

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



**EFFECTO DEL EMPLEO DE AEROCONDENSADORES EN
EL DESEMPEÑO DEL PROCESO DE CONDENSACION EN
LA CENTRAL DE CICLO COMBINADO DE TERMOCHILCA**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTOR :

Bach. Milagros Aurelia Bravo Córdova

ASESOR :

MSc Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque

NUEVO CHIMBOTE, NOVIEMBRE DEL 2021

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



CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

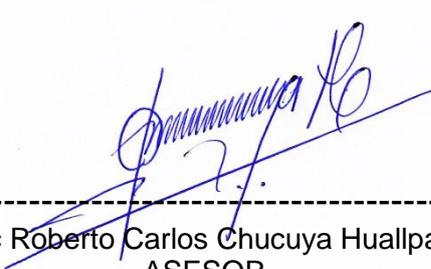
La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.D: N°492-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA

EFFECTO DEL EMPLEO DE AEROCONDENSADORES EN EL DESEMPEÑO
DEL PROCESO DE CONDENSACION EN LA CENTRAL DE CICLO
COMBINADO DE TERMOCHILCA

AUTOR :

Bach. Milagros Aurelia Bravo Córdova



MSc Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
ASESOR



“Año del Bicentenario del Perú: 200 años de Independencia”

ACTA DE SUSTENTACION DE TESIS

A los nueve días del mes de diciembre del año dos mil veintiuno, siendo las siete horas de la noche, se reunieron en forma virtual a través de la aplicación zoom, el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N°459-2021-UNS-CFI**, integrado por los siguientes docentes:

- **Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ** : **PRESIDENTE**
- **Mg. ROBERT FABIAN GUEVARA CHINCHAYAN** : **SECRETARIO**
- **M.Sc. ROBERTO CARLOS CHUCUYA HUALLPACHOQUE** : **INTEGRANTE**

Para dar inicio a la sustentación y evaluación de la Tesis titulada: **“EFECTO DEL EMPLEO DE AEROCONDENSADORES EN EL DESEMPEÑO DEL PROCESO DE CONDENSACION EN LA CENTRAL DE CICLO COMBINADO DE TERMOCHILCA”**, elaborada por la Bachiller de Ingeniería en Energía: **Milagros Aurelia Bravo Córdova** con código de matrícula N° 0200811044, teniendo como asesor al docente M.Sc. Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque, designado mediante Resolución Decanal N° 137-2021-UNS-FI de fecha 18 de marzo del 2021.

Terminada la sustentación el estudiante, 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
Milagros Aurelia Bravo Córdova	Diecisiete	Muy Bueno

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


Dr. Serapio A. Quillos Ruiz
PRESIDENTE


Mg. Robert F. Guevara Chinchayán
SECRETARIO


M.Sc. Roberto C. Chucuya Huallpachoque
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:	Milagros Bravo Cordona
Título del ejercicio:	TESIS
Título de la entrega:	TESIS FINAL
Nombre del archivo:	TESIS_MBC.pdf
Tamaño del archivo:	1.7M
Total páginas:	94
Total de palabras:	19,387
Total de caracteres:	97,791
Fecha de entrega:	07-nov.-2021 11:25a. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega:	1695494220



DEDICATORIA

A mis queridos padres

Para el Sr. Lucas Bravo, quien siempre creyó en mí y me apoyo en todo momento en esta etapa de estudios universitarios y gracias a ello pude conseguir mis metas.

Para la Sra. Magna Córdova, quien no conoció el cansancio trabajando muy duro por mí y por ser una mujer ejemplar.

Para mis hijas Silvana y Katniss mis grandes tesoros, que con cada sonrisa son mi real felicidad y empuje a mi vida profesional por ellas, con ellas y para ellas.

M.A.B.C

RECONOCIMIENTO

Al MSc, Roberto Chucuya Huallpachoque
por su invaluable apoyo académico
y asesoría en el desarrollo
y culminación de mi tesis.

A mis profesores de la
E.P de Ingeniería en Energía
por invaluable labor desarrollada,
especialmente al Dr. Serapio Quillos
por su ejemplo docente.

Para mi aliado Frank Oviedo
Y mis colegas de la promoción 2008 de la
Escuela de Ingeniería en Energía

Atentamente,

M.A.B.C

INDICE GENERAL

INDICE

RESUMEN

CAPITULO I: INTRODUCCION	1
1.1 Realidad Problemática	2
1.2 Antecedentes	3
1.3 Justificación	6
1.4 Hipótesis	7
1.5 Objetivos	7
CAPITULO II: MARCO TEORICO	8
2.1 Proceso de condensación en centrales a vapor	9
2.2 Condensadores de superficie	16
2.3 Aerocondensadores	24
2.4 Problemática del agua y el ambiente	33
2.5 Desempeño energético	36
2.6 Análisis de sensibilidad	38
CAPITULO III: MATERIALES Y METODO	40
3.1 Material	41
3.2 Método	45
CAPITULO IV: CALCULOS Y RESULTADOS	47
4.1 Evaluación del proceso de condensación con condensadores de vacío y torres de enfriamiento	48
4.2 Evaluación del proceso de condensación con aerocondensador	54
4.3 Evaluación de indicadores de desempeño	58
4.4 Análisis de sensibilidad	61
4.5 Discusión de resultados	63
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	65
Conclusiones	66
Recomendaciones	67
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	68
ANEXOS	73

INDICE DE FIGURAS

Figura 01: Esquema de un Ciclo Combinado	10
Figura 02: Esquema termodinámico y representación Tvs S para un ciclo Rankine	12
Figura 03: Esquema termodinámico y representación Tvs S para un ciclo Rankine	14
Figura 04: Balance de energía en el condensador.	18
Figura 05: Efecto de los incondensables sobre el coeficiente de condensación.	19
Figura 06: Efecto de los incondensables sobre el coeficiente de condensación	20
Figura 07 Torre de enfriamiento de tiro inducido	22
Figura 08 Variables físicas para un balance de energía.	23
Figura 09 Esquema de condensación con aerocondensadores.	25
Figura 10 Estructura de un aerocondensador.	26
Figura 11 Estructura de un aerocondensador	27
Figura 12 Principio de funcionamiento de un aerocondensador	28
Figura 13 Aerocondensador de una sola fila.	30
Figura 14 Perfil de aleta larga de tubería de 1”	31
Figura 15 Balance de energía en un aerocondensador	31
Figura 16 Diagrama de flujo del agua por una instalación de condensación con tratamiento de agua	34
Figura 17 Vista panorámica de la empresa	42
Figura 18 Consola de operador de central de ciclo combinado	43
Figura 19 Entorno de diagrama y calculadora de parámetros psicrométrico online de Herramientas de Ingeniería	44
Figura N° 20 Software para propiedades del agua STEAM TABLE 1967IFC	45

INDICE DE TABLAS

Tabla 01 Parámetros para el balance de energía con el condensador de vacío	48
Tabla 02 Parámetros para determinar potencia eléctrica consumida por el motor eléctrico de bomba de agua de enfriamiento.	49
Tabla 03 Parámetros para balance de energía en torre de enfriamiento de tiro inducido	50
Tabla 04 Valores psicrométrico para balance de energía	50
Tabla 05 Variación en el Orden de Prioridad del despacho	54
Tabla 06 Variación en el Orden de Prioridad del despacho con aerocondensador	58
Tabla 07 Efecto de la variación del costo variable total en el Orden de Prioridad del despacho con aerocondensador	61

INDICE DE GRAFICOS

Gráfico 01 Fracción de potencia consumida en proceso de condensación	58
Gráfico 02 Costo variable total de la central termoeléctrica	59
Gráfico 03 Variación del IDE1	60
Gráfico 04 Variación del IDE2	60
Gráfico 05 Análisis de sensibilidad de la influencia del tipo de tecnología en el proceso de condensación en la rentabilidad de la Central Termoeléctrica	62

RESUMEN

El proceso de condensación forma parte del Ciclo Rankine para la generación de energía eléctrica, en el cual el vapor húmedo extraído a presión de vacío desde la turbina de vapor cede su calor latente desde vapor húmedo a líquido, con la finalidad de continuar con el ciclo termodinámico. Se tienen 2 tecnologías para el proceso de condensación, una de ellas con condensadores de vacío o superficie, el cual tiene asociado a su proceso un sistema de enfriamiento del agua y la tecnología de aerocondensadores, el agua hace uso de aire para el proceso de condensación.

