a/c) * (1+Ea/100) \dots \dots (18)$$

De acuerdo a la tesis Turbina de Gas (Luengo, 1987), se tiene la siguiente condición:

$$60/1 < Re(a/c)_{real} < \text{Condiciones operativos} \dots \dots (19)$$

- d. Limite metalúrgico: Se representa como la relación de temperaturas en la cámara de combustión. Hay un límite alrededor de 1700 °K impuesto por razones metalúrgicas, para la temperatura de entrada en la turbina. (Moran & Shapiro, 2004)

$$\theta = \frac{T_3}{T_2} \dots \dots (20)$$

2.3 Modificaciones del Ciclo Joule Brayton

Para modificar el ciclo Brayton existen las siguientes variaciones tecnológicas:

- 2.3.1 Ciclo regenerativo: Funcionan de tal manera que el calor de los gases de escape suele ser mucho más alta que el calor del aire entrante. Parte de la energía térmica de los gases de escape puede transferirse al aire entrante, lo que reduce la cantidad de calor que debe suministrarse. Esto puede resultar en ahorros significativos de combustible. (Rolle, 2006)

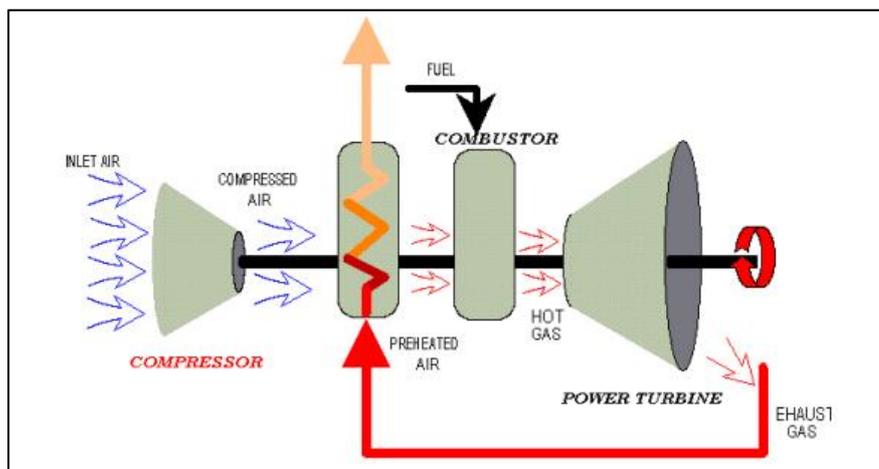


Figura 10: Turbina a gas con regenerador

Fuente: Sánchez (2012)

Así mismo, es posible mejorar el ciclo, es decir, obtener más potencia utilizando la misma proporción de combustible, usando parte del calor expuesto que lleva el flujo de gases de salida de la turbina para precalentar el aire a la salida del compresor antes de que entre a la cámara de combustión que permite que menos combustible alcance la misma temperatura que la admisión de la máquina de manera más rentable. (Felix, 2009)

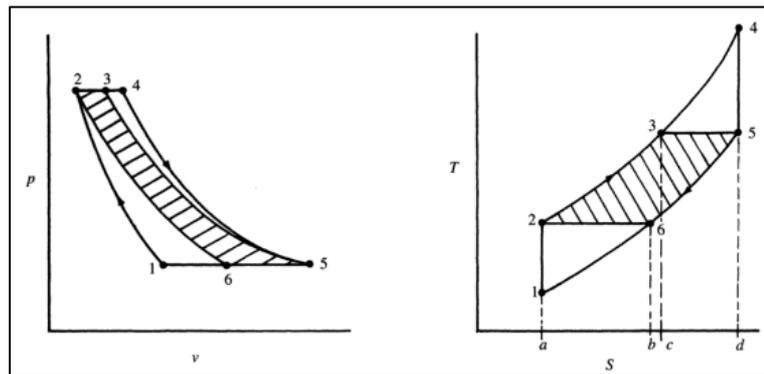


Figura 11: Diagrama de propiedades para el ciclo Regenerativo

Fuente: Rolle (2006)

Esto se puede modificar con algo de operaciones algebraicas, para obtener:

$$n_t = \left(1 - \left(\frac{T_1}{T_4} \right) (r_p)^{\frac{(k-1)}{k}} \right) \times 100 \dots \dots (21)$$

Donde:

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_4}{p_5} \dots \dots (22)$$

Regeneradores: En estos regeneradores, los gases de salida ingresan por el interior de los tubos para precalentar por el exterior donde circula el flujo de aire. La elevación de temperatura del aire será mayor que la disminución de temperatura en los gases. Se puede presentar unos inconvenientes al emplearse esta tecnología, que podría ser la dificultad de la limpieza de esta por su gran superficie de intercambio de calor. (Felix, 2009)

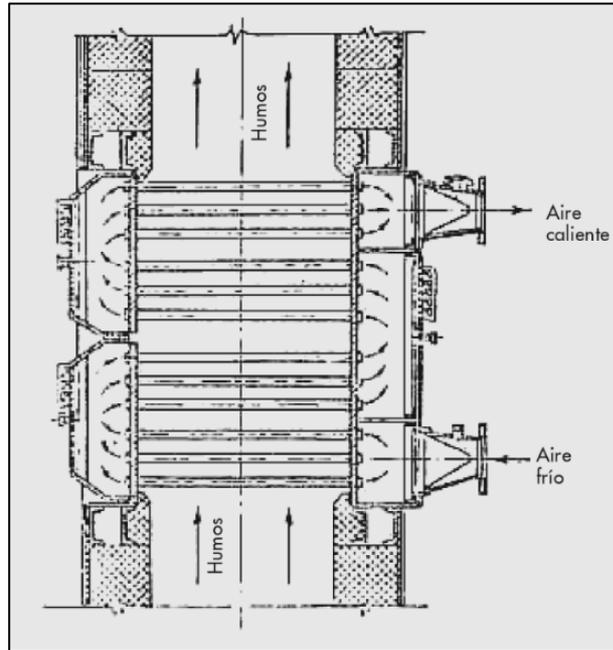


Figura 12: Recuperador de calor tubular

Fuente: Castells (2012)

2.3.2 Ciclo con Inter-enfriamiento: También es posible aumentar el rendimiento de la planta, es decir, obtenga más potencia trabajando con la misma cantidad de flujo de combustible, usando parte del calor perdido que transporta los gases de escape de la turbina, precaliente el aire al final del compresor antes de que entre al combustor, donde se permite que menos combustible alcance una similitud de temperatura que la admisión de la máquina de manera más rentable. (Sánchez, 2012)

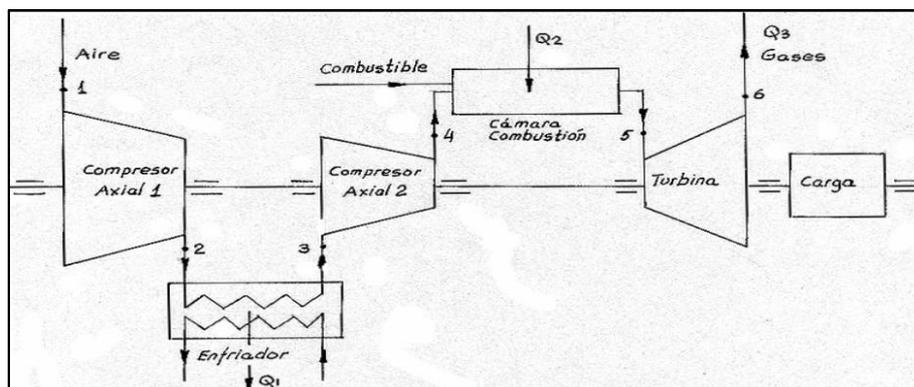


Figura 13: Turbina de Gas con Inter-enfriamiento

Fuente: Felix (2009)

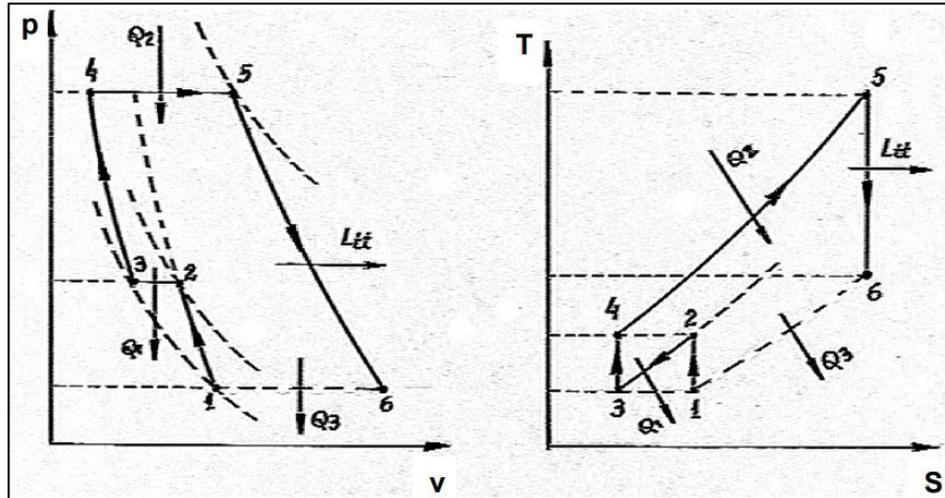


Figura 14: Diagrama teórica de Turbina de Gas con Inter-enfriamiento

Fuente: Felix (2009)

La totalidad del flujo de aire se comprime en dos procesos mediante dos compresores axiales: un compresor de menor presión (C1) y un compresor de mayor presión (C2). El aire expuesto que sale (C1) a la presión P_2 y la temperatura T_2 disminuye en el enfriador a la temperatura $T_3 = T_1$, mientras que se extrae calor de Q_1 . La compresión tiene lugar entonces en un segundo compresor axial de alta velocidad (3-4). de presión (C2) a la presión P_4 , que requiere menos trabajo de compresión que la compresión a la presión P_4 sin intercooler. (Felix, 2009)

2.3.3 Ciclo con recalentamiento intermedio: El trabajo permite incrementar la potencia, realizando el trabajo de expansión en la turbina con varias etapas con el proceso de un recalentamiento intermedio en cada proceso, hasta poder llegar al límite de temperatura inicial. Teóricamente se puede emplear un número continuo de etapas de recalentamiento, lo que llevaría, en el límite, a una expansión isotérmica. (Felix, 2009)

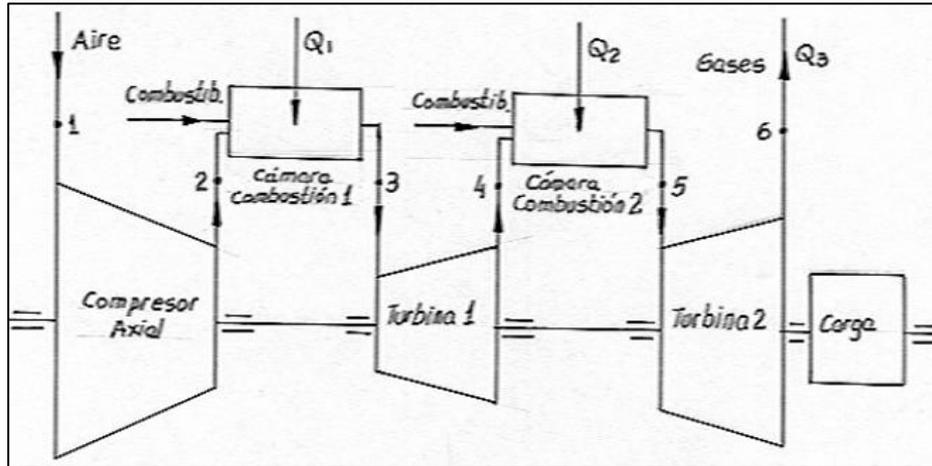


Figura 15: Ciclo Brayton con recalentamiento intermedio

Fuente: Nuñez & Perea (2014)

De igual forma, el esfuerzo de una turbina que trabaja entre dos niveles de presión mejora al exponer el gas en proceso de varias etapas y recalentarlo ente ellas. Este trabajo se realiza sin elevar al punto máximo en la temperatura del ciclo. Cuando se aumenta la cantidad de etapas, el trabajo esfuerzo se vuelve isotérmico. (Sánchez, 2012)

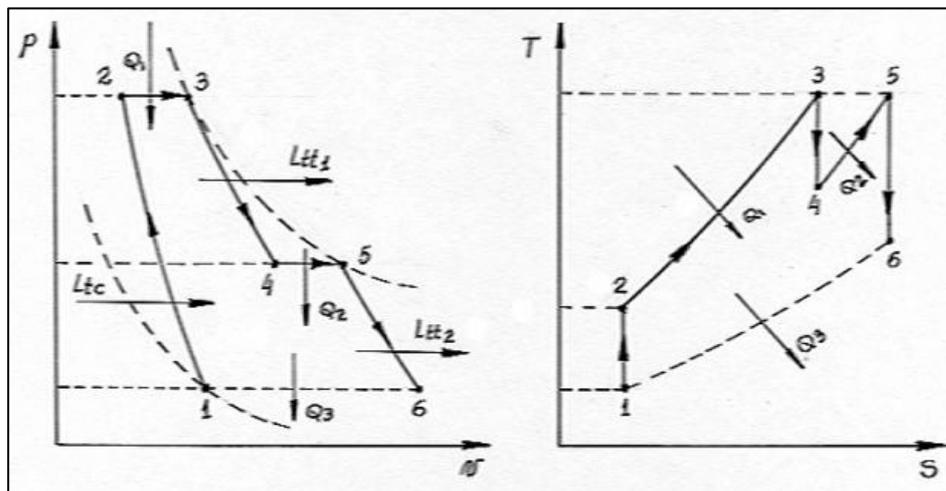


Figura 16: Diagrama ideal del Ciclo Brayton con recalentamiento intermedio

Fuente: Nuñez & Perea (2014)

2.3.4 Ciclo combinado: Es un sistema que comprende más de dos ciclos de potencia, cada uno usando un fluido de trabajo diferente. El ciclo Brayton y el ciclo Rankine son dos ciclos que se complementan para realizar un trabajo más eficiente. El ciclo Brayton realiza el trabajo con altas temperaturas y desecha calor, siendo fuente de energía para el ciclo Rankine. (Gordillo, 2019)

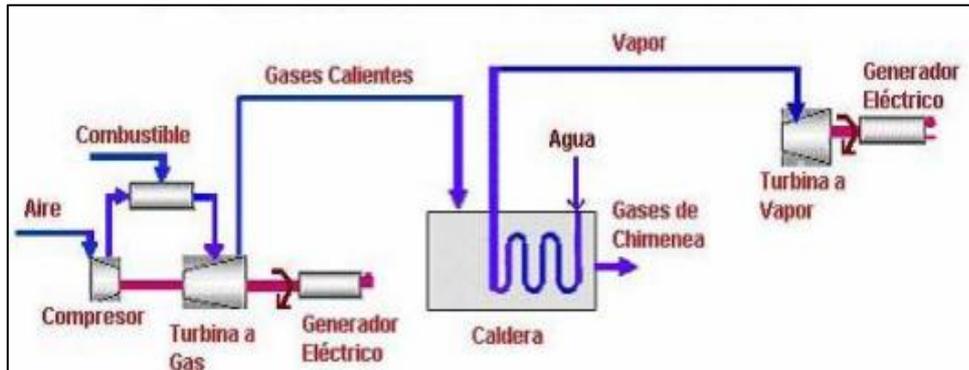


Figura 17: Turbina de gas acoplada a ciclo combinado

Fuente: Guevara (2015)

En los ciclos combinados, se conoce por la compatibilidad entre el resultado que se obtiene en el trabajo y se refleja en la alta eficiencia térmica porque los dos ciclos son termodinámicamente complementarios. Los dos fluidos de trabajo son aire y agua, siendo flujos de gran amplio alcance y no son tóxicos. (Gordillo, 2019)

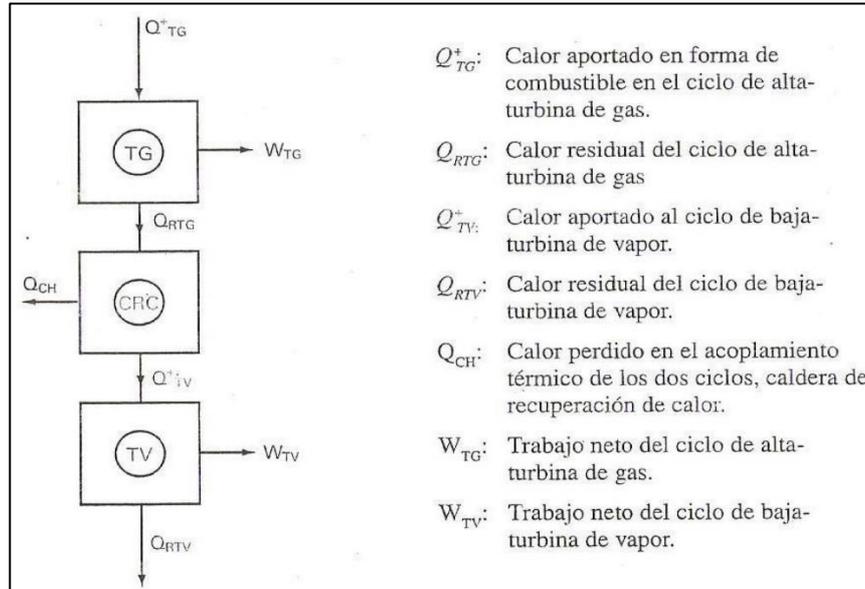


Figura 18: Esquema térmico básico y de flujo de Ciclo Combinado

Fuente: Gordillo (2019)

Esto se puede modificar con algo de operaciones algebraicas, para obtener la eficiencia del ciclo combinado:

$$n_{COMB} = n_{TG} + n_{TV} * n_{CR} \left(\frac{Q_{TG} - W_{TG}}{Q_{TG}} \right) = n_{TG} + n_{TV} * n_{CR} (1 - n_{TG}) \dots \dots (23)$$

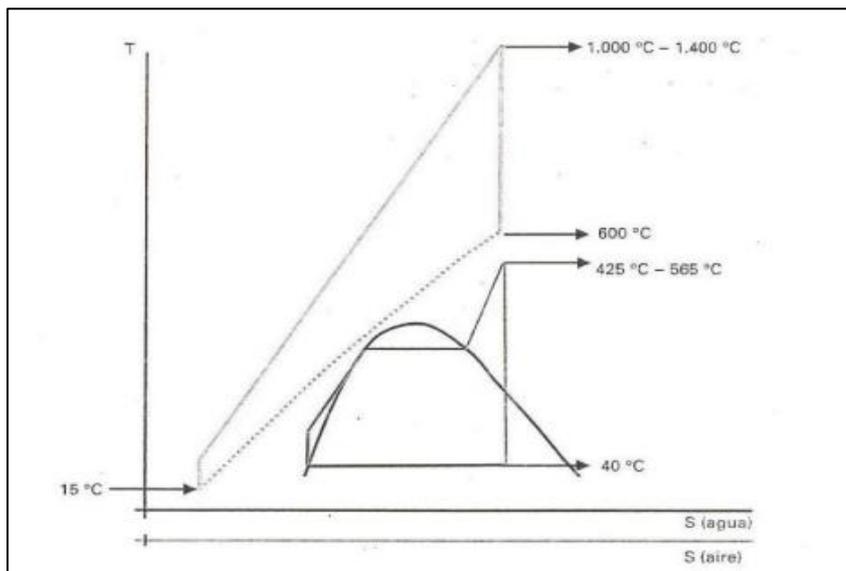


Figura 19: Diagrama T-S de la evolución de los fluidos empleados en el ciclo combinado gas-vapor.

Fuente: Gordillo (2019)

2.4 Ciclos con inyección de agua

El propósito original de la turbina de gas con inyección de agua (ciclo Brayton) era aumentar la potencia aumentando el flujo másico a través de la turbina sin cambiar la potencia consumida por el compresor. Las turbinas de gas (Ciclo Brayton) son la principal fuente de generación de electricidad en los países que cuentan con normas ambientales para el control de las emisiones de NO y NO₂, conocidas como NO_x. Esta normativa establece una emisión máxima de NO_x de 25 ppm₃ (partes por millón) para los combustibles líquidos y de 10 ppm para el gas natural. (Tibaquirá & Burbano, 2003)

2.4.1. Inyección de agua en la cámara de combustión: La inyección de agua en la cámara de combustión se utiliza para reducir las emisiones de NO_x, bajar la temperatura pico de la combustión principal y, por tanto, reducir la tendencia a separarse del nitrógeno atmosférico. Sus efectos incluyen mayor potencia, pero a menudo también mayores emisiones de monóxido de carbono (CO) debido a las bajas temperaturas. La gran cantidad de agua y las instalaciones de tratamiento asociadas es un inconveniente importante, el agua debe limpiarse y bombearse a través de tuberías y colectores múltiples hasta el punto de inyección. Para un valor fijo de la temperatura de entrada de la turbina, en una cámara de combustión con un diseño subóptimo, las emisiones de NO_x pueden reducirse en un 85 %, pero el CO aumenta en un factor de tres. Para que exista una relación agua-combustible de 1:1 los efectos que se produce son del 10-20% de aumento en potencia y 6-8% de mejora en la abosrción específico de combustible. (Castillo, 2003)

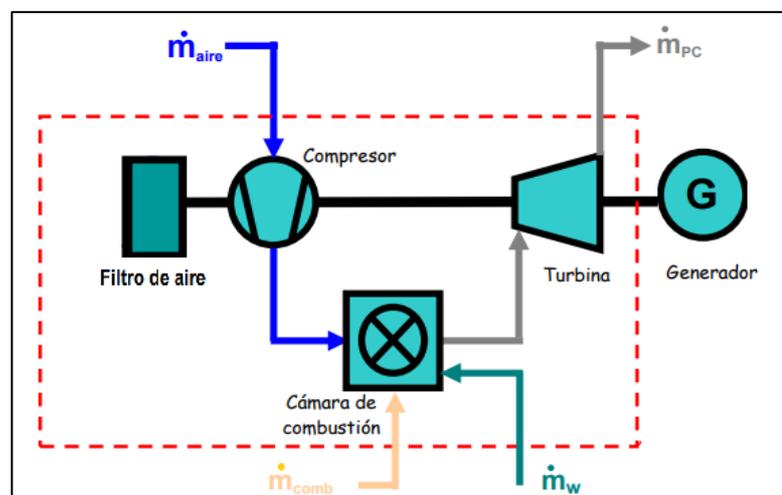


Figura 20: Inyección de agua en la camara de combustión

Fuente: Castillo (2003)

2.4.2. Inyección de agua en la entrada del compresor: Los motores industriales que funcionan a altas temperaturas en condiciones secas suelen utilizar enfriadores evaporativos después de la entrada de aire. En este enfriador el agua cae en forma de cortina mientras el aire fluye a través de ella. El motor experimenta un enfriamiento, como el de un día húmedo, y por lo tanto puede alcanzar mayor potencia con bajas temperaturas de operación. El consumo de agua es bajo, únicamente se trabaja la cantidad correcta para su inmediata evaporación. Como es de suponer este equipo es impráctico para aplicaciones en turborreactores. (Castillo, 2003)

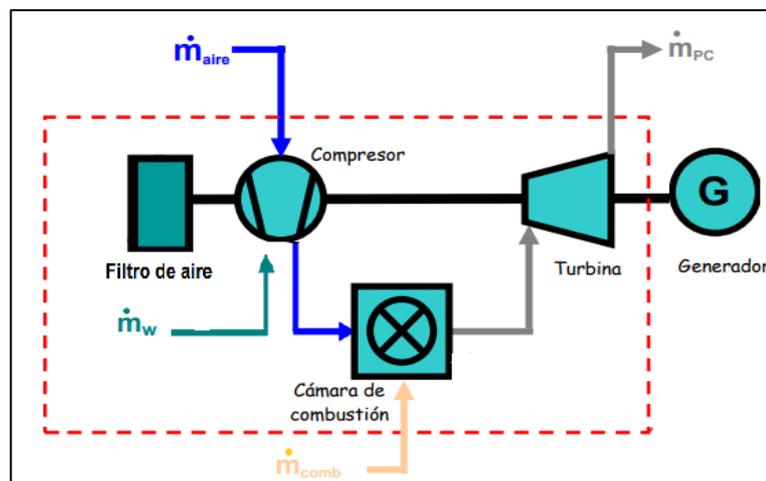


Figura 21: Inyección de agua en la entrada del compresor

Fuente: Castillo (2003)

2.4.3. Inyección de agua en trábina de gas de doble eje: Se añade agua desmineralizada a las cámaras de combustión para reducir las emisiones de NOx al menos a 25 ppm (entre 25 y 42 ppm según el valor de referencia). Esta es una forma simple y comprobada de reducir estas emisiones. La cantidad de agua añadida satura el aire en la salida del compresor, aumentando así la potencia de la turbina sin aumentar la potencia del compresor. Las turbinas de gas de inyección de agua también se conocen como ciclos de recuperación por evaporación. (Tibaquirá & Burbano, 2003)

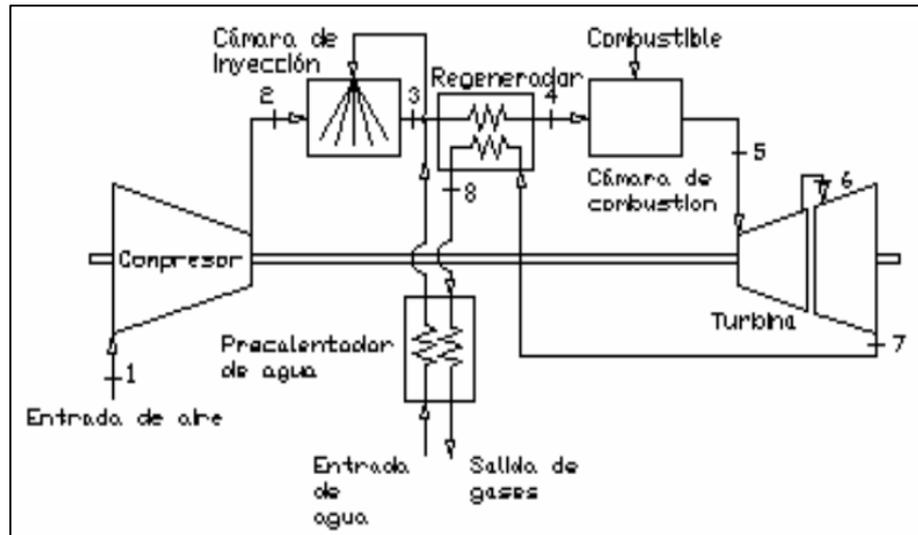


Figura 22: Turbina de gas de doble eje con inyección de agua

Fuente: Tibaquirá & Burbano (2003)

De acuerdo al texto de Fundamentos de Termodinámica Técnica (Moran & Shapiro, 2004) el balance de masa y energía en los componentes extras para el sistema de inyección de agua en una Turbina de gas de doble eje:

- a. En precalentador de agua: tenemos en el intercambiador de calor el trabajo de ambos fluidos que son el agua y los gases de la combustión.

$$\dot{m}_w * C_{pw}(T_{ws} - T_{we}) = \dot{m}_g * C_{pg}(T_{ge} - T_{gs}) \dots \dots (24)$$

Donde:

\dot{m}_w & \dot{m}_g : flujo masico del agua y de los gases respectivamente

C_{pw} & C_{pg} : Calor especifico del agua y de los gases respectivamente

T_{ws} & T_{we} : Temperatura del agua a la salida (s) y entrada (e)

T_{ge} & T_{gs} : Temperatura de gases a la salida (s) y entrada (e)

- b. En la cámara de inyección: cumple el trabajo de una cámara de mezcla donde ambos flujos de trabajo son el aire comprimido y el agua precalentada.

$$\dot{m}_w * C_{pw}(T_{we}) + \dot{m}_a * C_{pa}(T_{ae}) = \dot{m}_m * C_{pm}(T_{ms}) \dots \dots (25)$$

Donde:

\dot{m}_a & \dot{m}_m : flujo masico del aire y de la mezcla respectivamente

C_{pa} & C_{pm} : Calor especifico del aire y de la mezcla respectivamente

T_{ae} & T_{ms} : Temperatura del aire a la entrada (e) y de la mezcla a la salida (s)

- c. En el regenerador: en este intercambiador de calor se utiliza como fluido la mezcla proveniente de la cámara de inyección y es calentado por el flujo de gases que proviene directamente de la turbina de gas para aumentar su temperatura hasta T2 (temperatura a la salida del compresor).

$$\dot{m}_m * C_{pm}(T_{ms} - T_{me}) = \dot{m}_g * C_{pg}(T_{ge} - T_{gs}) \dots \dots (26)$$

2.4.4. Inyección de agua en forma de vapor: La inyección de agua en forma de vapor se suele utilizar en motores (turbogeneradores) para reducir las emisiones de NOx y conseguir así un aumento de potencia. El consumo específico de combustible también mejora, ya que se genera vapor a través de un generador de grupo de recuperación de calor (HRSG) utilizando el flujo de calor de la turbina. El efecto refrigerante del vapor en la cámara de combustión es reducido y más suave que cuando se inyecta agua líquida, por lo que el aumento de las emisiones de CO o el ruido de la combustión se reducirá considerablemente. (Castillo, 2003)

La inyección de vapor en la turbina reduce el consumo específico de combustible a la mitad aproximadamente y aumenta la potencia en 1/5 respecto a los valores obtenidos inyectando vapor en la cámara de combustión. Actualmente, los sistemas que involucran inyección de vapor tienen diferentes nombres según el propietario, como STIG (Turbina de gas de inyección de vapor) o Ciclo de programa. Del mismo modo, se puede utilizar fuego adicional para aumentar la producción de vapor utilizando calderas con su propio sistema de combustión. (Castillo, 2003)

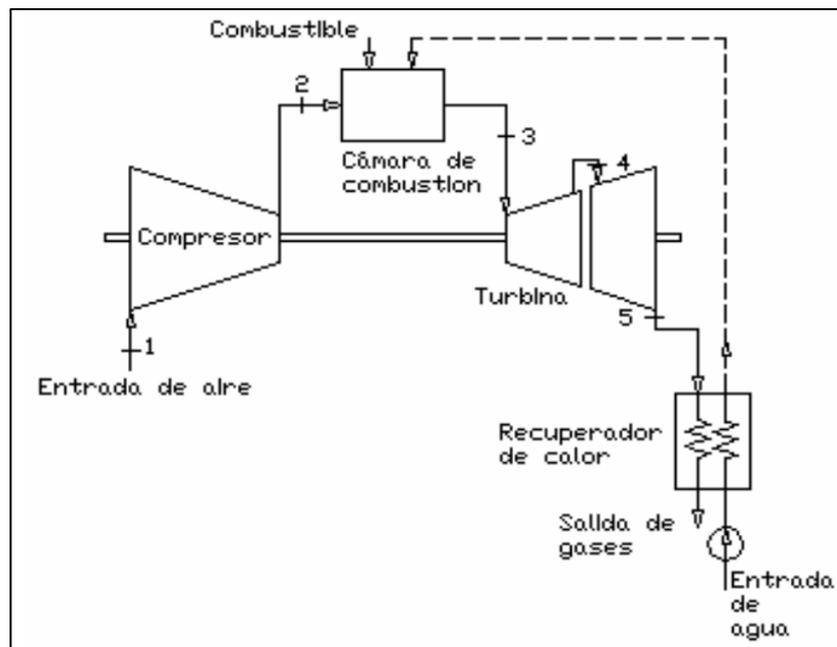


Figura 23: Turbina de gas con inyección de vapor

Fuente: Tibaquirá & Burbano (2003)

La inyección de vapor de agua se realiza en la parte secundaria de la cámara de combustión, el vapor de agua se produce en una caldera de recuperación de calor; ésta utiliza como fuente de energía a los gases de escape de la turbina de gas, en la Figura 3.1 se muestra el esquema de este sistema, como se puede observar, los gases de combustión suministran la energía térmica a la caldera de recuperación de calor, una fracción del vapor producido es inyectado en la cámara de combustión y el resto se utiliza en algún otro proceso. (Morales, 2005)

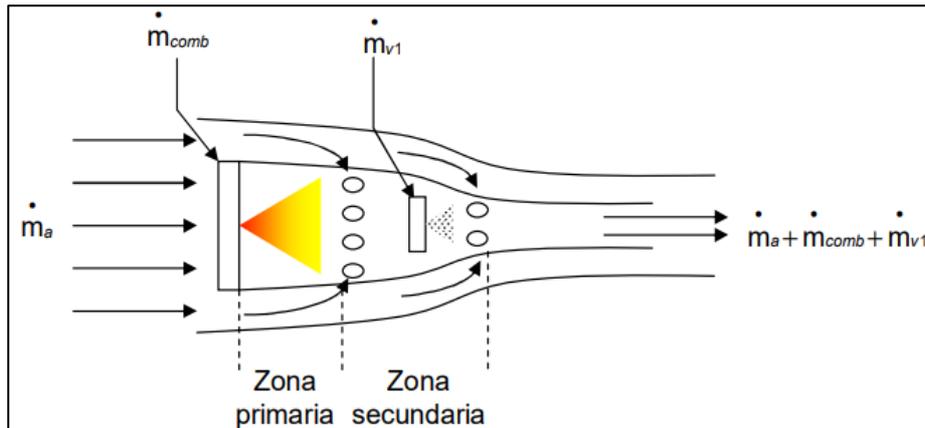


Figura 24: Zonas de cámara de combustión

Fuente: Morales (2005)

2.5 Indicadores energéticos

2.5.1 Potencia Efectiva

Es una potencia que puede trabajar una planta de energía en los bornes del generador eléctrico. El COES realiza los estudios de Potencia Efectiva la cual se manifiesta ante Osinergmin.

$$Pot. Efect. = Pot. Turbina * \eta\%_{generador} \dots \dots (27)$$

2.5.2 Rendimiento Específico o Hate Rate (HR):

Es un indicador de eficiencia trabajado en una planta termoeléctrica, trabaja comparando el combustible consumido para producir potencia efectiva a plena carga. (Guevara, 2019)

$$Heat Rate (HR) = \frac{\dot{m}_{comb.}}{Pot. efectiva} \dots \dots (28)$$

2.5.3 Eficiencia térmica:

Este indicador energético expresa en porcentaje la inversa del HEAT RATE.

$$Rendimiento de planta = \frac{1}{HR} = \frac{Pot. efectiva}{\dot{m}_{comb.}} \% \dots \dots (29)$$

2.5.4 Costo variable combustible (CVC):

Los costos variables de generación tienen relación directa con la producción de energía. En el caso de las centrales térmicas convencionales (carbón, gas natural o diésel) el costo variable combustible está directamente asociado al costo del insumo principal utilizado para la producción de energía, expresado en U\$\$/MWh. (CNE, 2017)

$$CVC = HR * Precio\ del\ combustible \dots \dots (30)$$

Tabla 01 Precio de Combustible para Centrales de Reserva Fría

Central de Reserva Fría	Combustible	Precio (USD/Ton)
Reserva Fría Talara	Gas Natural	1.8599
Reserva Fría Puerto Eten	Diesel B5	1307.43
Reserva Fría Ilo	Diesel B5	1368.09
Reserva Fría Pucallpa	Diesel B5	1210.26
Reserva Fría Puerto Maldonado	Diesel B5	1136.99

Fuente: Osinergmin (2022)

2.5.5 Indicador energético-ambiental:

Este indicador muestra la emisión de CO_2 consumido del combustible por producción de energía eléctrica en la central termoeléctrica.

$$IDE\ ambiental = \frac{Emisiones\ de\ CO_2\ atm\ por\ consumo\ de\ BD5}{Producción\ de\ MWh} \dots \dots (31)$$

2.6 Procedimiento de liquidación y Determinación del Cargo CUCSS

Corresponde realizar una liquidación de cargo “Compensación Adicional por Seguridad de Suministro” (CUCSS), con la finalidad de garantizar que efectivamente lo recaudado corresponda con lo contratado. En este sentido, el contrato de estas centrales de reserva de frío con el Estado peruano define una fórmula de corrección que se aplicará al precio de la energía eléctrica suministrada, donde el valor base se determinará de acuerdo a la fecha de puesta en servicio comercial. (POC); de igual manera para la potencia efectiva contratada (MW). (Osinergmin, 2022)

$$\text{Liquidación} = \text{Pot. Efectiva} * \text{CUCSS} \dots \dots (32)$$

III. Materiales y métodos

3.1 Materiales

3.1.1 Turbina de gas de la Central Termoeléctrica Planta Éten.

La Central Termoeléctrica Plante Éten, es una central de reserva fría según su disponibilidad, lista para ingresar en servicio a solicitud del coordinador del sistema cuando exista algún déficit de oferta o exceso de demanda.