La muestra de estudio es el proceso de condensación de la Central Termoeléctrica de ciclo combinado de Termochilca ubicada en la localidad de Chilca con una potencia efectiva de 296,3 MW.

Se realizó una evaluación del desempeño de los procesos de condensación con tecnología de condensadores de vacío y aerocondensadores, donde IDE1 que evalúa la potencia inyectada a la red (descontando la potencia eléctrica asociada al proceso de condensación), para el caso del condensador de vacío es igual a 34,4 MWh/Ton de vapor, mientras que el proceso con aerocondensador es igual a 34,66 MWh/Ton de vapor, y del mismo modo se tiene una mejora del costo variable total en 8% desde 25,643 U\$/MWh a 23,745 U\$/MWh, con el cual se obtiene una rentabilidad superior con el empleo de aerocondensadores de 6'597 538 U\$. para 7 000 horas anuales de operación y un precio de la energía de 38 U\$/MWh .

PALABRA CLAVE: Proceso de condensación, aerocondensador, desempeño energético.

ABSTRACT

The condensation process is part of the Rankine Cycle for the generation of electrical energy, in which the humid steam extracted at vacuum pressure from the steam turbine gives up its latent heat from humid steam to liquid, in order to continue with the cycle. thermodynamic. There are 2 technologies for the condensation process, one of them with vacuum or surface condensers, which has associated with its process a water cooling system and the technology of aero condensers, the water uses air for the condensation process .

The study sample is the condensation process of the Termochilca combined cycle thermoelectric plant located in the town of Chilca with an effective power of 296.3 MW.

An evaluation of the performance of the condensation processes was carried out with technology of vacuum condensers and air condensers, where IDE1 that evaluates the power injected into the network (discounting the electrical power associated with the condensation process), for the case of the vacuum condenser is equal to 34.4 MWh / Ton of steam, while the process with an aero condenser is equal to 34.66 MWh / Ton of steam, and in the same way there is an improvement in the total variable cost of 8% from 25,643 U \$ / MWh at 23,745 U \$ / MWh, with which a higher profitability is obtained with the use of aerocapacitors of 6'597 538 U \$. for 7,000 annual hours of operation and an energy price of US \$ 38 / MWh.

KEY WORD: Condensation process, air condenser, energy performance.

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

La finalidad del proceso de condensación en una central de ciclo combinado es la de transformar el vapor húmedo saliente de la turbina de vapor al estado de líquido saturado, como parte del Ciclo Rankine, el cual es el ciclo inferior conformante de los ciclos combinados. De forma tradicional se ha empleado el uso de condensadores de vacío en el proceso de condensación, con lo cual se hace necesario el empleo de agua para que en un equipo de contacto indirecto absorba el calor latente del vapor húmedo y provoque la condensación. Pero el empleo del agua está ligado básicamente a instalar una torre de enfriamiento de tiro inducido, en el cual se hace uso no solo de ventiladores y también se repone el agua que es absorbida en el proceso de humidificación en la torre de enfriamiento.

Según León (2017), en el pequeño distrito de Chilca, se abastecía de agua con cisternas y dos pozos. Sus casi 40 mil habitantes solo podían usar sus caños tres horas al día. En el poblado anexo de Las Salinas era peor: a veces solo había agua por 30 o 40 minutos. La Central Fénix, una central termoeléctrica instaló una planta desalinizadora de agua de mar para favorecer a unas 7.000 personas de esta zona, que padecía de estrés hídrico. El empleo de condensadores de vacío o superficie acoplados a torres de enfriamiento, para el proceso de condensación del vapor húmedo proveniente de las turbinas de vapor, necesita la disponibilidad de fuentes o caudales de ríos lo suficientemente grandes que puedan abastecer los requerimientos de agua de la central. Limitando la disponibilidad y uso del agua de la implementación de nuevas centrales termoeléctricas y la ampliación de otras, que al margen de que disponen de capacidad de generación e infraestructura suficiente para incrementar su proceso de generación de energía.

La Empresa Termochilca ubicada en la zona de Chilca al realizar la instalación de la central de combinado del mismo nombre, se ha visto con la necesidad de instalar aerocondensadores en reemplazo de condensadores de vacío, básicamente debido a la carencia de agua en la zona. Los aerocondensadores son superficies de transferencia de calor (similares a un radiador invertido) en el cual mediante ventiladores de tiro inducido se hace circular aire a temperatura ambiental con la finalidad de provocar la condensación del vapor húmedo. Según Cascante (2018) para la central de ciclo combinado de La Rumorosa en Nuevo México se tiene un comparativo de la operación de la central de generación operando con aerogeneradores ,con lo cual la potencia eléctrica generada es de 128 MW efectivas (entregadas a la red, luego de consumir

parte de esta en sus servicios auxiliares) , mientras que con sistemas convencionales con condensador de vacío y torre de enfriamiento se genera una potencia eléctrica de 130 MW efectivas, con esto se confirma que 2 MW adicionales se consumen los ventiladores de los aerocondensadores. Con lo cual es de sumo interés determinar cuál es el efecto del empleo de aerondensadores en el desempeño del proceso de condensación en la central de Ciclo combinado de Termochilca.

Teniendo en cuenta la necesidad de contar con un proceso de condensación eficiente no solo en términos de procesos, tal que permitan una condensación del vapor húmedo saliente de la turbina de vapor hasta alcanzar el estado de líquido saturado, sino también que incluya la optimización de los insumos empleados en el proceso de condensación tal como lo es el agua y aire de enfriamiento y el consumo de energía eléctrica de las máquinas de servicios auxiliares relacionadas al desempeño del proceso de condensación, por lo tanto formulamos el siguiente problema:

¿Qué efecto tiene el empleo de aerocondensadores en la mejora del desempeño del proceso de condensación en la central de ciclo combinado de Termochilca?

1.2 ANTECEDENTES:

Se tienen los siguientes estudios que sirven como antecedente a la tesis:

Aguilar, Sánchez y Carvajal (2015) en su artículo científico Modelado y simulación dinámica del aerocondensador de una central de ciclo combinado manifiesta lo siguiente: En la investigación se evalúa el valor de la presión del proceso de condensación en diferentes niveles de presión de descarga del vapor húmedo, con lo cual se tienen diversos valores de temperatura de saturación del vapor húmedo y diversos valores de flujo de aire de enfriamiento para el proceso en diversas condiciones. Los parámetros de observación son la temperatura del aire del lugar igual a 25° C, flujo masico de vapor húmedo igual a 126 kg /s y el flujo masico de aire 663 kg /s por ventilador con los cuáles se determinó el flujo masico de aire y la presión de condensación en el aerocondensador. Se determino que bajo las condiciones propuestas se alcanza una presión de 62 kPa en el aerocondensador para presiones de condensación del vapor de hasta 8 kPa.

Camaraza, Amoroz y Fonticella (2019) en su artículo científico titulado propuesta de modelo para el análisis térmico del enfriamiento de un paquete de tubos aletados manifiestan lo siguiente: en los aerocondensadores el agente refrigerante empleado es el aire a condiciones ambientales del lugar. Su objetivo fue el determinar la influencia de la velocidad del viento sobre la superficie de un aerocondensador. La circulación del aire a través del banco de tubos de superficies aleteadas de los aerocondensadores incidirá en la capacidad de absorción del calor latente del vapor húmedo y es dependiente del espesor de la película superficial a las tuberías. Se demuestra que cuando la temperatura ambiental es alta la capacidad térmica del aire es reduce, con lo cual es necesario un mayor caudal del aire de enfriamiento. Se determinó que el aumento de la velocidad del aire a través de la superficie de los tubos aletados del aerocondensador es eficiente en el caso de tener un diseño adecuado de haces de tubos con materiales de alta conductividad.

Cornejo (2017) en su tesis titulada cálculo de desempeño de un aerocondensador según el código ASME PTC 30.1-2007 y estimación de pérdidas por factores ambientales en una central térmica de ciclo combinado tuvo por objetivo determinar el desempeño energético del aerocondensador de la central de ciclo combinado de Kallpa. La central Kallpa genera 8,5 MW de potencia efectiva como ciclo combinado 3x3x1, esto representa aproximadamente el 14% de la máxima demanda del SEIN (6.2 GW en mayo del 2016). La Empresa Kallpa Generación instaló una unidad de aerocondensadores, dando como resultado una demanda 15 MW para cubrir el accionamiento de los ventiladores de los aerocondensadores, Concluye que la falta de disponibilidad de agua en la localidad de Chilca es un problema que restringe el uso de condensadores de superficie, para lo cual los aerocondensadores se presentan como alternativa para los procesos de condensación, salvo que se instalen desalinizadoras de agua, lo cual estarían ubicadas cerca a la playa de Chilca.

Duran (2013) en su tesis titulada estudio de un condensador de vapor de capacidad de 3.2 MWt acoplado a un ciclo "PWG" (pressure water generation), el cual genera 300 MWe. Tuvo por objetivo determinar las características de este equipo y del flujo que entra al condensador. En sus resultados se determinó que el proceso de condensación se lleva a cabo por contacto indirecto entre el vapor húmedo y el agua de enfriamiento

separados por tuberías de duraluminio, a través del contacto del vapor con los tubos, que a su vez son enfriados por agua que circula por la parte interna de los tubos a diversas presiones de condensación que pueden alcanzar hasta los 7 kPa pero dependerá de la capacidad de generarse el vacío en este proceso. Se concluyó que el rendimiento del condensador de vapor depende de los flujos a la entrada, por ejemplo el flujo de agua de enfriamiento necesario para condensar todo el flujo de vapor húmedo es aproximadamente 105 kg/s casi el doble que el flujo propuesto inicialmente (54.7 kg/s), a las condiciones propuestas. Así mismo para mejorar el desempeño de la condensación se incrementó el flujo de agua de enfriamiento con valores de 65 kg/s. con la finalidad de mejorar su desempeño.

Fernández (2012) en su tesis Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW, su objetivo general fue realizar el diseño y análisis operativo de un aerocondensador. En sus resultados se obtuvo que el dimensionamiento de un aerocondensador se divide en 5 módulos que trabajan en paralelo, con una superficie de transferencia de calor igual a 7 141. 105 m², con un total de 64,250 tubos con superficies aleteadas tipo “L” de duraluminio en configuración escalonada. Concluye que es necesario contar con 30 ventiladores axiales del tipo DTF (R) 2800 – 14 los cuales suministran el aire de enfriamiento a valores que varían desde 5 00 horas anuales de operación entre otros parámetros principales para su operatividad, además el 96% del tiempo de operación del aerocondensador, su consumo es óptimo debido al funcionamiento de ventiladores en su punto de mayor rendimiento generándose una velocidad del aire promedio de 3,5 m/s.

Gonzales (2018) en su tesis titulada diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia de 20 MW en Cuba. El objetivo general fue caracterizar el sistema de Aerocondensación para una planta de potencia. Aplico un análisis en los días más extremos, para días cálidos y días fríos. El principal resultado de esta investigación es el diseño del aerocondensador, el cual se propone esté compuesto por seis ventiladores capaces de mover cada uno un flujo de 432 000 m³/h y posea dimensiones de 8 x 9,6 m. Se concluyó que la inversión del montaje del aerocondensador es superior a 1´613,196 USD, el costo de mantenimiento

del aerocondensador es igual a 3,43 % del costo de las torres de enfriamiento y requiere un equivalente a 1,296 kW, equivalente a 1'447,502 USD/año.

1.3 JUSTIFICACIÓN

La justificación es la siguiente:

La Empresa Termochilca opera con una potencia efectiva de 300 MW generando energía eléctrica con gas natural, entrando en competencia comercial con las centrales de ciclo combinado de Chica, Kallpa y Fénix Power ubicadas en la localidad, cada uno de ellos con distintos costos operativos en función a la tecnología implementada en cada empresa. En donde el recurso agua es escaso para ser aplicado en los procesos de condensación, el cual es de vital importancia para poder condensar el vapor húmedo saliente de las turbinas de vapor y poder cerrar el circuito básicamente emplea ventiladores de tiro forzado para el proceso de compensación se presenta como una solución ante la problemática de ausencia de agua. Pero es necesario determinar el desempeño de toda la instalación cuando se empleen los condensadores, sobre todo en el hecho de tener que consumir una fracción de la potencia efectiva generada para accionar los ventiladores del aerocondensador. Lo cual puede reducir de alguna manera la potencia eléctrica disponible para su venta en el Sistema Eléctrico Interconectado Nacional.

La relación que presenta la generación de energía en las centrales termoeléctricas con ciclo Rankine o ciclo combinado con el recurso agua, se da principalmente por ser necesario para el proceso de condensación del vapor. Pero la accesibilidad al agua en todo el mundo es limitada, ya sea por la ubicación geográfica de la central de energía o por la competencia con otras áreas para su consumo (agrícola, industria y residencial), tal como lo representa para la agricultura y el consumo humano. Además, se tienen también los problemas ambientales originados por el empleo del agua en los circuitos industriales de enfriamiento y a los procesos de tratamiento químicos que se le aplica. Un método de solución es reducir el alto consumo de agua y reemplazar los sistemas convencionales por sistemas de enfriamiento con aire, uno de esos sistemas es el aerocondensador.

1.4 HIPÓTESIS

El empleo de aerocondensadores tiene un efecto en la mejora de 5 % del desempeño del proceso de condensación de la central de ciclo combinado de Termochilca

1.5 OBJETIVOS:

OBJETIVO GENERAL

Analizar el efecto del empleo de aerocondensadores en la mejora del desempeño del proceso de condensación de la Central de Ciclo Combinado de Termochilca.