La unidad principal de trabajo de la central es la turbina de gas, donde se produce la máxima potencia efectiva que se aprovecha en el generador de energía eléctrica. A continuación, se presenta las características principales de la turbina de gas:

Tabla 02 Características técnicas de la turbina de gas.

Características técnicas de la turbina de gas	
Fabricante	General Electric
Tipo	Heavy Duty
Modelo	7FA.05
Combustible	Diesel B5
Año de fabricación	2013
Potencia nominal	218.593 MW
Velocidad de rotación	3 600 RPM

Fuente: GE Power



Figura 25: Turbina de Gas 7FA.05

Fuente: GE Power

En la siguiente tabla se presenta el rendimiento e indicadores de consumo por parte de la turbina de gas, los datos se registraron en el ensayo basados en el procedimiento PR-17 del COES-SINAC.

Tabla 03 Resultados de rendimientos e indicadores de consumo a distintas cargas.

Parámetro	Unidad	Valores promedio				
		100%	80%	62%	44%	25%
Porcentaje de carga	%	100%	80%	62%	44%	25%
Potencia	kW	215 934.98	175 706.29	136 901.85	98 576.26	54 877.04
Consumo de combustible	m ³ /h	60.77	50.19	42.75	34.49	23.25
Rendimiento	kWh/m ³	3553.22	3501.07	3202.34	2 858.06	2 360.01
Consumo específico de combustible	m ³ /kWh	0.00028	0.00029	0.00031	0.00035	0.00042
Consumo específico de calor - LHV	KJ/kWh	10 256.82	10 388.87	11 325.18	12 689.40	15 367.32
Eficiencia térmica – LHV	%	35.17	34.75	31.79	28.37	23.43

Fuente: Elaboración propia

3.1.2 Combustible Diesel B5

El combustible como flujo de trabajo en la turbina de gas es el Diésel B5 es un combustible constituido por una mezcla de Diésel N°2 (95 %) y de Biodiesel (B100) (5 %), con contenido de azufre máximo de 50 ppm. (Seace, 2017)

Se tiene como características técnicas a este combustible:

- Su elevado índice de cetano asegura una excelente calidad de ignición, arranque rápido y menor ruido del motor.
- Su menor contenido de azufre asegura una protección efectiva contra el desgaste.
- Excelente lubricidad y reducción de emisiones contaminantes (al incrementarse el porcentaje de biodiésel de 2% a 5%).
- Elevado poder calorífico que garantiza una eficiente combustión.
- Contiene un paquete de aditivos de última generación que le otorga la capacidad de proteger la bomba de inyección del combustible, proteger de la corrosión, mejorar el rendimiento y prologar la vida útil del motor

A continuación, se presenta los parámetros de trabajo del combustible:

Tabla 04 Condiciones generales del combustible BD5

Condiciones de trabajo del combustible BD5		
PCI del Diesel B5	42.675	MJ/kg
Flujo masico	14.4	Kg/s
Densidad del combustible a 60 °F	849.8	kg/m ³
Densidad del combustible a 15 °C	851.2	kg/m ³

Fuente: Elaboración propia

3.1.3 Aire

El aire es otro flujo de trabajo que es aspirado del medio ambiente por el compresor para aumentar su presión y temperatura antes de ingresar a la cámara de combustión y completar la combustión.

Este flujo de aire presenta las siguientes condiciones de trabajo al ingresar al compresor:

Tabla 05 Condiciones de trabajo del aire

Condiciones de trabajo del aire al ingreso del compresor		
Temperatura	24.65	°C
Humedad relativa	81.70	%
Presión	1.007	bar
Flujo masico	958.91	Kg/s
Coefficiente politrópico (ka)	1.4	
Exceso de aire	353	%
Calor específico (Cp) (<i>Anexo1: Tabla A2</i>)	1.004	KJ/Kg°C

Fuente: Elaboración propia

3.1.4 Agua

El sector industrial utiliza cerca del 20% del agua extraída a nivel mundial, incluyendo el agua destinada a la generación de energía hidráulica y nuclear, energía termoeléctrica y procesos industriales. La inyección de agua en la cámara de combustión será desmineralizada, El agua desmineralizada y/o destilada es aquella que se le quitan los minerales o las sales. Se utiliza cuando se requiere agua con bajo contenido en sal o baja conductividad. En la siguiente tabla se muestra los datos operativos del agua el desarrollo del modelo matemático de la investigación:

Tabla 06 Parámetros operativos del agua

Condiciones de trabajo del agua		
Temperatura	20	°C
Presión	10.07	bar
Temperatura (Lq Saturado) (<i>Anexo2: Fig. A1</i>)	180.187	°C
Calor específico (Cp) (<i>Anexo1: Tabla A1</i>)	4.18	KJ/Kg°C

Fuente: Elaboración propia

3.2 Métodos.

3.2.1 La presente investigación es del tipo pre -experimental, siendo de naturaleza descriptiva.

3.2.2 El diseño pre- experimental es requerida para establecer una relación entre la causa y el efecto de un fenómeno, donde se observa el efecto causado por la variable independiente sobre la variable dependiente.



O1: Rendimiento específico sin la inyección de agua en la cámara de combustión.

O2: Rendimiento específico con la inyección de agua en la cámara de combustión.

X: Inyección de agua en la cámara de combustión.

G.E: Turbina de gas.

3.3 Metodología de cálculo:

Para obtener los resultados se presenta a continuación el balance de energía y masa para el sistema sin y con inyección de agua:

3.3.1 Balance de energía en condiciones actuales.

El balance de energía del sistema sin la inyección de agua seguirá el siguiente trabajo:

- Cálculo de temperatura a la salida del compresor, cámara de combustión y de la turbina (ideal y real).
- Cuantificar flujos de trabajo y presiones en el proceso de compresión y expansión.
- Determinación de potencias en el compresor, turbina y generador.
- Se halla los indicadores energéticos (rendimiento específico y eficiencia térmica).

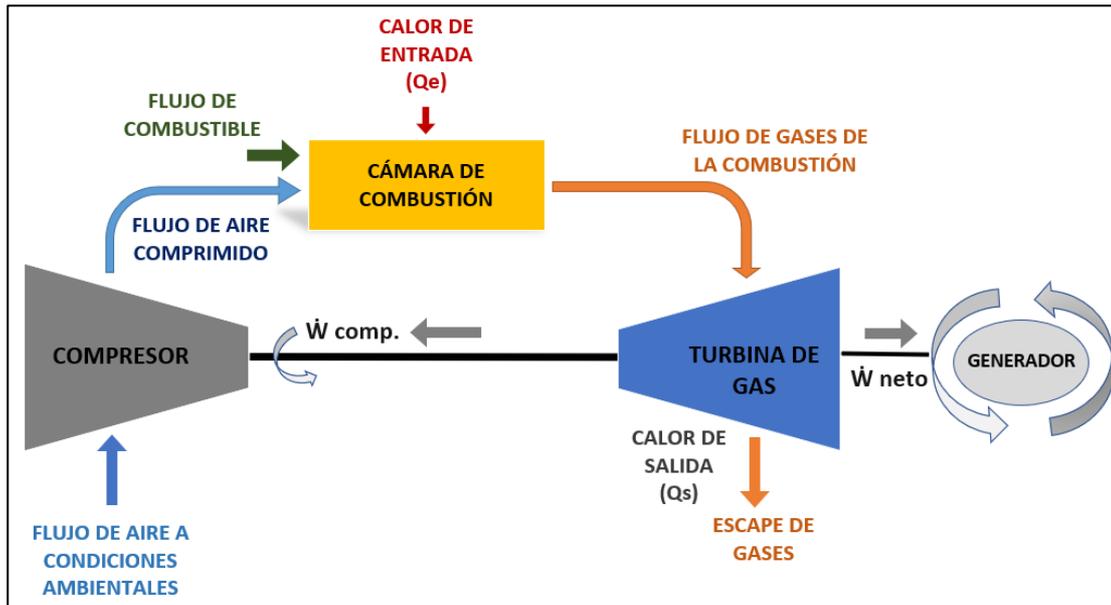


Figura 26: Esquema para el balance de energía y masa de flujos trabajo

Fuente: Elaboración propia

3.3.2 Balance de energía con inyección de agua.

El balance de energía inyectando agua a la cámara de combustión de la Central Termoeléctrica Éten seguirá el siguiente desarrollo:

Se inyectará agua a la cámara de combustión después de precalentarla con una fracción de gases que procedente del regenerador y elevar su presión a la misma presión del aire comprimido. La cámara de inyección recibe el flujo de agua precalentada y el flujo de aire comprimido con presiones igualadas realizando la mezcla, a continuación, la mezcla se inyecta al regenerador en un proceso isobárico, pero con menor valor de su temperatura debido al ΔT entre ambas sustancias.

Se realiza la inyección al regenerador una fracción de los gases de escape de la turbina con la finalidad de elevar la temperatura de la mezcla (aire-agua) proveniente de la cámara de inyección; esta temperatura de la mezcla al salir del regenerador está limitada por el valor de la temperatura del aire comprimido real (T_{2r}). La cámara de combustión recibe la mezcla (aire-agua) para completar la ignición y lograr una combustión más eficiente que pueda realizar mayor trabajo en la turbina aumentando la potencia efectiva.

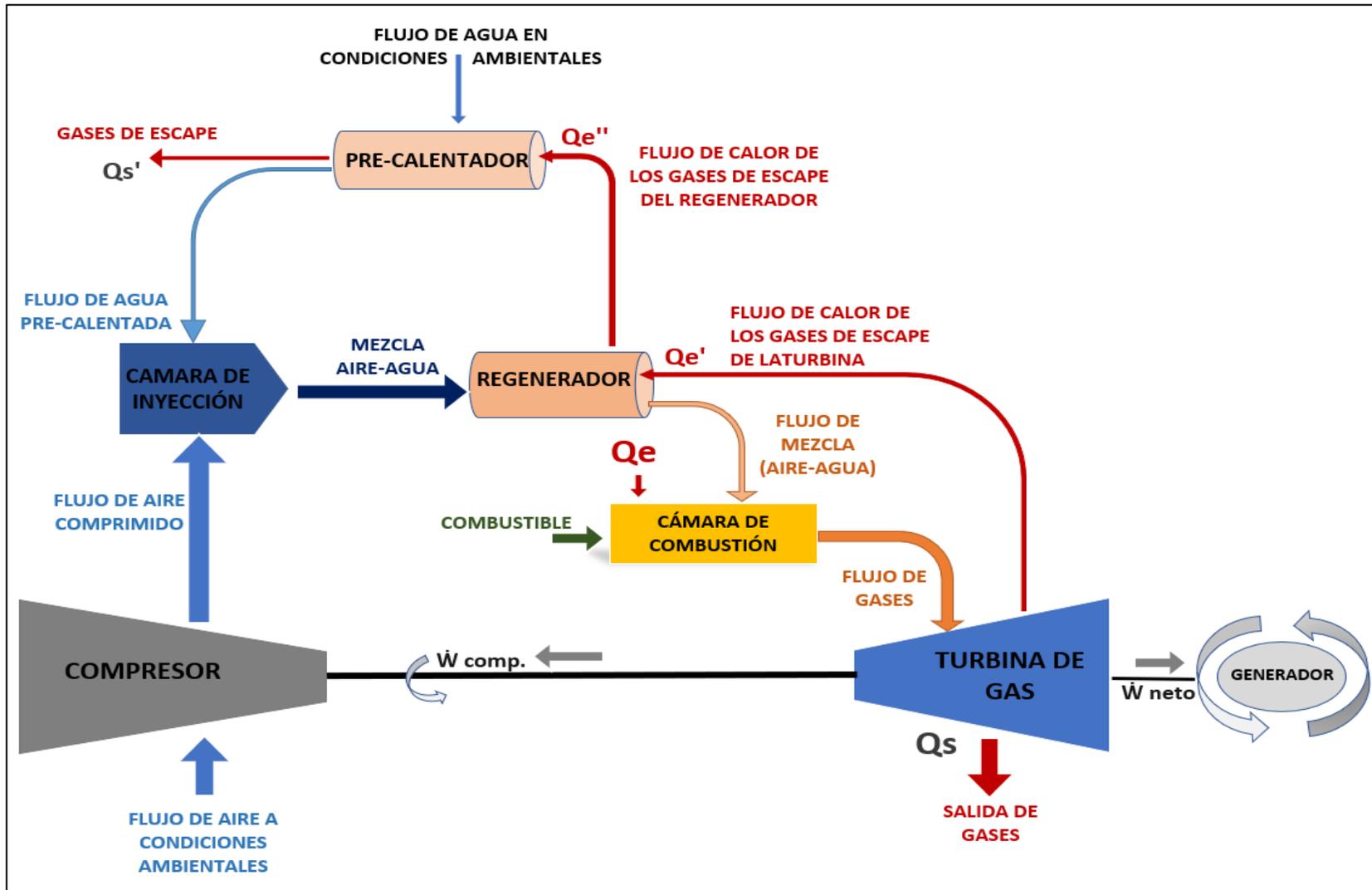


Figura 27: Esquema para el balance de energía y masa del sistema con inyección de agua

Fuente: Elaboración propia

- El cálculo de masa de agua que se inyecta al sistema, está condicionada a una cantidad porcentual del flujo del aire limitado entre el 1% y el 5%, la importancia de esta condición es el daño físico en la estructura de la turbina de gas que puede provocar el exceso de agua reduciendo su vida útil y el estado de la llama en la combustión.
- El flujo de masa que proviene de los gases de escape de la turbina es la mínima fracción aceptable para un intercambio de calor eficiente y completo en el regenerador y el precalentador de agua, debido a que una mayor extracción de gases involucra mayor inversión económico en su construcción y montaje.
- Este flujo de masa de los gases se halla cuidando el valor de la temperatura de esta misma a la salida del precalentador de agua hacia el medio ambiente ($T_{gs} \geq 180^{\circ}C$) por motivos del impacto ambiental que tienen los gases de a combustión hacia al medio ambiente.
- Desarrollando el balance completo para cada porcentaje de inyección de flujo de agua de forma gradual, se determinará el valor de los indicadores energéticos evaluando el efecto que se tiene en ellos.

IV. Resultados y discusión.

4.1. Sistema actual de la turbina de gas.

4.1.1 Balance de energía.

Para el balance de energía en condiciones actuales de la turbina de gas se tiene los siguientes parámetros:

Tabla 07 Datos operativos de la turbina de gas

Datos operativos de la turbina de gas		
Relación de compresión (Rp)	10	
Limite metalúrgico (θ)	4	
Eficiencia del compresor	90	%
Eficiencia de la turbina	90	%
Eficiencia del generador	90	%
Relación aire – combustión estequiométrica	14.7	Kg a/Kg c
Presión de salida de los gases en la turbina	1.1	bar
Coefficiente politrópico de gases (kg)	1.31	
Calor específico de los gases (Cp)	1.0032	KJ/Kg°C

Fuente: Elaboración propia

Para el desarrollo del balance se va a seguir las 4 etapas de proceso de la figura 08.

a. Balance para el estado del aire comprimido:

Para el cálculo de la etapa 2 se toma en cuenta los parámetros de la tabla 05 y 07 en referencia al flujo de aire para determinar la presión y temperatura ideal y real a la salida del compresor:

- De acuerdo a la ecuación 1, se halla la presión del aire comprimido:

$$P2 = 10 * (1.007 \text{ bar})$$

$$P2 = 10.07 \text{ bar}$$

➤ Aplicando la ecuación 11, se tiene la temperatura del aire comprimido:

$$T_2 = \left((24.65 + 273)^\circ K * (10)^{\frac{(1.4-1)}{1.4}} \right)$$

$$T_2 = 574.7^\circ K$$

$$T_2 = 301.7^\circ C$$

➤ Para el cálculo de la temperatura real se aplica la ecuación 16:

$$0.9 = \frac{(301.7^\circ C + 273)^\circ K - (24.65^\circ C + 273)^\circ K}{(T_{2r} + 273)^\circ K - (24.65^\circ C + 273)^\circ K}$$

$$0.9 = \frac{277.08^\circ K}{(T_{2r} + 273)^\circ K - 297.65^\circ K}$$

$$T_{2r} = \frac{277.08^\circ K}{0.9} + 297.65^\circ K = 605.5^\circ K$$

$$T_{2r} = 332.5^\circ C$$

➤ Para el cálculo del flujo masico del aire a la salida del compresor toma la siguiente condición por transferencia de masa:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 = 958.91 \text{ kg/s}$$

b. Balance para los parámetros a la salida de la cámara de combustión:

Para el cálculo del proceso 3 se toma en cuenta los parámetros de la tabla 04 y 07 en referencia al flujo de combustible para hallar la presión y temperatura a la salida de la cámara de combustión.

➤ De acuerdo a la ecuación 20 se determina el valor de la temperatura proveniente de la cámara de combustión:

$$T_3 = 4 * 301.7^\circ C$$

$$T_3 = 1206.8^\circ C$$

- Se sabe que el proceso 3 es isobárico, por lo tanto:

$$P_3 = P_2 = 10.07 \text{ bar}$$

- Por transferencia de masa, hallamos el flujo masico de los gases a la salida de la cámara de combustión:



Figura 28: Reparto de flujos en la cámara de combustión.

Fuente: Elaboración propia

$$\dot{m}_3 = 958.91 \text{ kg/s} + 14.4 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_3 = 973.31 \text{ kg/s}$$

c. Balance del proceso de expansión en la turbina:

Para el cálculo del proceso 4 se toma en cuenta los parámetros de la tabla 07 para hallar la temperatura ideal y real a la salida de la turbina de gas:

- Atribuyendo la ecuación 12 se determina el valor de la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas:

$$T_4 = \left((1206.8 + 273)^\circ\text{K} * (10.07/1.1)\text{bar}^{\frac{(1.31-1)}{1.31}} \right)$$

$$T_4 = 869.89^\circ\text{K}$$

$$T_4 = 596.89^\circ\text{C}$$

➤ Para el cálculo de la temperatura real T_{4r} se aplica la ecuación 15:

$$0.9 = \frac{(1206.8^{\circ}\text{C} + 273)^{\circ}\text{K} - (T_{4r} + 273)^{\circ}\text{K}}{(1206.8 + 273)^{\circ}\text{K} - (596.89^{\circ}\text{C} + 273)^{\circ}\text{K}}$$

$$T_{4r} = 930.88^{\circ}\text{K}$$

$$T_{4r} = 657.88^{\circ}\text{C}$$

4.1.2. Consolidado de parámetros del balance de energía actual.

Tabla 08 Parámetros actuales de la Turbina de gas

Proceso energético	Flujo másico (kg/s)	Temperatura ideal (°C)	Temperatura real (°C)	Potencia (bar)
Admisión (1)	958.91	24.65		1.007
Compresión (2)	958.91	301.7	332.5	10.07
Combustión (3)	973.31	1206.8		10.07
Expansión (4)	973.31	596.89	657.88	1.1

Fuente: Elaboración propia

4.1.3. Cálculo de potencias del ciclo actual

Para realizar el cálculo de las potencias se va a tomar los valores de la tabla 05,07 y 08.

a. Potencia del compresor, de acuerdo a la ecuación 3, se tiene:

$$W_c = \left(958.91 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.004 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} * (332.5 - 24.65)^{\circ}\text{C} \right) 1\text{MJ}/1000\text{kJ}$$

$$W_c = 296.38 \text{ MW}$$

b. Potencia neta de la turbina de gas, aplicando la ecuación 5:

$$W_{netat} = \left(973.31 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.0032 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} * (1206.8 - 657.88)^{\circ}\text{C} \right) 1\text{MJ}/1000\text{kJ}$$

$$W_{netat} = 536.0 \text{ MW}$$

c. Potencia de la turbina, este balance se halla con la diferencia de la potencia neta de la turbina y del compresor:

$$W_t = W_{neta\ t} - W_c$$

$$W_t = 536.0\ MW - 296.38\ MW$$

$$W_t = 239.6\ MW$$

d. Potencia Efectiva es un indicador energético el cual se desarrolla aplicando la ecuación 27:

$$P_{efectiva} = W_t * 0.9$$

$$P_{efectiva} = 239.6\ MW * 0.9$$

$$P_{efectiva} = 215.64\ MW$$

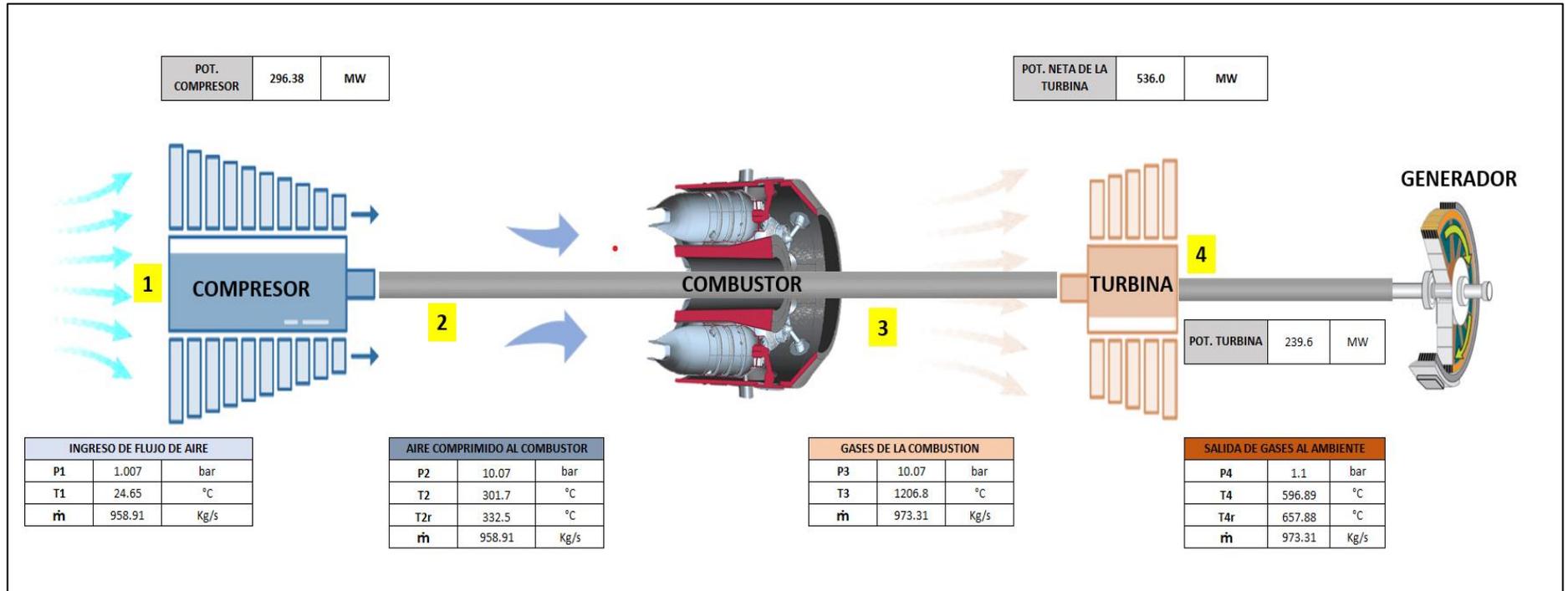


Figura 29: Esquema de Balance de masa y energía en condiciones actuales de la Turbina de Gas

Fuente: Elaboración propia

4.1.4. Determinación de indicadores energéticos.

El desarrollo de estos indicadores va a involucrar los valores de la tabla 04 y resultados de las potencias del ítem 4.1.3:

- a. Hate Rate (HR), aplicando la ecuación 28 se tiene:

$$HR = \frac{\left(14.4 \frac{kg}{s} * 3600 \frac{s}{h}\right) * (42.675 \frac{MJ}{kg})}{215.64 MW}$$

$$HR = 10259.10 \frac{KJ}{KWh}$$

- b. Eficiencia (η), aplicando la ecuación 29 se tiene:

$$\eta = \left(\frac{3600 s/h}{10259.10 \frac{KJ}{KWh}} \right) * 100$$

$$\eta = 35.09 \%$$

- c. Costo variable combustible, aplicando la ecuación 30 y precio de combustible presentado en la tabla 01 para el precio del combustible de la Central Termoeléctrica Planta Éten:

$$CVC = \frac{\left(14.4 \frac{kg}{s} * 3600 \frac{s}{h} * 0.311 \frac{gal}{kg}\right)}{215.64 MW} * 16.22 \frac{\$/gal}$$

$$CVC = 1212.68 \frac{\$/MWh}$$

$$CVC = 310.37 \frac{US}{MWh}$$

d. Indicador energético-ambiental, aplicando la ecuación 31 y el factor del *Anexo 3*, se puede demostrar lo siguiente:

- Calculamos el valor de CO_2 emitido a la atmósfera:

$$CO_2 atm = 70.4 \frac{kgCO_2}{TJ} * 14.14 \frac{kg}{s} * 3600 \frac{s}{h} * 42.675 \frac{MJ}{kg} * 1 \frac{TJ}{10^6 MJ}$$

$$CO_2 atm = 155.74 \frac{kgCO_2}{h}$$

- Calculamos el IDE ambiental:

$$IDE ambiental = \frac{155.74 \frac{kgCO_2}{h}}{215.64 MW}$$

$$IDE ambiental = 0.722 \frac{kgCO_2 emitido}{MWh generado}$$

4.1.5. Determinación de liquidación de potencia contratada.

Para la presente fijación del CUCSS, correspondiente al periodo mayo 2022 – abril 2023; se tomará el factor presente y el tipo de cambio del dólar señalado en el *Anexo 5* y utilizando la ecuación 32 se tiene:

$$Liquidación = 215.64 MW * 1.043 \frac{S/}{kWmes}$$

$$Liquidación = 224 912.52 \frac{S/}{mes}$$

$$Liquidación = 58 267.49 \frac{USD}{mes}$$

4.2. Evaluación del sistema con inyección de agua 5%

Se explica este balance de masa y energía al 5% como la cantidad de flujo masico del agua respecto al aire de ingreso por que se ha analizado valores máximos con mejores resultados; para este balance, se va a desarrollar las etapas de trabajo bajo la referencia de la fig. 30 y utilizando las ecuaciones del ítem 2.4.3.

- a. Balance en el proceso del Pre calentador de agua:** Para el desarrollo de este proceso isobárico se tomará en cuenta las condiciones del ítem 3.3.2 y datos de la tabla 06.
- Para el cálculo del flujo de masa del agua dentro del rango de 1% al 5%, se trabajará con el valor de **5%** del flujo masico del aire:

$$\dot{m}_w = 0.05 * 958.91 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_w = 47.95 \text{ kg/s}$$

- De acuerdo a los datos de la tabla 06 respecto al agua y tabla 07 respecto a valores de los gases de la combustión, se tomará en cuenta la condición de la temperatura de los gases a la salida del pre calentador ($T_{gs \text{ pre-cal}} \geq 180^\circ\text{C}$), se tiene el siguiente balance según la ecuación 24 tenemos que la temperatura a la salida es:

$$47.95 \frac{kg}{s} * 4.18 \frac{kJ}{kg^\circ\text{C}} * (180.187 - 20)^\circ\text{C} = \dot{m}_g * 1.0032 \frac{kJ}{kg^\circ\text{C}} (T_{ge} - T_{gs})$$

$$T_{gs \text{ pre-cal}} = T_{ge \text{ pre-cal}} - \left(\frac{31966.7 \frac{kg}{s}^\circ\text{C}}{\dot{m}_g} \right) \dots \dots (4.2.1)$$

b. Balance en el proceso de la cámara de inyección: Para el desarrollo de este proceso a presión constante, se tomará en cuenta las condiciones del ítem 3.3.2 y datos de la tabla 08.

➤ Habiendo calculado el flujo masico del agua, procedemos a calcular el flujo de la mezcla (aire-agua):

$$\dot{m}_{mezcla} = 47.95 \frac{kg}{s} + 958.91 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{mezcla} = 1006.86 \frac{kg}{s}$$

➤ Para el presente desarrollo se utiliza los datos de la tabla 06 y tabla 07 y reemplazando en la ecuación 25:

$$47.95 \frac{kg}{s} * 4.18 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} * 180.187^{\circ}C + 958.91 \frac{kg}{s} * 1.004 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} * 332^{\circ}C = 1006.86 \frac{kg}{s} * C_{pm}(T_{ms})$$

$$C_{p-mezcla} * (T_{ms}) = 0.3533 \frac{MWs}{kg} \dots \dots (4.2.2)$$

➤ Desarrollamos el cálculo para el valor del calor especifico de la mezcla (C_{pm}); la relación del calor especifico este dado por la cantidad porcentual de ambos flujos de trabajos, en este caso es 5% de flujo masico del aire.

$$C_{pm} = 0.05 * \left(4.18 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \right) + 0.95(1.004 \frac{kJ}{kg^{\circ}C})$$

$$C_{p-mezcla} = 1.16 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}$$

➤ Reduciendo la ecuación 4.2.2, tenemos que la temperatura de la mezcla a la salida es:

$$T_{mezcla-sal.} = 304.97^{\circ}C$$

c. **Balance en el proceso del regenerador:** El balance energético que ocurre en el regenerador es un proceso isobárico que utiliza una fracción de los gases de escape de la turbina de gas para elevar la temperatura de la mezcla a la misma de $T_{me} = T_{2r}$ (332.5°C), para ingresar a la cámara de combustión, utilizando los datos de la tabla 08.

➤ Despejando la ecuación 26 tenemos:

$$1006.86 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} * (332.5 - 304.9)^{\circ}\text{C} = \dot{m}_g * 1.0032 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} * (657.88^{\circ}\text{C} - T_{gs})$$

$$T_{gs-reg} = 657.88^{\circ}\text{C} - \frac{1006.86 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}} * (332.5 - 304.9)^{\circ}\text{C}}{\dot{m}_g * 1.0032 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}}$$

$$T_{gs-reg} = 657.88^{\circ}\text{C} - \left(\frac{32132.8 \text{ kg}^{\circ}\text{C}}{\dot{m}_g \text{ s}} \right) \dots \dots (4.2.3)$$

➤ Se tiene que $T_{gs-reg} = T_{ge\ pre-cal}$, reduciendo la ecuación 4.2.1 en función a T_{ge} e igualando con la ecuación 4.2.3, se tiene:

$$T_{ge\ pre-cal} = T_{gs\ pre-cal} + \left(\frac{31966.7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}^{\circ}\text{C}}{\dot{m}_g} \right)$$

$$T_{gs\ pre-cal} + \left(\frac{31966.7 \frac{\text{kg}}{\text{s}}^{\circ}\text{C}}{\dot{m}_g} \right) = 657.88^{\circ}\text{C} - \left(\frac{32132.8 \text{ kg}^{\circ}\text{C}}{\dot{m}_g \text{ s}} \right)$$

$$T_{gs\ pre-cal} = 657.88^{\circ}\text{C} - \frac{1}{\dot{m}_g} * (32132.8 + 31966.7) \frac{\text{kg}}{\text{s}}^{\circ}\text{C}$$

$$T_{gs\ pre-cal} = 657.88^{\circ}\text{C} - \frac{1}{\dot{m}_g} * (64099.5) \frac{\text{kg}}{\text{s}}^{\circ}\text{C} \dots \dots (4.2.4)$$

- Trabajando con el método de tanteo para el \dot{m}_g se debe cumplir las siguientes condiciones planteadas en la investigación:

Condiciones:

- $T_{gs\ pre-cal} \geq 180^\circ C$
- \dot{m}_g = mínimo valor admisible para precalentar el flujo masico del agua (5% respecto al aire) sin involucrar mayor gasto en su construcción y montaje.