OBJETIVOS ESPECIFICOS:

- Evaluar el proceso de condensación mediante el empleo de condensador de vacío y torre de enfriamiento.
- Determinar los indicadores de desempeño del proceso de condensación empleando aerocondensadores.
- Realizar un comparativo del desempeño del proceso de condensación con condensador de vacío y con aerocondensadores.
- Realizar un análisis de sensibilidad del efecto de aerocondensadores en el proceso de condensación.

CAPITULO II
MARCO TEORICO

2.1 Proceso de condensación en centrales a vapor.

2.1.1 Centrales termoeléctricas de ciclo combinado.

La función de una central termoeléctrica es la generación de energía eléctrica, aprovechando el poder calorífico de algún combustible o la fisión nuclear en reactores nucleares o a través del aprovechamiento del calor geotermal del centro de la tierra o el efecto fototérmico de calentamiento. En centrales termoeléctricas convencionales con gas natural, carbón y petróleo, el combustible combustiona con el oxígeno del aire en una cámara de combustión (salvo en las centrales termosolares y geotérmicas) el calor suministrado se aprovecha para generar vapor sobrecalentado hasta niveles de presión cercanas a 243 Bar y 560 °C de temperatura, limitado este valor por la calidad de los materiales con lo que se fabrican las turbinas de vapor. El vapor sobrecalentado se inyecta dentro de una turbina de vapor, expansionándose. La turbina de vapor está acoplada a un alternador, generando potencia efectiva en bornes del generador. (Salette, 1978)

Una central termoeléctrica de ciclo combinado, es una instalación electromecánica que esta conformada por 02 ciclos termodinamicos de generación de potencia convencional(un ciclo joule Brayton simple abierto y un ciclo rankine con sobrecalentamiento). El calor residual del proceso de expansión en las turbinas de gas a temperaturas entre 450 a 600 °C es aprovechada para la generación de vapor en tres niveles de presión dentro de un generador de vapor recuperador de calor HRSG El primer ciclo termodinámico se refiere al Ciclo Joule Brayton Simple abierto con turbinas de gas y el segundo ciclo es el ciclo Rankine con sobrecalentamiento con turbinas de vapor. Los ciclos combinados actualmente alcanzan valores de hasta 57 % , esto debido a la alte temperatura de los gases de la combustión de las turbinas de gas , que son aprovechadas en los HRSG.(Atalaya Tafur, 2,014)

Como se puede observar en la Figura 1 los gases de escape de la turbina de gas ingresan en la caldera recuperadora donde el calor residual, que en un ciclo simple se hubiera dejado escapar al medio ambiente, se utiliza para generar vapor sobrecalentado y servir de medio de trabajo a una turbina de vapor. La potencia adicional que se genera por este aprovechamiento del calor de los gases de escape es aproximadamente el 50% de la potencia generada por la turbina de gas. Los gases de la combustión se aprovechan en un ciclo rankine inferior en la generación de vapor sobrecalentado, el cual fluye por la

turbina, siendo captado por un condensador, en el cual el vapor a presiones de vacío cede su calor latente cambiando desde el estado de vapor húmedo a líquido saturado. Con la finalidad de que nuevamente pueda convertirse en vapor, cerrándose el ciclo termodinámico. (Pérez y Varas, 2,018)

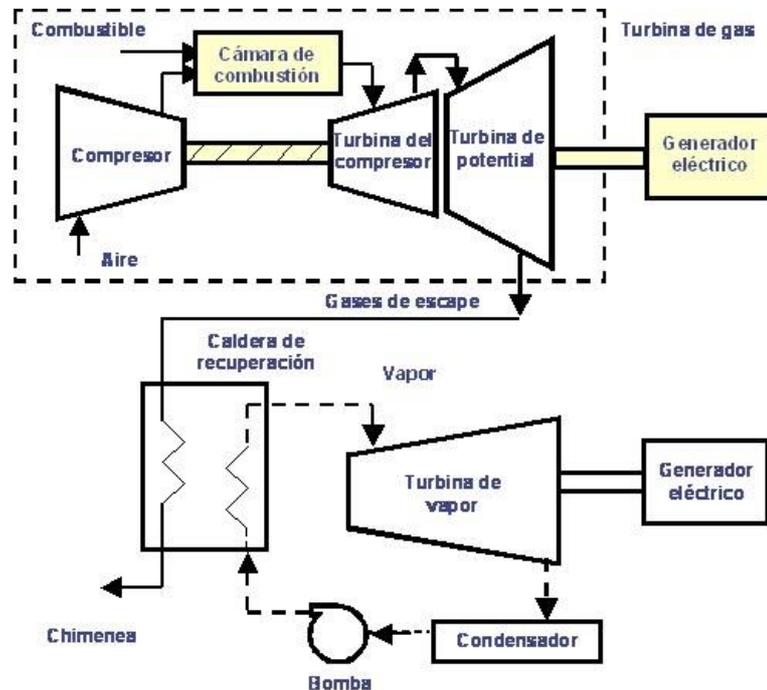


Figura 1: Esquema de un ciclo combinado

Fuente: Pérez y Varas (2018)

El acoplamiento de ambos ciclos trae como consecuencia el uso de algunas de estas alternativas, con la correspondiente mejora de las eficiencias termodinámicas. Como se indicó anteriormente, se logra fundamentalmente el aprovechamiento total, dentro de los límites prácticos, de la energía de los gases de escape de la turbina de gas aplicando la misma a la generación del vapor y su sobrecalentamiento a niveles de temperatura óptimos para la eficiencia del ciclo. Otra ventaja termodinámica del ciclo combinado es la menor cesión de energía en el condensador del ciclo de vapor respecto a la que corresponde a un ciclo de generación de energía con turbina de vapor de igual potencia que el ciclo combinado. Esto se debe a que la potencia generada del ciclo de vapor es un tercio de la potencia efectiva total generada por el ciclo combinado. (Cascante, 2018)

Además de la mencionada versatilidad para generar energía eléctrica por parte de los ciclos combinados, estos permiten la conversión o "repotenciación" de las instalaciones termoeléctricas con turbinas de vapor, con el consiguiente incremento del rendimiento del ciclo. Los fabricantes de turbinas de gas y plantas de ciclo combinado proponen las siguientes justificaciones para aumentar el empleo de las mismas:

- Disponibilidad de gas natural en grandes volúmenes.
- Posibilidad del empleo de otros combustibles (petróleo residual, carbón gasificado), con altos rendimientos, pero con limitaciones en su funcionamiento por las emisiones de gases de efecto invernadero.
- Un ciclo combinado alcanza elevados desempeños utilizando gas natural.
- Bajo impacto ambiental en relación con las emisiones de NO_x , y menor emisión de calor al medio ambiente cuando se opera con gas natural.
- Menores requerimientos de enfriamiento con respecto a una central termoeléctrica convencional de similar potencia.
- Bajos costos de capital y cortos plazos de entrega de las plantas, para los niveles de rendimiento en su operación. (Casante, 2018)

El ciclo termodinámico ideal de Carnot es inviable en la práctica ya que posee deficiencias en su aplicación real en la generación de potencia. Además de las irreversibilidades con el correspondiente incremento de entropía impiden los procesos reversibles en los procesos de compresión y expansión, de una mezcla bifásica, por lo que debe efectuarse el bombeo del agua desde líquido saturado [3-4]. Además, con el fin de evitar la presencia final de un alto grado de humedad en el vapor húmedo saliente de los últimos escalonamientos de la turbina de vapor, se tiende a sobrecalentar el vapor principal (el admitido en turbina) con lo que al mismo tiempo se incrementa el salto entálpico disponible [1-2]. La absorción de calor [4-1] no se efectúa a temperatura constante. El sistema funciona (figura 02) con el ciclo Rankine que consta de un generador de vapor, donde el agua ingresa como líquido comprimido en 2 y sale al estado de vapor sobrecalentado en el punto 3". En el generador de vapor se tienen tres zonas bien definidas : economizador (de líquido comprimido a líquido saturado), evaporador (de líquido saturado a vapor saturado) y sobrecalentador (desde vapor saturado a vapor sobrecalentado). (Adame, 2015)

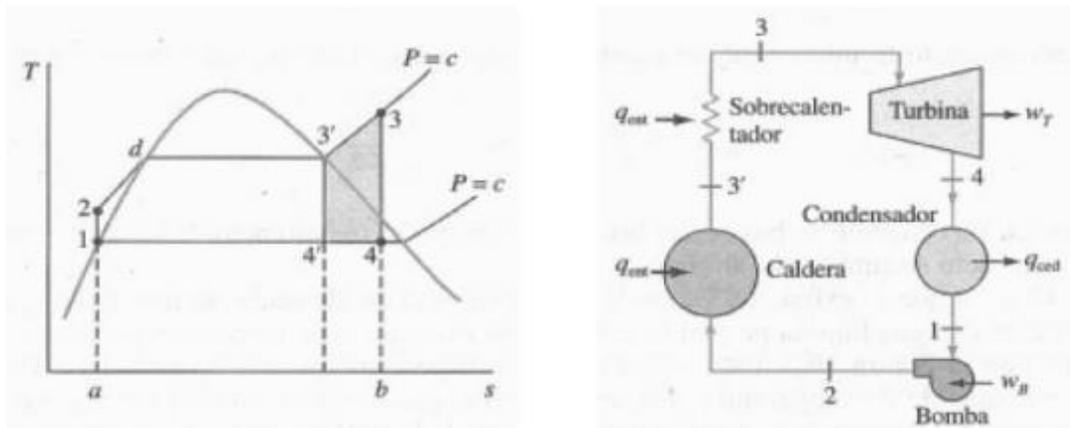


Figura 2: Esquema termodinámico y representación Tvs S para un ciclo Rankine
Fuente: Adame (2015).

Seguidamente el vapor húmedo ingresa al condensador, el cual es un equipo térmico isobárico, en donde sale como líquido saturado en el estado 1. Este a su vez es tomado por una bomba de condensados necesaria para vencer la presión del generador de vapor que lo lleva al estado 2 donde ingresa al generador de vapor. La eficiencia del ciclo simple de Rankine se incrementa según 2 alternativas: optimizando el diseño de los equipos y actuando sobre aspectos termodinámicos tal como el incremento de la presión y temperatura del vapor sobrecalentado, que va depender de la resistencia metalúrgica de los alabes de la turbina de vapor. (Adame, 2015)

En los ciclos combinados, su diseño es la combinación de un ciclo de vapor (Rankine) con un ciclo de gas (Brayton). Estos ciclos termodinámicos de generación de potencia se basa en el aprovechamiento del flujo de calor de los gases de combustión desde la turbina de gas en un generador de vapor recuperador de calor donde se produce el vapor sobrecalentado requerido para para expandirlo en una turbina de vapor y generar potencia mecánica. La eficiencia termodinámica de un ciclo Rankine se incrementa según las siguientes tecnologías:

- Reducción de la presión en el condensador. Su limitante es 8 °C sobre el valor de la temperatura final del agua de refrigeración y la capacidad del condensador.
- Incremento de la presión de ingreso al generador de vapor recuperador de calor, limitada por valores de presión entre 250 y 300 bar.

- Incremento de la temperatura del vapor sobrecalentado. El valor de la temperatura máxima de generación está limitado por la resistencia de los materiales de fabricación de los laves de las turbinas de vapor. (Cascante, 2018)

2.1.2 Proceso de condensación.

El foco frío del ciclo combinado retira el calor no aprovechable en la producción de energía eléctrica. En esta etapa de condensación el vapor húmedo pasa el estado de líquido saturado, se tiene el circuito del agua de enfriamiento y la torre de enfriamiento, en un circuito cerrado. El condensador de superficie o vacío se ubica a la salida de la descarga del vapor húmedo desde la turbina de vapor. La función es la de condensar el vapor húmedo procedente de la turbina de vapor, a través de un proceso de variación de calor latente para el vapor húmedo y variación de calor sensible para agua de enfriamiento. (Cascante, 2018)

El área global de transferencia de calor se diseña para permitir que el flujo de agua de enfriamiento no experimente un incremento de temperatura superior a los 12 °C. El condensado es recogido desde el pozo situado en la parte inferior del condensador y es succionado por las bombas de extracción de condensado y derivado nuevamente para la alimentación del generador de vapor. El nivel de agua en el pozo se mantiene constante mediante el control del agua de reposición. Este último se almacena en los tanques de agua desmineralizada, y seguidamente se distribuirá por medio de las bombas de trasiego. En el supuesto caso de alcanzarse un nivel de agua muy alto dentro del pozo del condensador, entonces una línea de descarga impulsa una fracción del condensado a los tanques de agua desmineralizada. Y en el caso de muy bajo nivel, el aporte del agua se efectúa a través de una válvula rápida, desde los tanques de agua desmineralizada al pozo del condensador. (Cascante, 2018)

El aire y los gases no condensables, que se concentran en la parte fría del condensador, son extraídos a través de un sistema de vacío. Esto permite asegurar el vacío requerido por la turbina de vapor y, además, impide la entrada de aire, especialmente del oxígeno. Por lo general se deben contar con más de una bomba de vacío que en los periodos de arranque actúan de forma paralela para obtener el valor nominal de vacío lo más rápido posible, pasando en ese momento y durante el modo de operación normal, a operar con

una de las bombas en carga base, quedando la otra en espera ante posibles fallos. En la figura 03 vemos la importancia de la obtención de un alto grado de vacío, ya que esta generara un valor menor de la temperatura de condensación. Del mismo modo a un mismo valor de temperatura de generación de vapor sobrecalentado y a distas presiones, se presentan los siguientes inconvenientes: para una presión baja se cae con el riesgo de expandirse el vapor en la zona de vapor sobrecalentado, mientras un valor mucho mas altp de la presión del vapor sobrecalentado, involucra que el vapor húmedo expandido saldrá con una calidad del vapor de hasta 12 %. (Cascante, 2018)

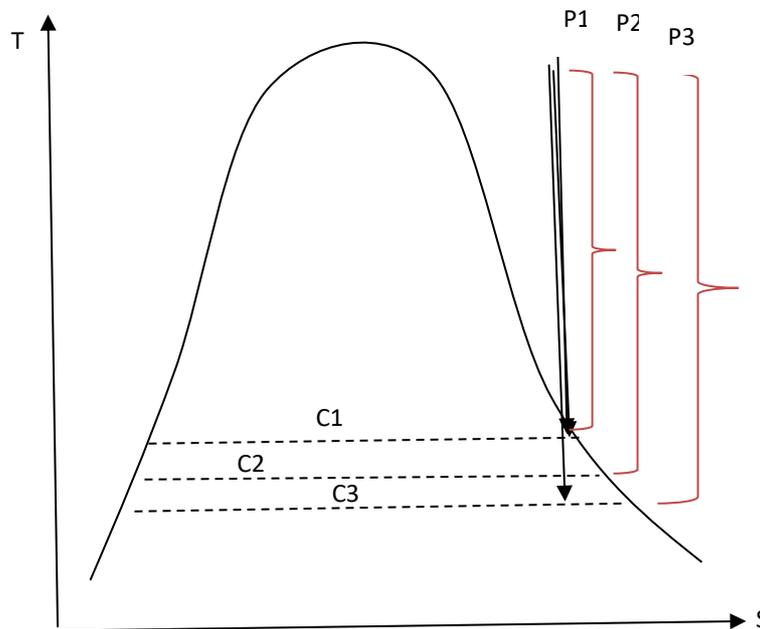


Figura 3: Esquema termodinámico y representación Tvs S para un ciclo Rankine
Fuente: Elaboración propia.