Para distintos valores del flujo masico de los gases extraídos de la turbina, se reemplaza en la ecuación 4.2.4, teniendo los siguientes valores:

Tabla 09 Valores del flujo masico de los gases

$\dot{m}_g \left(\frac{kg}{s}\right)$	$T_{gs\ pre-cal} (^\circ C)$
a. 100	100.4
b. 115	142.1
c. 130	174.1
d. 140	191.7

Fuente: Elaboración propia

Acercándonos al valor de $T_{gs\ pre-cal}$, se ha realizado una interpolación en el Anexo 6 entre los valores de “c” y “d” de la tabla 09, de acuerdo a ello se tiene:

$$\dot{m}_g = 134.74 \frac{kg}{s}$$

Reemplazando en la ecuación 4.2.4, tenemos:

$$T_{gs\ pre-cal} = 657.88^\circ C - \frac{1}{134.74 \frac{kg}{s}} * (64099.5) \frac{kg}{s}^\circ C$$

$$T_{gs\ pre-cal} = 182.8^\circ C$$

➤ Recalculando la ecuación 4.2.1, se tiene que:

$$T_{gs\ pre-cal} = 182.8^{\circ}C - \left(\frac{31966.7 \frac{kg}{s}^{\circ}C}{134.74 \frac{kg}{s}} \right)$$

$$T_{gs\ pre-cal} = 420^{\circ}C$$

4.2.2. Consolidado de parámetros con el sistema de inyección de agua.

Tabla 09 Parámetros del balance de energía con el sistema de inyección de agua.

Proceso Energético	Valores a la salida de cada proceso energético			
	Flujo masico (kg/s)		Temperatura (°C)	Presión (bar)
Compresor	aire	958.91	332.5	10.07
Precalentador	agua	47.95	180	10.07
	gases de la combustión	134.74	182.8	1.1
Cámara de inyección	mezcla	1006.86	304.97	10.7
Regenerador	mezcla	1006.86	332.5	10.7
	gases de la combustión	134.74	420	1.1
Cámara de combustión	gases de la combustión	1021.26	1026.8	10.07
Turbina	gases de la combustión	1021.26	657.88	1.1

Fuente: Elaboración propia

4.2.3. Cálculo de potencias.

Para realizar el cálculo del efecto de la inyección de agua con un valor del 5% de flujo de aire en la cámara de combustión en las potencias del ciclo termodinámico se va a tomar los valores de la tabla 07,08 y 09 a continuación:

- a. Potencia del compresor, de acuerdo a la ecuación 3, por el motivo que su flujo de trabajo (aire) no varía se tiene que la potencia del compresor se mantiene constante:

$$W_c = \left(958.91 \frac{kg}{s} * 1.004 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} * (332.5 - 24.65)^{\circ}C \right) 1MJ/1000kJ$$

$$W_c = 296.38 MW$$

- b. Potencia neta de la turbina de gas, aplicando la ecuación 5:

$$W_{neta\ t} = \left(1021.26 \frac{kg}{s} * 1.0032 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} * (1206.8 - 657.88)^{\circ}C \right) 1MJ/1000kJ$$

$$W_{neta\ t} = 562.38 MW$$

- c. Potencia de la turbina, este balance se halla con la diferencia de la potencia neta de la turbina y del compresor:

$$W_t = W_{neta\ t} - W_c$$

$$W_t = 562.38.0 MW - 296.38 MW$$

$$W_t = 266.0 MW$$

- d. Potencia Efectiva, el cálculo se desarrolla aplicando la ecuación 27:

$$P_{efectiva} = W_t * 0.9$$

$$P_{efectiva} = 266.0 MW * 0.9$$

$$P_{efectiva} = 239.4 MW$$

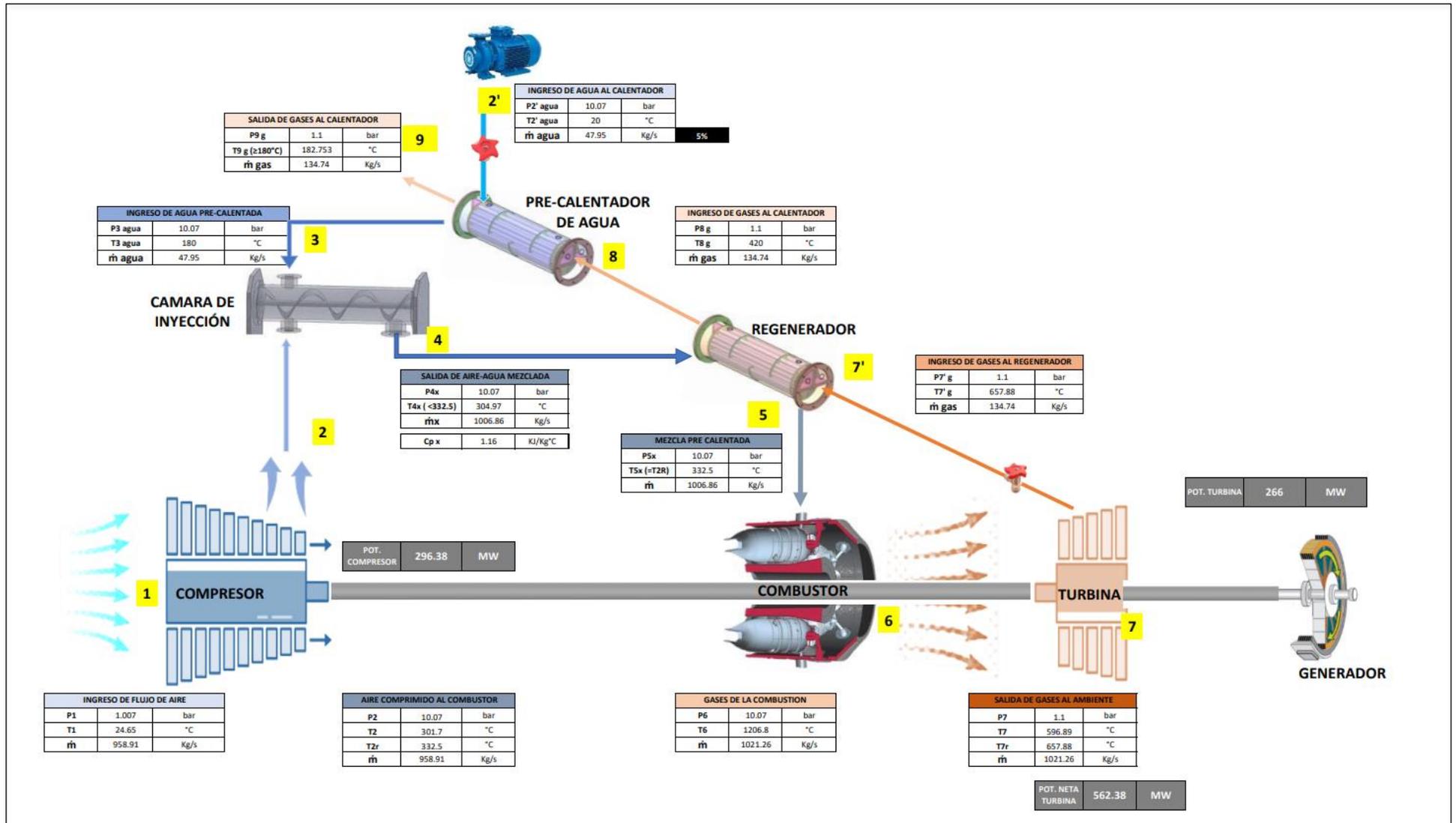


Figura 30: Esquema del Balance de energía y masa con inyección de agua en la cámara de la combustión de la Turbina de Gas.

Fuente: Elaboración propia

4.2.4. Determinación de indicadores energéticos.

Con un flujo masico de agua al 5%, el desarrollo de estos indicadores va a involucrar los valores de la tabla 04 y resultados de potencia del ítem 4.2.3:

- a. Hate Rate (HR), aplicando la ecuación 28 se tiene:

$$HR = \frac{\left(14.4 \frac{kg}{s} * 3600 \frac{s}{h}\right) * \left(42.675 \frac{MJ}{kg}\right)}{239.4 MW}$$

$$HR = 9240.9 \frac{KJ}{KWh}$$

- b. Eficiencia (η), aplicando la ecuación 29 se tiene:

$$\eta = \left(\frac{3600 s/h}{9240.9 \frac{KJ}{KWh}}\right) * 100$$

$$\eta = 38.96 \%$$

- c. Costo variable combustible, aplicando la ecuación 30 y el valor de la tabla 01 para el precio del combustible de la Central Termoeléctrica Planta Éten:

$$CVC = \frac{\left(14.4 \frac{kg}{s} * 3600 \frac{s}{h} * 0.311 \frac{gal}{kg}\right)}{239.4 MW} * 16.22 \frac{\$/gal}$$

$$CVC = 1092.32 \frac{\$/MWh}$$

$$CVC = 282.98 \frac{US}{MWh}$$

d. Indicador energético-ambiental, aplicando la ecuación 31 y el factor del Anexo 3, encontramos:

- Calculamos el valor de CO_2 emitido a la atmosfera:

$$CO_2 atm = 70.4 \frac{kgCO_2}{TJ} * 14.14 \frac{kg}{s} * 3600 \frac{s}{h} * 42.675 \frac{MJ}{kg} * 1 \frac{TJ}{10^6 MJ}$$

$$CO_2 atm = 155.74 \frac{kgCO_2}{h}$$

- Calculamos el IDE ambiental:

$$IDE ambiental = \frac{155.74 \frac{kgCO_2}{h}}{239.4 MW}$$

$$IDE ambiental = 0.650 \frac{kgCO_2 emitido}{MWh generado}$$

4.2.5. Determinación de liquidación de potencia contratada

Para la presente fijación del CUCSS, correspondiente al periodo mayo 2022 – abril 2023, recalculado la ecuación del ítem 4.1.5, tenemos:

$$Liquidación = 239.4 MW * 1.043 \frac{S/.}{kWmes}$$

$$Liquidación = 249 694 \frac{S/.}{mes}$$

$$Liquidación = 64 687.56 \frac{USD}{mes}$$

4.3. Comportamiento en los parámetros energéticos

Para este desarrollo se tendrá en cuenta los parámetros calculados según los porcentajes (1% - 5%) de flujo masico de agua con el mismo procedimiento del ítem 4.2 y se realiza la comparación con los parámetros en las condiciones del sistema actual.

4.3.1. Respecto a la Potencia Efectiva: Con la inyección de agua en la cámara de combustión la potencia efectiva del sistema se incrementa desde 215.64 MW hasta el valor de 239.4 MW, esto gracias al aumento de flujo masico que combustiona y salen hacia la turbina con un valor de 1021.26 kg/s. El efecto de la inyección de agua en la potencia efectiva es de un aumento del 9.92%.

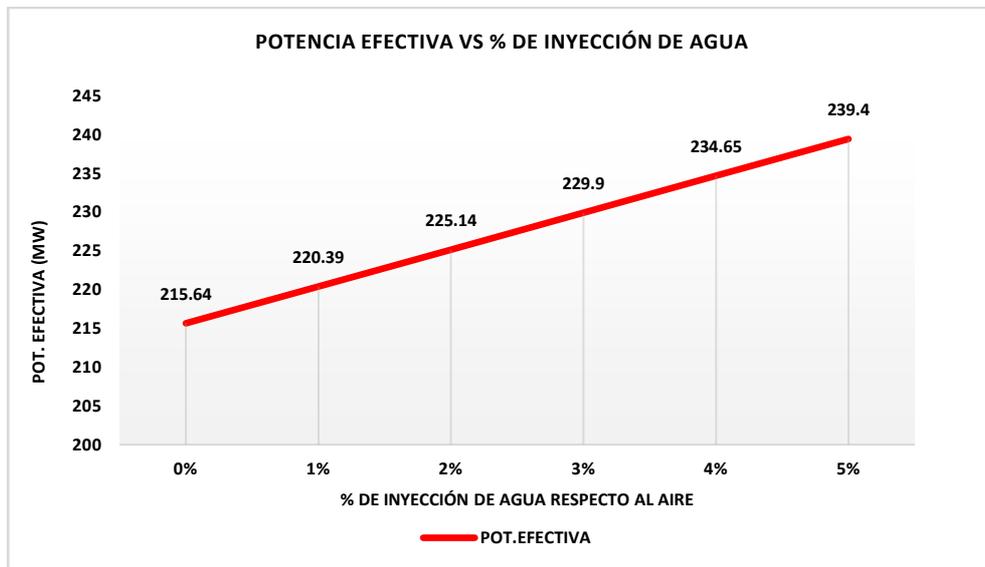


Gráfico 1 Comportamiento de la Potencia Efectiva con la Inyección de agua

4.3.2. Respecto al Rendimiento Específico o Hate Rate (HR) : Con la inyección de agua en la cámara de combustión y por el aumento de la potencia efectiva, el valor del Hate Rate se reduce desde 10259.1 kJ/kWh hasta el valor de 9240.9 kJ/kWh. Por el análisis realizado, se puede decir que el efecto de la inyección de agua en el rendimiento específico es una mejora del 10.14%.

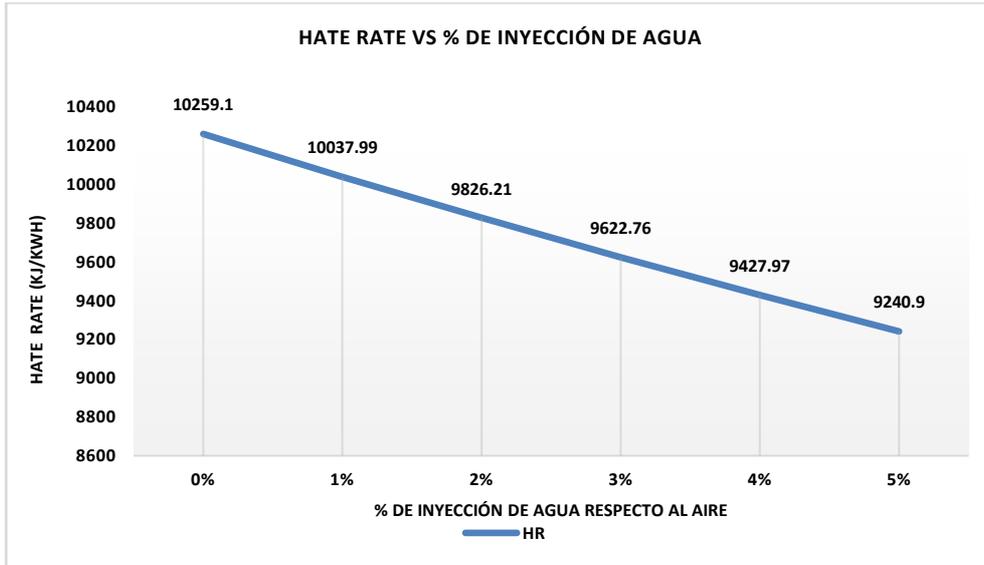


Gráfico 2 Comportamiento del Rendimiento Específico con la Inyección de agua

4.3.3. Respecto a la Eficiencia: Con la inyección de agua en la cámara de combustión y por la reducción del Hate Rate, se puede presentar un comportamiento ascendente de la eficiencia del ciclo partiendo de un valor inicial (sin inyección) de 35.09% hasta un valor del 38.96% (con el 5% de inyección de agua).

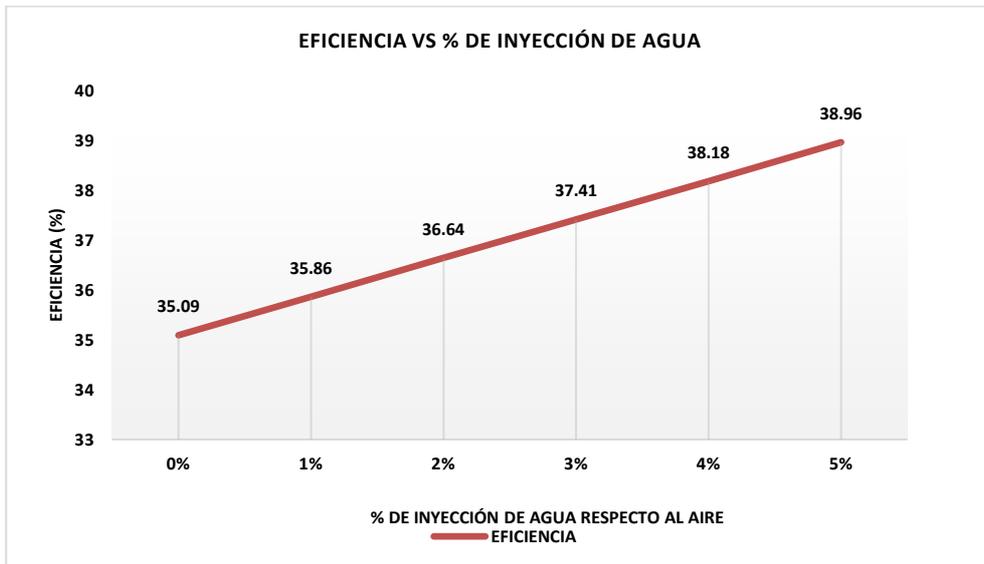


Gráfico 3 Comportamiento de la Eficiencia con la Inyección de agua

4.3.4. Respecto a la Liquidación de Potencia contratada: Con la inyección de agua en la cámara de combustión, el valor de la Liquidación de Potencia Contratada tiene un comportamiento directamente proporcional al crecimiento de la potencia efectiva, este parámetro asciende desde un valor actual de 58267.49 USD/mes hasta un valor de 64687.56 USD/mes, obteniendo una ganancia de 6420.07 USD/mes. Habiendo realizado una evaluación económica, se puede decir que el efecto de la inyección de agua en la Liquidación de Potencia Contratada tiene una mejora del 11.01% respecto a sus condiciones actuales.

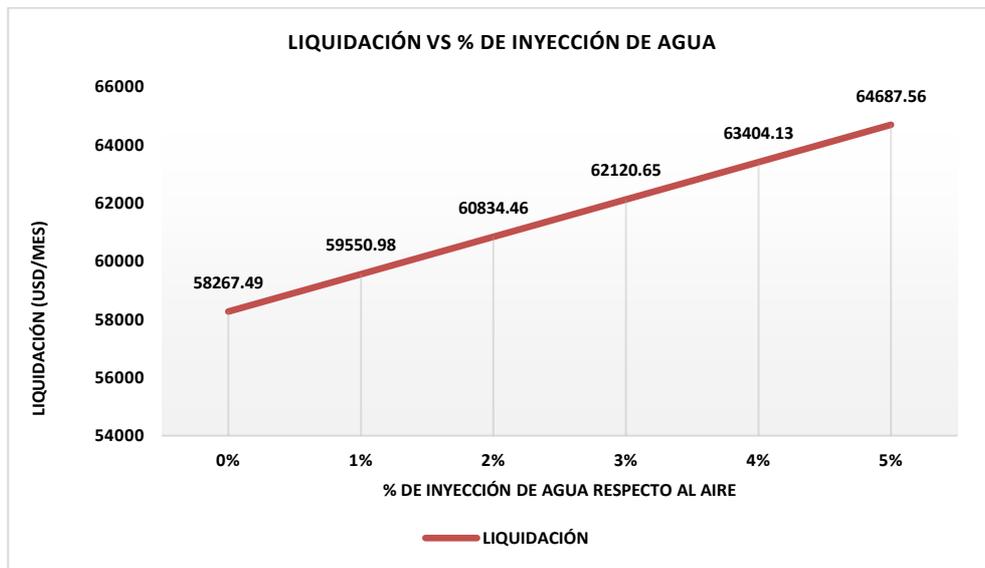


Gráfico 4 Comportamiento de Liquidación con la Inyección de agua

4.4. Discusión de resultados

- De acuerdo con Larrea, S. & Luis, F. (2019), su investigación obtuvo un aumento del 10% de su eficiencia térmica inyectando agua en la cámara de combustión del grupo electrógeno, llegando a valores de 54.8% de eficiencia térmica, a diferencia del presente estudio el valor de la eficiencia térmica de la turbina de gas aumento el 9.93 % a comparación de su eficiencia en condiciones actuales, logrando un valor máximo con una inyección de agua de 38.96%.

- Del análisis realizado en el ítem 4.3.2, para el rendimiento específico o hater rate, se tiene una mejora de este parámetro de un 10.14% respecto a sus condiciones actuales sin inyección de agua, sin embargo, Jabier, B. (2017) en su investigación analiza la inyección de agua, obteniendo un aumento en el rendimiento específico de la turbina de gas hasta un 3% por el motivo de trabajar con bajo flujo masico de agua (5.2692 kg/s) a diferencia de nuestra investigación (47.95 kg/s).
- Castillo, R. (2003), aplicó un estudio energético de un turbogenerador, en el cual comparte la información del rango para de incremento de la potencia efectiva que está dada entre el 10% y el 20% por efectos de la inyección de agua en la turbina de gas, para nuestra investigación, el valor permitido llega hasta un 9.92% de aumento en la potencia efectiva.
- La inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas, luego del análisis de nuestros resultados, funciona como un método para el aumento de los parámetros e indicadores principales en una turbina de gas sin elevar el gasto de combustible, de la misma manera Gonzalo, P. (2016) implementa el sistema de una parada “C” de una turbina de gas y realizar un mantenimiento preventivo, este método no involucra un gasto de combustible, sin embargo se logra aumentar su potencia de la turbina de gas en un 7.5% a diferencia de nuestra investigación que se logró un aumento del 9.92%.
- De la misma manera Perejón, M. (2020) con la incorporación del sistema de inyección de vapor de agua en la turbina de gas logra un aumento aproximadamente del 10% en su eficiencia térmica y una mejora en el Hate Rate del 22.9 %; comparando con nuestro resultado, este análisis permite estar de acuerdo que el efecto de la inyección de agua va a lograr mejoras en los indicadores energéticos.

V. Conclusiones y Recomendaciones

5.1. Conclusiones

- Se desarrolló el balance de energía de la turbina de gas en condiciones actuales precisando que con un flujo de combustible (BD5) del 14.4 kg/s y un flujo de aire 958.91 kg/s el sistema tiene un rendimiento específico (HR) de 10259.10 kJ/kWh y una eficiencia térmica (η) del 35.09%.
- Se evaluó el sistema de inyección de agua con régimen de flujo masico entre el 9.59 kg/s hasta 47.95 kg/s, este cálculo tiene relación al 1% al 5% respecto al flujo masico del aire, este dimensionamiento logra obtener valores del rendimiento específico desde 10259.1 kJ/kWh hasta el valor de 9240.9 kJ/kWh.
- El rendimiento específico o Hate Rate, tiene un comportamiento inversamente proporcional a la inyección de agua, lo cual demuestra una mejora en la turbina de gas de un 10.14%, esto comparado a sus condiciones actuales sin inyección de agua.
- Se realizó un análisis económico de acuerdo a la Liquidación de Potencia Contratada, en condiciones actuales, el sistema logra una potencia de 215.64 MW logrando un ingreso monetario de 58 267.49 USD/mes, con la implementación de la inyección de agua, se logra un aumento en la potencia logrando mayor ingreso económico de hasta 64 687.56 USD/mes logrando una mejora económica del 11.01%.

5.2. Recomendaciones

- Se hace la recomendación a la empresa Cobra-EMCE continuar con la investigación y realizar el estudio tecno-económico, permitiendo la implementación del sistema propuesto para poder aprovechar una tecnología de fácil alcance en la Central Termoeléctrica Planta Éten.
- A su vez se recomienda implementar un plan de capacitaciones para el personal operativo y staff técnico con la intención de manejar correctamente el funcionamiento de la inyección de agua con relación a la vida útil de la Turbina de Gas.
- Se recomienda tener un control en los gases de escape y de la misma manera buscar implementar tecnología que aproveche su alta temperatura a la salida de la Turbina de Gas para generar más potencia.
- Se sugiere realizar investigaciones para diseñar procesos termodinámicos que permitan mejorar los indicadores energéticos principales sin generar mayor impacto ambiental.

V. Referencias bibliográficas y virtuales

- Ambriz, J. (2005). *Inyección de vapor de agua en la cámara de combustión de una turbina de gas, Seminario de proyectos I y II*. Universidad Autónoma Metropolitana. México. Obtenido de: <http://tesiuami.izt.uam.mx/uam/aspuam/presentatesis.php?recno=12708&docs=UAMI12708.pdf>
- Belda, J. (2017). *Análisis de la emisión gaseosa a cargas parciales de un ciclo combinado de una central térmica*. Trabajo de fin de grado de Tecnologías Marinas en la Universidad de la Laguna. España.
- Borja, G. (2015). *Motores de Reacción y Turbinas de Gas*. Primera Edición. España. Obtenido de: <https://books.google.com.pe/books?id=9uk9CQAAQBAJ>
- Borrás, E. (1982). *El Gas Natural: características, distribución y aplicaciones industriales*. Primera Edición. España. Obtenido de: <https://books.google.com.pe/books?id=QKM6R6OInP8C>
- Castells, X. (2012). *La recuperación de la energía: cogeneración, intercambiadores y regeneradores de energía*. Primera Edición. Madrid. España Obtenido de: <https://books.google.com.pe/books?id=AVrkBTkPtYAC>
- Castillo, J. (2003). *Estudio Energético y Exergético de un Turbogenerador asistido por Computador. Tesis para optar el grado de Título*. Universidad de Piura. Perú. Obtenido de: <https://pirhua.udep.edu.pe/handle/11042/1384>
- CNE. (2017). *Informe de Costos de Tecnologías de Generación*. Departamento de Ministerio de Energía. Chile. Obtenido de: <https://www.cne.cl/wp-content/uploads/2016/12/Res-Ext-N-69-ICTG-2017.pdf>
- Familiar, C. (2011). *Inyección de hidrógeno como potencial mejora de los motores actuales*. Tesis para optar el grado de título de Ingeniero Técnico Naval en la Universidad Politécnica de Cataluña. España.

- Félix, J. (2009). *Ciclo Brayton - Turbina a Gas*. Universidad Tecnológica Nacional – U.T.N. Argentina. Obtenido de: http://www.edutecne.utn.edu.ar/maquinas_termicas/03turbina_a_gas.pdf
- García, S. (2012). *Fundamentos Técnicos de los Ciclos Combinados: Operación y Mantenimiento de Centrales de Ciclo Combinado*. España. Obtenido de: https://books.google.com.pe/books?id=q7mGpbWV7IC&printsec=frontcover&dq=turbina+de+expansion&hl=es419&sa=X&redir_esc=y#v=onepage&q=turbina%20de%20expansion&f=false
- GE Power. (2018). *Heavy Duty Gas Turbine*. Nueva York. USA. Obtenido de: <https://pdf.directindustry.es/pdf-en/ge-power/7f-heavy-duty-gas-turbine/205105-802163.html#open2079071>
- Gonzalo, P. (2016). *Análisis de la mejora de rendimiento después de una parada “C” en la turbina de gas de la C.C.C Besós 4 de Gas Natural Fenosa*. Trabajo de investigación en la Escola Técnica Superior d’Enginyeria Industrial de Barcelona. España.
- Gordillo, C. (2019). *Análisis termodinámico de una central termoeléctrica de ciclo combinado gas - vapor con el programa EES*. Tesis para el grado de Doctor. Universidad Nacional de San Agustín. Arequipa. Perú. Obtenido de: <http://repositorio.unsa.edu.pe/bitstream/handle/UNSA/8926/UPDgoanca.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Guevara, R. (2015). *Separata De Centrales Termoeléctricas con Turbinas a Gas*. Universidad Nacional Del Santa. Perú.
- Guevara, R. (2019). *Manual De Generalidades de Centrales Termoeléctricas*. Universidad Nacional Del Santa. Perú.
- INGEI. (2012). *Factores de emisión de los combustibles*. Perú. Obtenido de: https://infocarbono.minam.gob.pe/wp-content/uploads/2016/03/2010_2000.pdf
- Larrea, S. & Luis, F. (2019). *Diseño de un sistema de inyección mixta agua-combustible para un motor Diesel y mejorar la eficiencia del grupo electrógeno de la central Térmica de Reserva Fría Eten*. Tesis para optar el grado de título de Ingeniero Mecánico Electricista en la Universidad Nacional Pedro Luis Gallo. Perú.

- Luengo, C. (1987). *Turbina de Gas*. Tesis para el grado de Maestro. Universidad Autónoma de Nuevo León. México. Obtenido de: <https://core.ac.uk/download/pdf/76581552.pdf>
- Molano, J., Mora, S., Muñoz, S., Padilla, J., Bottía, H. (2018). *Efecto de la saturación de agua durante la ignición de un proceso de combustión in situ*. Trabajo de investigación de la Universidad Industrial de Santander. Colombia.
- Montaño, J. (2006). *Desarrollo de un programa computacional para análisis, visualización y generación en cad de etapas de compresores axiales*. Universidad Simón Bolívar. Colombia.
- Morales, M. (2005). *Inyección de vapor de agua en la cámara de combustión de una turbina de gas*. Trabajo de investigación para Licenciatura en Ingeniería en Energía. Universidad Autónoma Metropolitana. México. Obtenido de: <http://tesiuami.izt.uam.mx/uam/aspuam/presentatesis.php?recno=12708&docs=UAMI12708.pdf>
- Morales, R. (2014). *Propuesta de Metodología para el Análisis Exergético de una Turbina a Gas de Ciclo Simple*. Tesis para el grado Título. Universidad Católica del Perú. Perú. Obtenido de: https://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/bitstream/handle/20.500.12404/5450/MORALES_RAUL_METODOLOGIA_ANALISIS_EXERGETICO_TURBINA_GAS.pdf?sequence=1&isAllowed=y
- Moran, J. & Shapiro, H. (2004). *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Segunda Edición. USA. Obtenido de: <https://books.google.com.pe/books?id=5dzeDwAAQBAJ>
- Moreno, C. (2017). *Desarrollo de una herramienta de simulación turbocompresores axiales fuera de diseño*. Tesis para el grado de Título. Universidad Politécnica de Madrid. España.
- Nevot, J. (1999). *Fundamentos del control de la mezcla*. Universidad Autónoma de Barcelona. España.

- Nuñez, P. & Perea, S. (2014). *Análisis comparativo técnico-económico entre sistema de cogeneración con ciclo Joule Brayton y ciclo Rankine aplicados a una planta industrial azucarera*. Tesis de grado de título de la Universidad Católica de Santa María. Arequipa. Perú.
- OSINERGMIN. (2022). *Informe Técnico que Sustenta la Fijación de Precios en Barra: periodo mayo 2022-abril 2023*. Perú. Obtenido de: <https://www.osinergmin.gob.pe/Resoluciones/pdf/2022/Informe-Tecnico-188-2022-GRT.pdf>
- Perejón, M. (2020). *Ciclos húmedos de las turbinas de gas: Simulación de una turbina STIG y análisis de sensibilidad*. Trabajo de Fin de Grado de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla. España. Obtenido de: <https://idus.us.es/bitstream/handle/11441/104409/TFG3026PEREJON%20SORIANO.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Rodríguez, P. (2018). *Inyección de agua en un motor de combustión interna alternativo*. Tesis para el grado de Ingeniería Mecánica. Universidad de Valladolid. España. Obtenido de: <https://uvadoc.uva.es/bitstream/handle/10324/31468/TFG-I-959.pdf;jsessionid=7767537C81003CE5D4EB2DD2F0CFC9E4?sequence=1>
- Roldan, F., Sierra, F. & Guerrero, C. (2011) *Modelado del Ciclo Brayton de una Turbina a Gas en Colombia mediante ecuaciones de estado y relaciones isentrópicas*. Trabajo de investigación, Departamento de Química. Universidad Nacional de Colombia. Colombia.
- Rolle, K (2006). *Termodinámica*. Sexta Edición. University of Wisconsin. USA. Obtenido de: <https://books.google.com.pe/books?id=1rIBBXQhmCwC>
- Sánchez, B. (2019). *Ciclo Brayton*. Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo. México. Obtenido de: https://www.uaeh.edu.mx/docencia/P_Presentaciones/Sahagun/industrial/2019/Ciclo-Brayton.pdf
- Sánchez, L. (2012). *Modelos de poligeneración energética distribuida en áreas residenciales*. España. Obtenido de: https://books.google.com.pe/books?id=plirBAAAQBAJ&hl=es&source=gbs_navlinks_s

- Sánchez, S. (2012). *Modelización, análisis y optimización termodinámica de plantas de potencia multietapa tipo Brayton. Aplicación a centrales termosolares*. Tesis para el grado de Doctor. Universidad de Salamanca. España. Obtenido de: <https://gtfe.usal.es/pdfs/tesis/tesisSusana.pdf>
- SEACE. (2017). *Características Generales del Bien: BD5*. Perú. Obtenido de: <http://zonasegura.seace.gob.pe/documentos/documentos/FichaSubInv/775907448radE1687.pdf>
- Soares, C. (2008). *Gas turbines. A handbook of air land and sea applications*. USA: ELSEVIER. ISBN 978-0-7506-7969-5
- Tibaquirá, G. & Burbano J. (2003). *Técnicas para controlar las emisiones de NOx en Turbinas de Gas*. Revista científica de la Universidad Tecnológica del Perú. Recuperada de: <https://dialnet.unirioja.es/servlet/articulo?codigo=4847294>
- Velásquez, J. (2014). *Balance energético en la Central Termoeléctrica de Chimbote de 20.2 MW*. Tesis para el grado de título. Universidad Nacional del Santa. Ancash. Perú. Obtenido de: <http://repositorio.uns.edu.pe/handle/20.500.14278/1940>
- Yave, S. & Esquén, A. (2017). *Incremento de la eficiencia térmica del sistema de potencia de vapor mediante la aplicación del método exergético en la Empresa Agroindustrial Pucalá S.A.A - Lambayeque*. Tesis para optar el grado de título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Señor de Sipán. Perú.

VI. Anexos

Anexo 1: Propiedades de algunas sustancias

Anexo 2: Estado del agua a través del simulador termodinámico Steam Table

Anexo 3: Factor de emisión de CO_2 de los combustibles

Anexo 4: Factor CUCSS y cálculo para tipo de cambio para el periodo May/2022 –
Abril/2023, Perú.

Anexo 5: Interpolación para el valor del flujo masico de los gases

Anexo 6: Esquemas de inyección de agua del 1% al 4%

Anexo 7: Fotografía del Turbina de Gas de la Central Termoeléctrica Planta Éten

Anexo 1: Propiedades de algunas sustancias.