En la última figura se tiene que, a mayor potencia generada en la turbina de vapor, es necesario un mayor flujo de calor sensible a extraer en la etapa de condensación, y en contrario, a menor potencia generada en la turbina de vapor, es necesario un menor flujo de calor sensible a extraer en la etapa de condensación.

El condensador es un componente muy importante en una central termoeléctrica convencional. Su función principal es la condensación del vapor, pero además establece condiciones de vacío en la descarga de la turbina, lo cual es muy importante para el ciclo

de vapor; entre más baja sea la presión de condensación, es mucho mejor el rendimiento de la turbina de vapor y la eficiencia de la central termoeléctrica también es aumentado. En virtud de que la entalpía del vapor es menor para pequeñas presiones, hay una mayor diferencia de entalpía entre la entrada y la salida de la turbina, produciendo un importante incremento en la potencia entregada por la misma. El vacío producido por el fenómeno de condensación es proporcional a la magnitud del flujo de calor extraído del vapor; el cual depende de varios parámetros como el tipo de fluido refrigerante usado, la geometría y el área de transferencia de calor de los tubos aletados que conforman el intercambiador de calor de tubo y coraza que caracteriza al condensador. (Alderete, Sánchez y Carvajal, 2015)

La función primordial del condensador es permitir la extracción del calor del ciclo termodinámico, se logra al extraer el calor latente del vapor húmedo, el cual está a valores cercanos a la saturación, el cual se consigue por un proceso de intercambio de calor con agua o aire de enfriamiento. Así mismo el vapor húmedo extraído de la turbina puede recibir otros fluidos como las purgas, ya sea de los calentadores como en los pasos de la turbina, el vapor que se pueda generar en los diferentes pasos del ciclo y el agua que se aporta para reponer purgas y fugas. Se tiene que tomar en cuenta que el condensador funciona con presiones inferiores a la presión atmosférica, utilizándose desde bombas de vacío y eyectores para producir el vacío necesario y generar presiones de hasta 7 kPa. (Duran, 2013)

La condensación es un proceso térmico en el que se transfiere energía calorífica de un fluido caliente que se condensa y agua o aire a condiciones ambientales, procurando no afectar al medio ambiente. En un proceso de generación eléctrica, un condensador de vapor permite ampliar el rango de trabajo de una turbina incrementándose la eficiencia del ciclo. La generación eléctrica no es el único proceso en el que el condensador es parte fundamental, pero es el sector donde se identifica de mejor forma este proceso. Otras aplicaciones de los condensadores de superficie o vacío se dan en las industrias farmacéuticas, donde se esterilizan equipos, en la industria química, para controlar ciertos residuos o inclusive para desalar agua de Mar, en plantas de fabricación de azúcar y empresas del cemento, (Duran, 2013)

2.2 Condensadores de superficie.

2.2.1 Generalidades.

Un condensador de superficie o de vacío es un equipo térmico similar a un intercambiador de calor de tubo y coraza, donde por el interior de la coraza se dispone de haces de tubos a través de los cuales se producirá la transferencia de calor. El vapor húmedo que ingresa al condensador ingresa por la parte superior de la coraza, mientras que el agua de enfriamiento circula dentro de los tubos con velocidades de hasta 3,5 m/sg. En este proceso el agua de enfriamiento al calentarse se deriva a una torre de enfriamiento de tiro inducido para reducir el valor de su temperatura con aire y de ahí impulsar el agua hacia el condensador de vacío a través de un sistema de bombeo. (Duran, 2013)

El condensador termodinámico se emplea en diversas actividades así tenemos en la industria de la refrigeración, aire acondicionado, industria naval y en la generación de energía eléctrica, en centrales termoeléctrica de diversos tipos tal como centrales geotérmicas, con biomasa, ciclo combinado, de gasificación de carbón, entre otros. En el caso de un sistema fluido/aire, está compuesto por un tubo de diámetro constante fabricados de aleaciones de acero o de aluminio con cobre con diámetros de 2" a 2 ½", en algunos casos se instaló condensadores con tuberías con superficies aleteadas para incrementar el área de transferencia de calor, pero su eficacia se reduce cuando se ejecuta las tareas de mantenimiento o reemplazo de tuberías, lo que conlleva a desmontar totalmente el condensador. Un condensador es un intercambiador de calor latente que convierte el vapor húmedo al estado de líquido saturado, conocido como cambio de calor latente de condensación a presión constante. El propósito es condensar a la salida el vapor de la turbina de vapor para así obtener máxima eficiencia e igualmente obtener el condensado de agua pura de regreso al generador de vapor. (Valiente, 2010)

La principal función del condensador en una central termoeléctrica es ser el foco frío o el sumidero de calor dentro del ciclo termodinámico de potencia asociado al ciclo Rankine. Adicionalmente, el condensador recibe los siguientes flujos:

- Las purgas desde los calentadores y otros equipos, que una vez enfriados son incorporados al circuito de líquido saturado o condensado.

- El aire proveniente de entradas furtivas en los diversos componentes del proceso de condensación agua/vapor, a través de las juntas de la turbina de vapor o con el agua de reposición que es inyecta al ciclo. El aire debe ser extraído y expulsado al exterior a través de eyectores o bombas de vacío.
- El vapor procedente del escape de la turbo-bomba de agua de alimentación para aquellas instalaciones en las cuales el accionamiento de las bombas de agua se realice con pequeñas turbinas de vapor.
- El vapor de los by-passes de turbina de vapor, que en determinados modos de operación transitorios (arranques, paradas, disparos, cambios bruscos de carga) conducen directamente al condensador la totalidad del vapor generado ante una operación transitoria.
- El agua de reposición al ciclo termodinamicos para reponer las perdidas por purgas, en este caso la purga continua que se realiza para eliminar los sólidos disueltos o en suspensión del agua que se encuentra dentro del generador de vapor en el proceso de cambio de fase. (Valiente, 2010)

Las condiciones en el interior del condensador son de saturación, es decir, el proceso es a presión y temperatura constante, llamado condiciones de saturación. La presión de saturación en el condensador es inferior a la presión atmosférica, en este caso se encuentra el condensador en condiciones de vacío. Los condensadores se emplean para hacer pasar un vapor o una mezcla de vapores al estado líquido mediante la extracción de calor. Estos aparatos son muy utilizados en las operaciones de destilación, evaporación, refrigeración y licuefacción. Con frecuencia el calentamiento de muchos fluidos se hace mediante vapor de agua, que condensa al transferir su calor latente. Estos equipos no reciben el nombre de condensadores, ya que su principal función no es la de condensar, aunque en realidad se presenta en ellos el mismo fenómeno de condensación al igual que en los condensadores típicos. Los condensadores son del tipo de los intercambiadores de calor de haz de tubos y envolvente o carcaza. (Valiente, 2010)

En un balance de energía para un condensador para pasar desde el estado de vapor húmedo a la salida de la turbina de vapor hasta el estado de líquido saturado a la salida del condensador es la siguiente:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v * (h_v - h_f) \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

\dot{Q}_c Flujo de calor cedido por el vapor húmedo para pasar al estado de líquido saturado.

\dot{m}_v Flujo masico de vapor húmedo

h_v Entalpia específica del vapor en estado húmedo.

h_f Entalpia específica del condensado como liquido saturado.

Teniendo en cuenta el siguiente esquema de equipos:

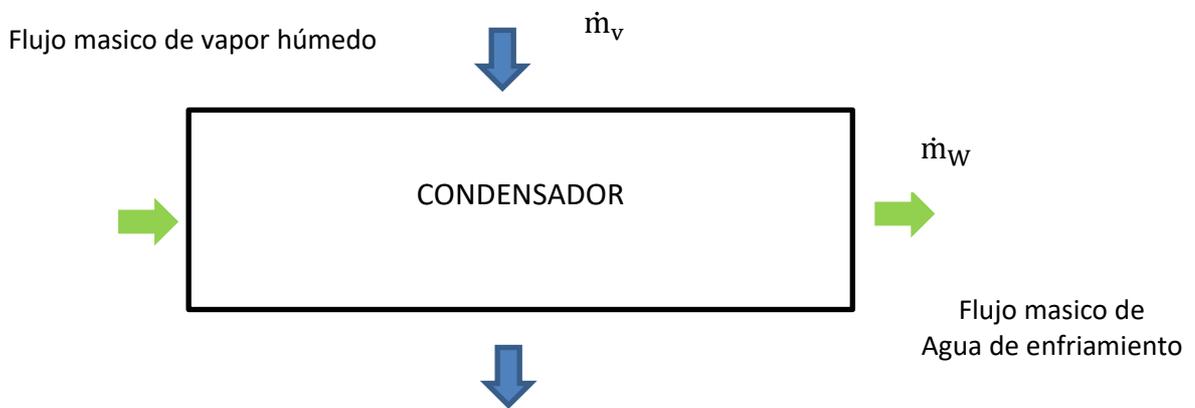


Figura 4: Balance de energía en el condensador.

Fuente: Elaboración propia.

El agua de enfriamiento utilizado en el proceso de condensación, en el cual el agua se calienta hasta un incremento de temperatura de 12 °C en un proceso de variación de calor sensible, posteriormente el agua es enviada a una torre de enfriamiento de tiro inducido para su enfriamiento y nuevo uso. Se aplica la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w * C_{p_w} * (T_f - T_1) \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

\dot{Q}_w Flujo de calor extraído por el agua de enfriamiento.

\dot{m}_w Flujo masico de agua de enfriamiento.

C_{p_w} Calor específico del agua a presión constante.

T_f Temperatura final del agua de enfriamiento.

T_i Temperatura inicial del agua de enfriamiento.

Se cumple:

$$\dot{Q}_w = \dot{Q}_c \dots \dots (3)$$

En los condensadores de tubo y coraza el vapor se condensa en el espacio entre la coraza y los tubos y posteriormente es purgado para evitar que inunde los tubos. Los condensadores son verticales u horizontales, en función al espacio disponible. Cuando el vapor contiene aire o presenta gases incondensables, la transferencia de calor se reduce y con esto la eficiencia del proceso de condensación. Esto se presenta porque sobre una superficie fría se condensa el vapor y el aire permanece allí a menos que se lo purgue, y a medida que transcurre el tiempo el aire se acumula cerca de la pared de los tubos y obstaculiza el movimiento del vapor húmedo dentro del condensador o por los exteriores de las tuberías. (Valiente, 2010)

El comportamiento de las curvas experimentales referentes a la variación del coeficiente global de transferencia de calor en relación a la concentración del aire en el vapor se presentan según la siguiente figura:

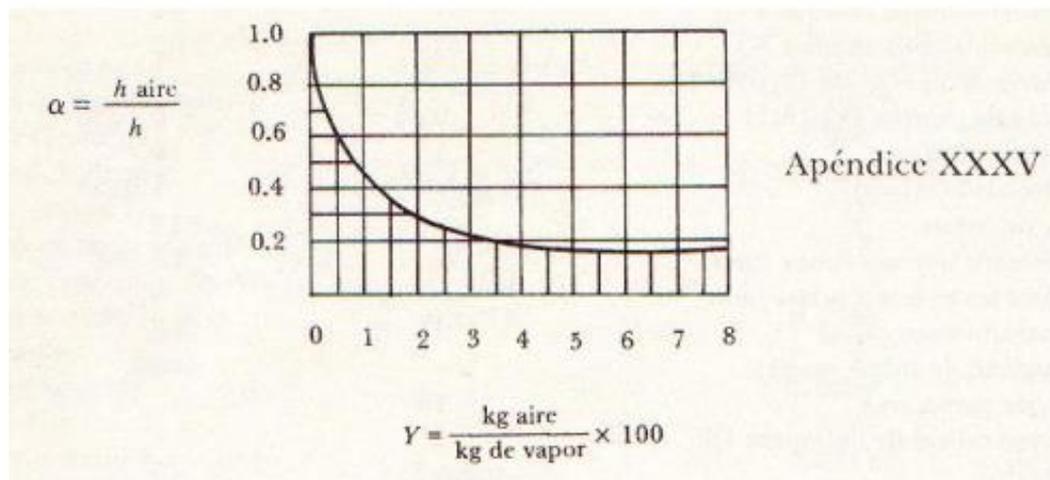


Figura 5: Efecto de los incondensables sobre el coeficiente de condensación.

Fuente: Valiente (2010)

El enfriamiento del agua de proceso de condensación mediante una torre de enfriamiento (figura 06), se fundamenta en el mecanismo de transferencia de calor y masa y el fenómeno de evaporación, el enfriamiento del agua caliente proveniente del condensador de vacío, es impulsado a través de una bomba de agua hacia la parte superior de la torre de enfriamiento y por boquillas o aspersores que pulverizan el agua, se distribuyen a lo largo de la torre de enfriamiento, cayendo en forma de pequeñas partículas y permitiendo una mejor distribución del agua caliente a enfriar. En contracorriente circula aire a temperatura ambiente debido a la succión de un conjunto de ventiladores ubicados en la parte superior de la torre de enfriamiento, el cual genera una depresión que permite el flujo de aire; en esas condiciones, el agua caliente del proceso se enfría por transferencia de masa (evaporación) y por transferencia de calor sensible y latente del agua al aire, lo anterior origina que la temperatura del aire y su humedad aumenten y que la temperatura del agua disminuya. Este sistema requiere la reposición de agua al existir pérdida por evaporación, por purgas constantes de los drenajes debido a las altas concentraciones de sales e impurezas y pérdidas generadas por arrastre del aire inducido en la torre. (Gonzales, 2018)