Propiedades de sólidos y líquidos seleccionados c_p , ρ y κ

Sustancia	Calor específico, c_p (kJ/kg · K)	Densidad, ρ (kg/m ³)	Conductividad térmica, κ (W/m · K)
Líquidos saturados			
Aceite de motor sin usar, 300 K	1,909	884,1	0,145
Agua, 275 K	4,211	999,9	0,574
300 K	4,179	996,5	0,613
325 K	4,182	987,1	0,645
350 K	4,195	973,5	0,668
375 K	4,220	956,8	0,681
400 K	4,256	937,4	0,688
Amoníaco, 300 K	4,818	599,8	0,465
Mercurio, 300 K	0,139	13529	8,540
Refrigerante 134a, 300 K	1,434	1199,7	0,081
Refrigerante 22, 300 K	1,267	1183,1	0,085

Tabla A1: Propiedades para líquidos saturados

Fuente: Moran & Shapiro (2004)

Calor específico para gas ideal de algunos gases frecuentes (kJ/kg · K)

Temp. K	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	Temp. K
	Aire			Nitrógeno, N ₂			Oxígeno, O ₂			
250	1,003	0,716	1,401	1,039	0,742	1,400	0,913	0,653	1,398	250
300	1,005	0,718	1,400	1,039	0,743	1,400	0,918	0,658	1,395	300
350	1,008	0,721	1,398	1,041	0,744	1,399	0,928	0,668	1,389	350
400	1,013	0,726	1,395	1,044	0,747	1,397	0,941	0,681	1,382	400
450	1,020	0,733	1,391	1,049	0,752	1,395	0,956	0,696	1,373	450
500	1,029	0,742	1,387	1,056	0,759	1,391	0,972	0,712	1,365	500
550	1,040	0,753	1,381	1,065	0,768	1,387	0,988	0,728	1,358	550
600	1,051	0,764	1,376	1,075	0,778	1,382	1,003	0,743	1,350	600
650	1,063	0,776	1,370	1,086	0,789	1,376	1,017	0,758	1,343	650
700	1,075	0,788	1,364	1,098	0,801	1,371	1,031	0,771	1,337	700
750	1,087	0,800	1,359	1,110	0,813	1,365	1,043	0,783	1,332	750
800	1,099	0,812	1,354	1,121	0,825	1,360	1,054	0,794	1,327	800
900	1,121	0,834	1,344	1,145	0,849	1,349	1,074	0,814	1,319	900
1000	1,142	0,855	1,336	1,167	0,870	1,341	1,090	0,830	1,313	1000

Tabla A2: Propiedades para el Aire

Fuente: Moran & Shapiro (2004)

Anexo 2: Estado del agua a través del simulador termodinámico Steam Table.

Steam Table (the 1967 IFC Formulation)											
Steam Table (Complete Range) Saturation Zone Diagrams About											
P (bar)	T (°C)	x	v (m³/kg)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg°C)	v' (m³/kg)	h' (kJ/kg)	s' (kJ/kg°C)	v'' (m³/kg)	h'' (kJ/kg)	s'' (kJ/kg°C)
10.07	180,187					0,001128	763,9	2,14111	0,193	2776,4	6,58040

Figura A1: Temperatura del agua a una presión de 10.07 bar

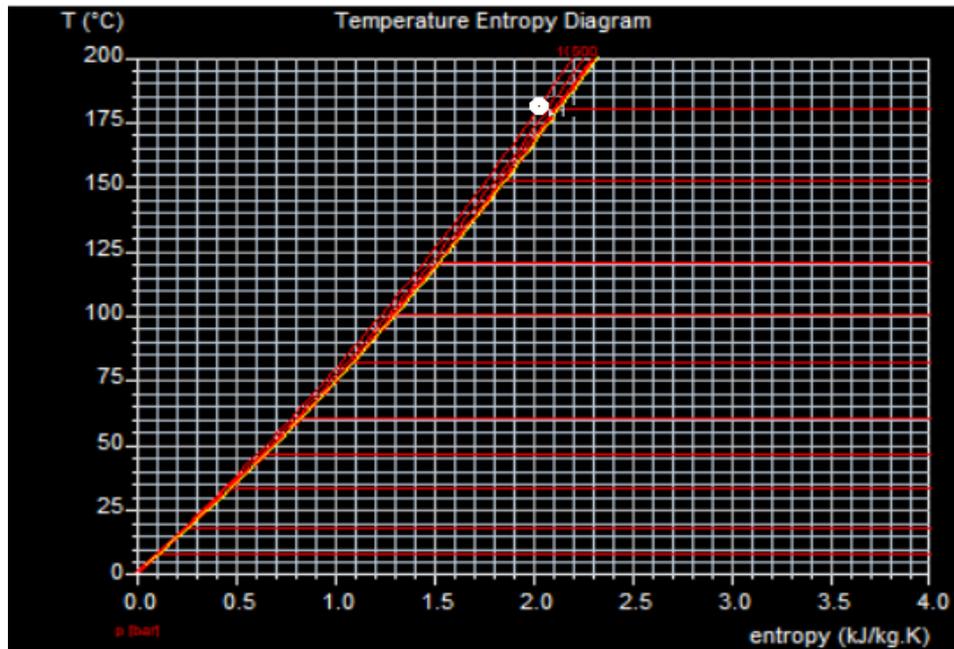


Figura A2: Estado de liquido saturado del agua a una P y T conocida

Anexo 3: Factor de emisión de CO₂ de los combustibles.

Tipo de combustible	FE	Unidad	Fuente
Gas natural	56,100	kgCO ₂ /TJ	Valor por defecto GL 2006 - Volumen 2: Energía, pág. 2.16 - 2.17
Queroseno	71,900	kgCO ₂ /TJ	
Petróleo industrial 500	73,300	kgCO ₂ /TJ	
Petróleo industrial 6	73,300	kgCO ₂ /TJ	
Gasohol 84 (INGEI 2010 y 2012)	63,895	kgCO ₂ /TJ	FE _{Gasolina} x 0.928 (se resta el 7.8% del etanol)
Gasohol 90 (INGEI 2010 y 2012)	63,895	kgCO ₂ /TJ	
Gasohol 95 (INGEI 2010 y 2012)	63,895	kgCO ₂ /TJ	
Gasohol 97 (INGEI 2010 y 2012)	63,895	kgCO ₂ /TJ	
Gasohol 98 (INGEI 2010 y 2012)	63,895	kgCO ₂ /TJ	
Gasolina (INGEI 2000 y 2005)	69,300	kgCO ₂ /TJ	Valor por defecto GL 2006 - Volumen 2: Energía, pág. 2.16 - 2.17
Gas Licuado de Petróleo	63,100	kgCO ₂ /TJ	
Bagazo y otra Biomasa	100,000	kgCO ₂ /TJ	
Diésel D2 (INGEI 2000 y 2005)	74,100	kgCO ₂ /TJ	
Biodiesel DB5 (INGEI 2012)	70,395	kgCO ₂ /TJ	FE _{Diésel D2} x 0.95 (se resta el 5% del biocombustible)
Biodiesel DB2 (INGEI 2010)	72,618	kgCO ₂ /TJ	FE _{Diésel D2} x 0.98 (se resta el 2% del biocombustible)
Carbón Vegetal	112,000	kgCO ₂ /TJ	Valor por defecto GL 2006 - Volumen 2: Energía, pág. 2.16 - 2.17

Tabla A3: Factor de emisión de CO₂ de los combustibles

Fuente: Inventario Nacional de Gases de Efecto Invernadero (2012)

**Anexo 4: Factor CUCSS y cálculo para tipo de cambio para el periodo May/2022 –
Abril/2023, Perú.**

CARGO DE GENERACIÓN PARA CADA PLANTA DE RESERVA FRÍA		
RESERVA FRÍA	FACTOR CUCSS	UNIDAD
PLANTA ILO	2.078	s/./kW-mes
PLANTA TALARA	0.96	s/./kW-mes
PLANTA ÉTEN	1.043	s/./kW-mes
PLANTA PUCALLPA	0.218	s/./kW-mes
PLANTA PUERTO MALDONADO	0.126	s/./kW-mes

Tabla A4: CUCSS para la generación de Reserva Fría
Fuente: Osinergmin (2022)

Cálculo del CUCSS para el tipo de cambio correspondiente a Planta Éten:

Utilizando el cambio de dólar para la fecha 10/02/2023, se tiene:

$$CUCSS = 1.043 \frac{\text{soles}}{\text{kWmes}} * \frac{1 \$}{3.86 \text{ soles}}$$

$$CUCSS = 0.27 \frac{\$}{\text{kWmes}}$$

Anexo 5: Interpolación para el valor del flujo masico de los gases.

<input type="text" value="130"/>	<input type="text" value="174.1"/>
<input type="text" value="134.74"/>	<input type="text" value="182.80800000"/>
<input type="text" value="140"/>	<input type="text" value="191.7"/>
<input type="button" value="Calcular"/>	<input type="button" value="Reiniciar"/>

Figura A3: Interpolación para valores señalados de la tabla 09

Fuente: académíarafavilches

Se considera el valor de 134.74 kg/s para el flujo masico de los gases obteniendo una temperatura de 182.8 °C, permitiendo así no trabajar en lo limites permitidos y lograr mejores resultados.

Anexo 6: Esquemas de inyección de agua del 1% al 4%.

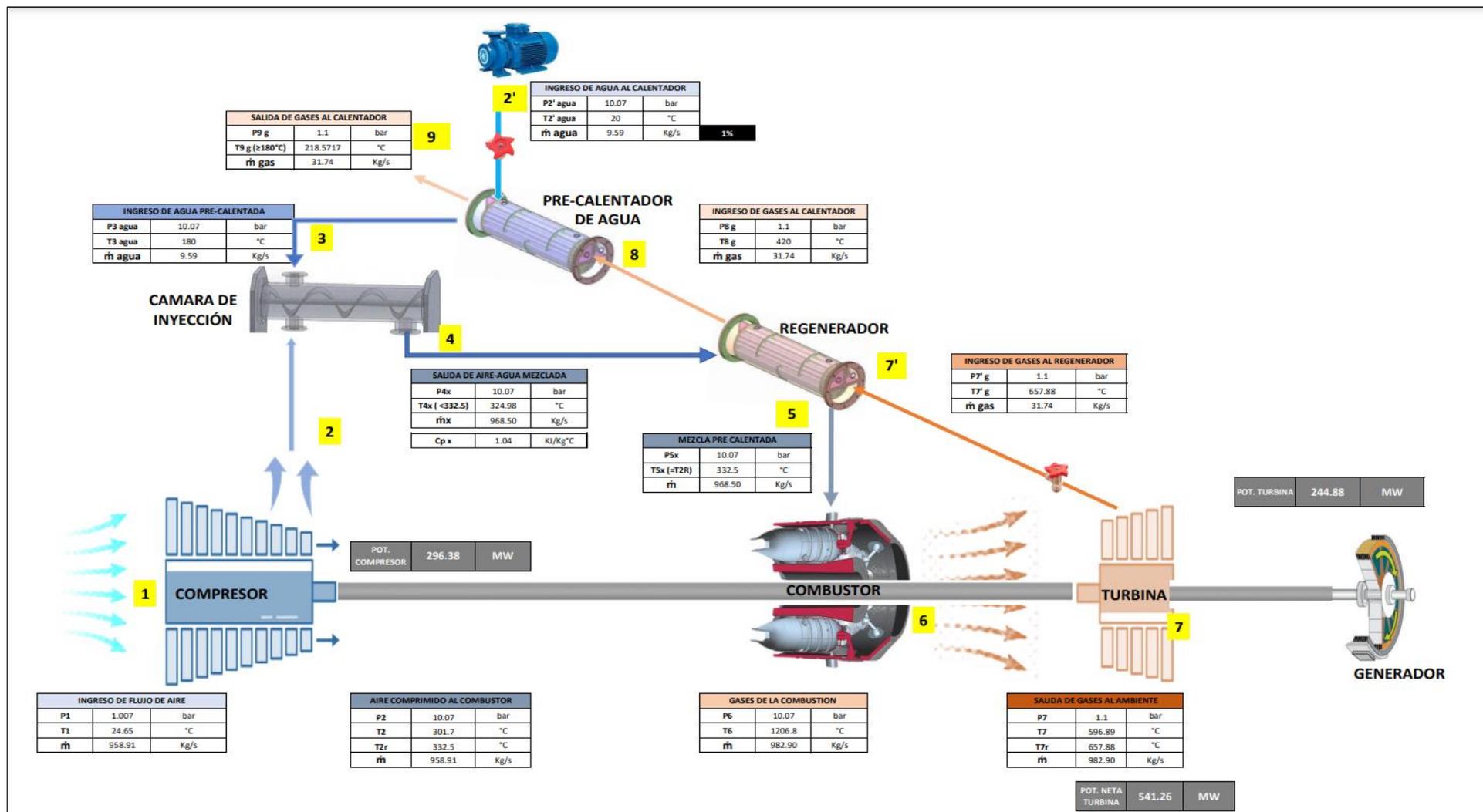


Figura A4: Esquema de inyección de agua con flujo masico de agua del 1% respecto al flujo masico del aire.

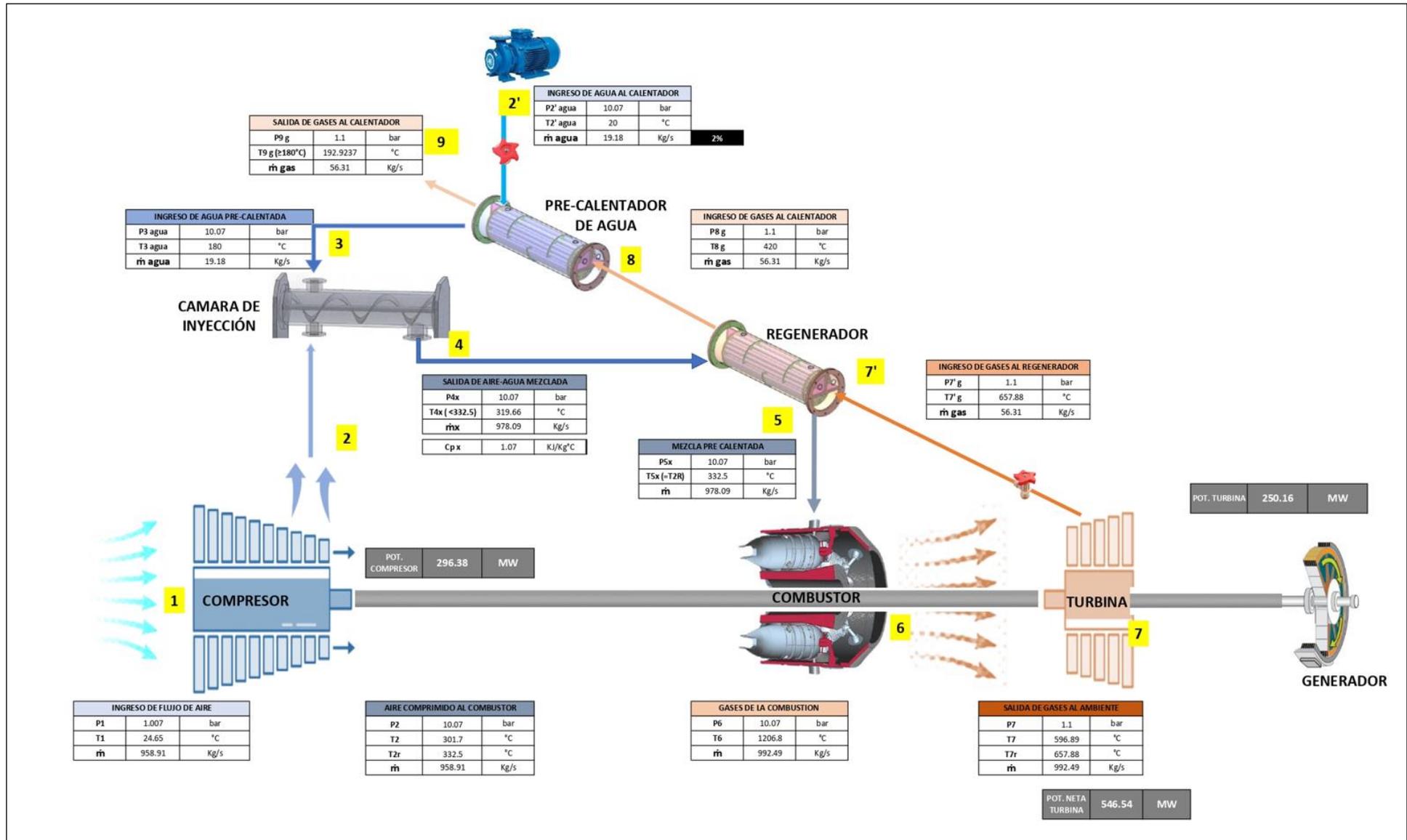


Figura A5: Esquema de inyección de agua con flujo masico de agua del 2% respecto al flujo masico del aire.

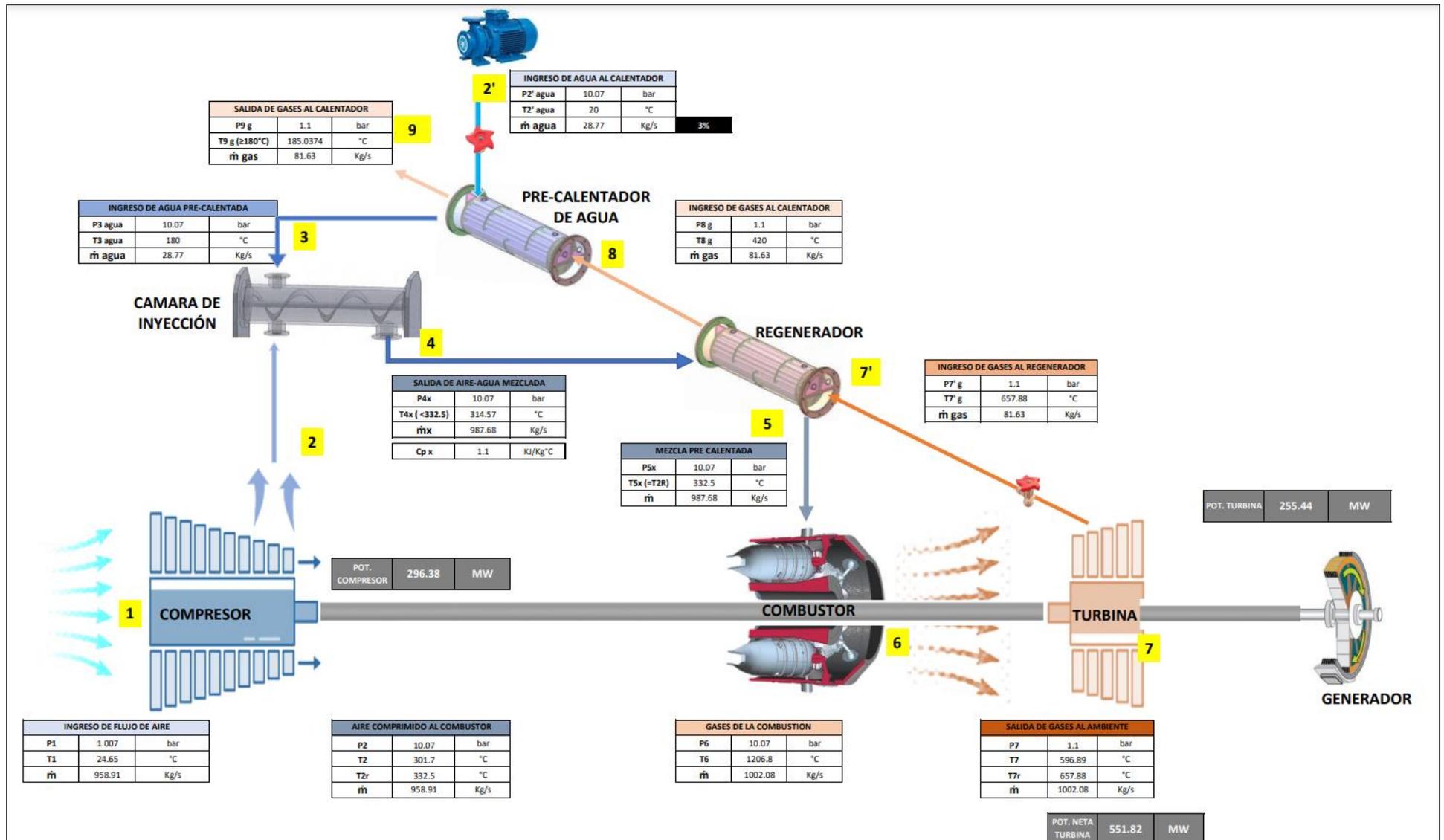


Figura A6: Esquema de inyección de agua con flujo masico de agua del 3% respecto al flujo masico del aire.

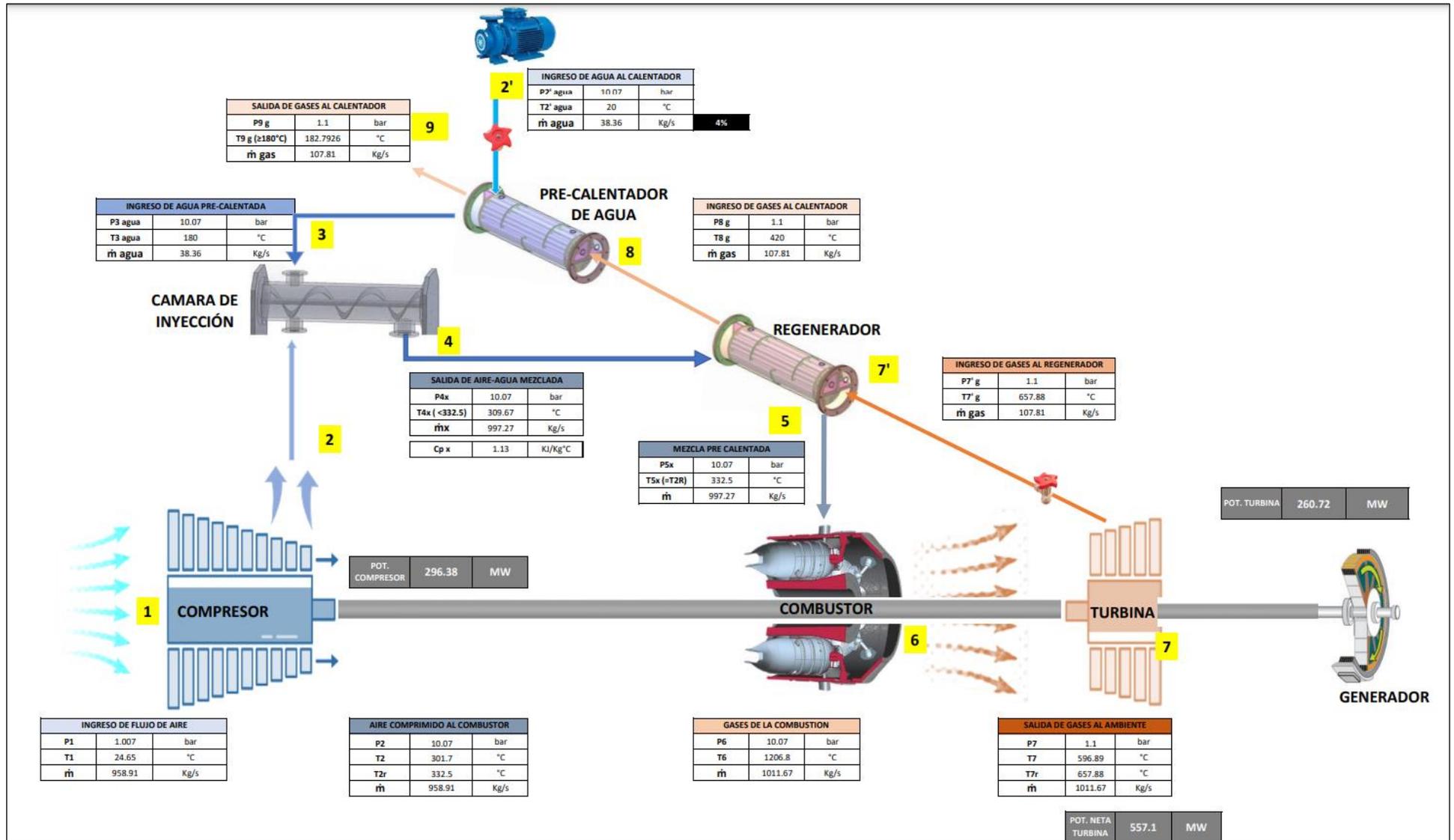


Figura A7: Esquema de inyección de agua con flujo masico de agua del 4% respecto al flujo masico del aire.

Anexo 8: Fotografía del Turbina de Gas de la Central Termoeléctrica Planta Éten.



Figura A8: Fotografía del exterior de la Turbina de gas de la Central Termoeléctrica Planta Éten.



Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería en Energía

Informe del Asesor Informe de Tesis para obtener el título profesional

- 1) Apellidos/Nombres: Cisneros Zavaleta Jesus Eduardo
- 2) Título de la Tesis: Efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas en el rendimiento específico para la Central Termoeléctrica Planta Éten.
- 3) Evaluación del Contenido: La presente tesis para título reúne las condiciones metodológicas de la investigación científica y está en conformidad con los Artículos N° 39 y 40 del Reglamento General de Grados y Títulos vigente de la Universidad Nacional del Santa, concluyéndose que el tesista ha elaborado el presente informe dentro de las líneas de investigación que promueve la E.P.I.E
- 4) Observaciones: Ninguna
- 5) Certificación de Aprobación: En calidad de asesor certifico la aprobación de la tesis para título.

Fecha: Nuevo Chimbote, marzo del 2023.

Dr. Gualberto Antenor Mariños Castillo
Asesor



ACTA DE APROBACIÓN DE ORIGINALIDAD

Yo, GUALBERTO ANTENOR MARIÑOS CASTILLO

asesor del presente trabajo de investigación

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Departamento Académico	Energía, Física y Mecánica					
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa. Asesor / Unidad de Investigación revisora del trabajo de Investigación intitulado:

“EFECTO DE LA INYECCIÓN DE AGUA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE LA TURBINA DE GAS EN EL RENDIMIENTO ESPECÍFICO PARA LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA PLANTA ÉTEN”

Del estudiante / docente: CISNEROS ZAVALETA JESUS EDUARDO

De la escuela / departamento académico: Ingeniería en Energía

Constato que la investigación presentada por el bachiller es un trabajo propio, el cual se trabajó en conjunto con mi persona asesorando en las observaciones que se obtuvieron durante su proceso. Quién suscribe la presente, declaro el haber analizado dicha tesis y concluyo que lo presentado a la escuela de Ingeniería en Energía no se conforman como plagio. A mi claro saber y entender, la investigación cumple con las normas de citas y referencias establecidas por la Universidad Nacional del Santa.

Nuevo Chimbote, marzo del 2023

Firma:

Nombres y Apellidos del Asesor: GUALBERTO ANTENOR MARIÑOS CASTILLO

DNI: 17890841



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Cisneros Zavaleta Jesus Eduardo, Bachiller de la

Facultad	Ciencias		Educación		Ingeniería	X
Escuela Profesional		Ingeniería en Energía				
Departamento Académico						
Escuela de Posgrado	Maestría			Doctorado		

Programa:

De la Universidad Nacional del Santa; Declaro que el trabajo de investigación es un **trabajo inédito**, intitulado:

“EFECTO DE LA INYECCIÓN DE AGUA EN LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN DE LA TURBINA DE GAS EN EL RENDIMIENTO ESPECÍFICO PARA LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA PLANTA ÉTEN”

presentado en 91 folios, para la obtención del Grado académico ()

Título profesional X Investigación anual ()

- He citado todas las fuentes empleadas, no he utilizado otra fuente distinta a las declaradas en el presente trabajo.
- Este trabajo de investigación no ha sido presentado con anterioridad ni completa ni parcialmente para la obtención de grado académico o título profesional.
- Comprendo que el trabajo de investigación será público y por lo tanto sujeto a ser revisado electrónicamente para la detección de plagio por el VRIN.
- De encontrarse uso de material intelectual sin el reconocimiento de su fuente o autor, me someto a las sanciones que determinan el proceso disciplinario.

Nuevo Chimbote, marzo del 2023

Firma:

Nombres y Apellidos: Cisneros Zavaleta Jesus Eduardo

DNI: 74043958

Efecto de la inyección de agua en la cámara de combustión de la turbina de gas en el rendimiento específico para la Central Termoeléctrica planta Éten

INFORME DE ORIGINALIDAD

22%

INDICE DE SIMILITUD

22%

FUENTES DE INTERNET

9%

PUBLICACIONES

6%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	hdl.handle.net Fuente de Internet	3%
2	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	2%
3	dokumen.pub Fuente de Internet	2%
4	idoc.pub Fuente de Internet	1%
5	es.slideshare.net Fuente de Internet	1%
6	qdoc.tips Fuente de Internet	1%
7	www2.osinergmin.gob.pe Fuente de Internet	1%
8	revistas.utp.edu.co Fuente de Internet	1%

9	www.slideshare.net Fuente de Internet	1 %
10	patents.google.com Fuente de Internet	1 %
11	livrosdeamor.com.br Fuente de Internet	<1 %
12	www.cne.cl Fuente de Internet	<1 %
13	Beltrán Mora Héctor Alejandro, Urias Romero Francisco. "Aspectos tecnológicos, económicos y medioambientales del uso de gas natural para la generación de energía eléctrica en México", TESIUNAM, 2005 Publicación	<1 %
14	Marin Marin José. "Diagnosticos energeticos en una planta de celulosa y papel", TESIUNAM, 1991 Publicación	<1 %
15	repositorio.espe.edu.ec:8080 Fuente de Internet	<1 %
16	docplayer.es Fuente de Internet	<1 %
17	link.springer.com Fuente de Internet	<1 %
18	Submitted to Universidad Nacional del Santa Trabajo del estudiante	

<1 %

19

repositorio.upn.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

20

Submitted to Universidad de Málaga - Tii

Trabajo del estudiante

<1 %

21

doku.pub

Fuente de Internet

<1 %

22

www.posgrado-mcia.umich.mx

Fuente de Internet

<1 %

23

prezi.com

Fuente de Internet

<1 %

24

Submitted to Universidad Católica de Santa
María

Trabajo del estudiante

<1 %

25

Pérez Sánchez Jordán. "Estudio de integración
de captura de CO2 en turbinas de gas (ciclo
combinado) en el sector eléctrico mexicano",
TESIUNAM, 2018

Publicación

<1 %

26

Submitted to espam

Trabajo del estudiante

<1 %

27

www.dspace.espol.edu.ec

Fuente de Internet

<1 %

28 Valle Hernández Julio. "Modelado y simulación dinámica de un reactor PBMR optimizado con módulos de generación de hidrógeno y desalinización de agua de mar", TESIUNAM, 2008
Publicación <1 %

29 www.coursehero.com
Fuente de Internet <1 %

30 Submitted to UNIV DE LAS AMERICAS
Trabajo del estudiante <1 %

31 1library.co
Fuente de Internet <1 %

32 revistas.ucv.edu.pe
Fuente de Internet <1 %

33 repositorio.ucv.edu.pe
Fuente de Internet <1 %

34 Submitted to UTEC Universidad de Ingeniería & Tecnología
Trabajo del estudiante <1 %

35 renati.sunedu.gob.pe
Fuente de Internet <1 %

36 Submitted to BENEMERITA UNIVERSIDAD AUTONOMA DE PUEBLA BIBLIOTECA
Trabajo del estudiante <1 %

37

CONSULTORIA INTERNACIONAL EN INGENIERIA Y GESTION PARA EL DESARROLLO SOCIEDAD ANONIMA CERRADA-CINYDE. "Plan de Abandono del Proyecto Central Térmica de Piura-IGA0003400", R.D. N° 416-2015-MEM/DGAAE, 2020

Publicación

<1 %

38

repositorio.unjbg.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

39

www.energia.inf.cu

Fuente de Internet

<1 %

40

Submitted to Universidad Carlos III de Madrid

Trabajo del estudiante

<1 %

41

www.msal.gov.ar

Fuente de Internet

<1 %

42

Antonio García Barberá. "Study of the Degradation of New Lubricant Oil Formulations with the Design and Demands of Current and Future Engines", Universitat Politecnica de Valencia, 2022

Publicación

<1 %

43

Díaz Herrera Pablo René. "Estudio de factibilidad técnica-económica de la implementación de la captura de CO2 en el sector eléctrico y su potencial

<1 %

aprovechamiento en el sector energético nacional", TESIUNAM, 2020

Publicación

44

archive.org

Fuente de Internet

<1 %

45

repositorio.usfq.edu.ec

Fuente de Internet

<1 %

46

site.ge-energy.com

Fuente de Internet

<1 %

47

Jeanty, Freddy, Jesús De Andrade, Sergio Croquer, Jorge Luis Clarembaux Correa, and Miguel Asuaje. "Numerical Analysis of a Fogging System in a Gas Turbine", Volume 3 Cycle Innovations Education Electric Power Fans and Blowers Industrial and Cogeneration, 2012.

Publicación

<1 %

48

repositorio.ulima.edu.pe

Fuente de Internet

<1 %

49

snifa.sma.gob.cl

Fuente de Internet

<1 %

50

ANGULO PAZ CARLOS ANTONIO ALEXANDER. "ITS del Proyecto de Modificación y/o Ampliación de Componentes para la Venta de Combustibles Líquidos-IGA0017942", R.D. N° 229-2020-MINEM/DGAAH, 2022

Publicación

<1 %

51 Malfavon Martinez Sara Martha. "Potencial de ahorro de energia por el cambio de calentadores de agua y estufa mas eficientes en el sector residencial mexicano", TESIUNAM, 2006
Publicación <1 %

52 Moreno Collado Antonio. "Calentamiento de la materia prima de una planta piloto de D.A. para tratamiento de la F.O.R.S.U.", TESIUNAM, 2013
Publicación <1 %

53 docslide.us
Fuente de Internet <1 %

54 dspace.unitru.edu.pe
Fuente de Internet <1 %

55 infocarbono.minam.gob.pe
Fuente de Internet <1 %

56 repositorio.uta.edu.ec
Fuente de Internet <1 %

57 vsip.info
Fuente de Internet <1 %

58 worldwidescience.org
Fuente de Internet <1 %

59 www.inpi.gov.ar
Fuente de Internet <1 %

60

www.muyinteresante.es

Fuente de Internet

<1 %

61

Arredondo Sanchez Eduardo. "Propuesta de ciclo dual aire-agua en turbinas de gas y construcción de un sistema de pruebas", TESIUNAM, 2002

Publicación

<1 %

62

Santos Ramírez Sarai. "Análisis termodinámico del acoplamiento de un sistema de gasificación por arco de plasma a un ciclo de generación de potencia", TESIUNAM, 2013

Publicación

<1 %

63

zaguan.unizar.es

Fuente de Internet

<1 %

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias

Apagado

Excluir bibliografía

Apagado