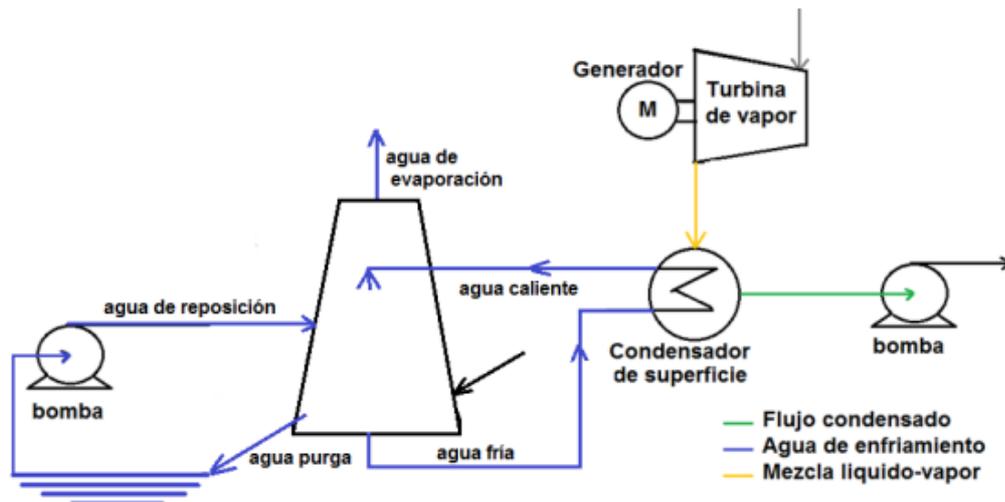


Figura 6: Efecto de los incondensables sobre el coeficiente de condensación.

Fuente: Gonzales (2018)

2.2.2 Componentes auxiliares.

Las torres de enfriamiento son intercambiadores de calor que enfrían agua por medio de la evaporación. Este tipo de enfriadores se utiliza principalmente en los condensadores industriales. Las torres de enfriamiento son usadas cuando los rangos de enfriamiento son bajos, generalmente entre 5 y 25 °C. La temperatura mínima que se puede alcanzar

con una torre de enfriamiento es la temperatura de bulbo húmedo del aire circundante. (Contreras ,2017)

Una torre de enfriamiento es un equipo de intercambio de calor cuya función principal es la de enfriar grandes masas de agua caliente proveniente de procesos industriales y de los procesos de condensación en centrales termoeléctricas convencionales así como de la refrigeración de sistemas de aire acondicionado, con la finalidad de poder reutilizarla nuevamente en el proceso. Hasta hace unas décadas el agua caliente de los procesos de enfriamiento se vertía a estanques o ríos cercanos con la finalidad de reducir su temperatura con el contacto directo con el agua de los mismos, generando graves daños al ecosistema. Además de las ventajas en relación con la protección al medio ambiente, después de hacerse un análisis minucioso a diferentes tipos de intercambiadores de calor, se encontró como resultado que el uso de torres de enfriamiento es el método más eficaz y económico para enfriar los fluidos de procesos. (Ramírez y Villareal,2008)

Comúnmente en las referencias bibliográficas se le conoce como columna de enfriamiento o de refrigeración. El agua es el líquido de mayor uso en las diversas operaciones industriales tales como enfriamiento, condensación de vapores mediante intercambiadores de calor, enfriamiento de líquidos calientes contenidas en tanques o circulantes en tuberías, enfriamiento de reactores o tanques de almacenamiento, entre otros, por lo que es necesario su reutilización con la finalidad de evitar el desperdicio innecesario del agua. Para su nuevo uso, es importante la reducción de la temperatura del agua. Las torres de enfriamiento son estructuras de gran diámetro que contiene empaques diseñados para proporcionar un buen contacto gas-líquido a presiones de vacío o muy bajas presiones. El uso de las torres de enfriamiento es el método empleado para enfriar de mayor uso en el mundo. (Wark, 2003)

La operación de una torre de enfriamiento, consiste en ingresar agua caliente de un proceso térmico a través de un conjunto de distribuidores de agua por la parte superior de la torre. El agua distribuida cae en toda el área de sección transversal de la torre, cae atravesando todo el relleno, y el flujo de aire que es impulsado por ventiladores, circulan también atravesando el relleno, pero en sentido ascendente (contracorriente). Existen otras formas de arreglos para diversos flujos de aire, como los de flujo cruzado, pero en

todos los casos, lo que se busca es que exista un mayor contacto del agua que cae con el aire. El agua que sale por la parte inferior del relleno, tiene una temperatura inferior que la de ingreso, la cual es colectada en el contenedor de agua fría. Del mismo modo la fracción del agua que es arrastrada por el aire debe ser repuesta para no reducir el flujo de agua en el circuito de condensación (Fernández y Celestino, 2017)

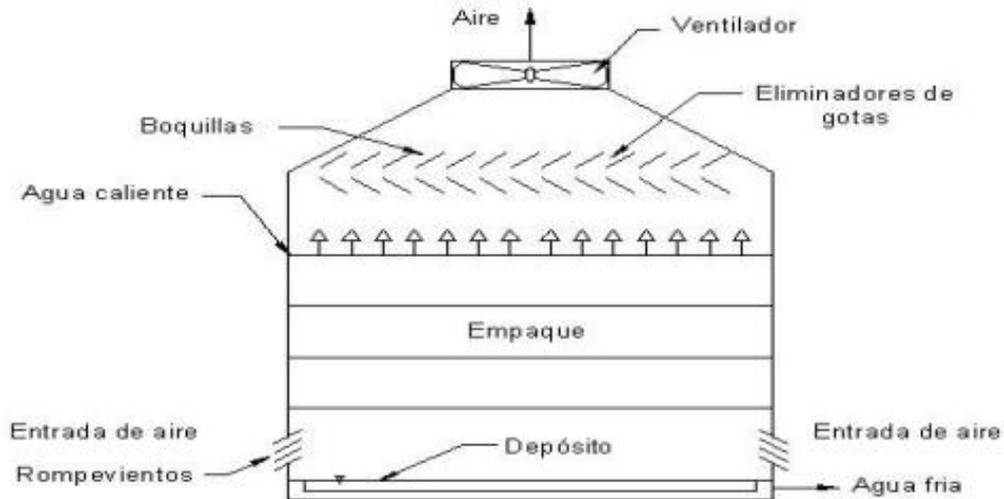


Figura 7: Torre de enfriamiento de tiro inducido

Fuente: Fernández y Celestino (2016)

El enfriamiento del agua se produce al caer a través de la torre, y se pone en contacto directo con la corriente de aire sin saturar, que fluye en contracorriente o en flujo cruzado. La transferencia de masa de agua al aire por evaporación, se produce por evaporación pelicular o por transferencia de calor de las gotas de agua al aire, y también se transfiere calor por radiación, aunque este último es insignificante. En ese proceso de transferencia de masa y calor, el agua que cae, pierde energía (calor sensible y latente), ocasionando la disminución de su temperatura. De la bibliografía especializada, se tiene que: la temperatura límite para el enfriamiento del agua, es la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre de enfriamiento. Se suele considerar que aproximadamente del 80% al 90% del enfriamiento que se obtiene en la torre se debe a la transferencia de calor latente (o sea por evaporación) y el 10 a 20% por transferencia de calor sensible. (Fernández y Celestino, 2017)

Se tiene la siguiente figura para el balance de energía y materia en una torre de enfriamiento:

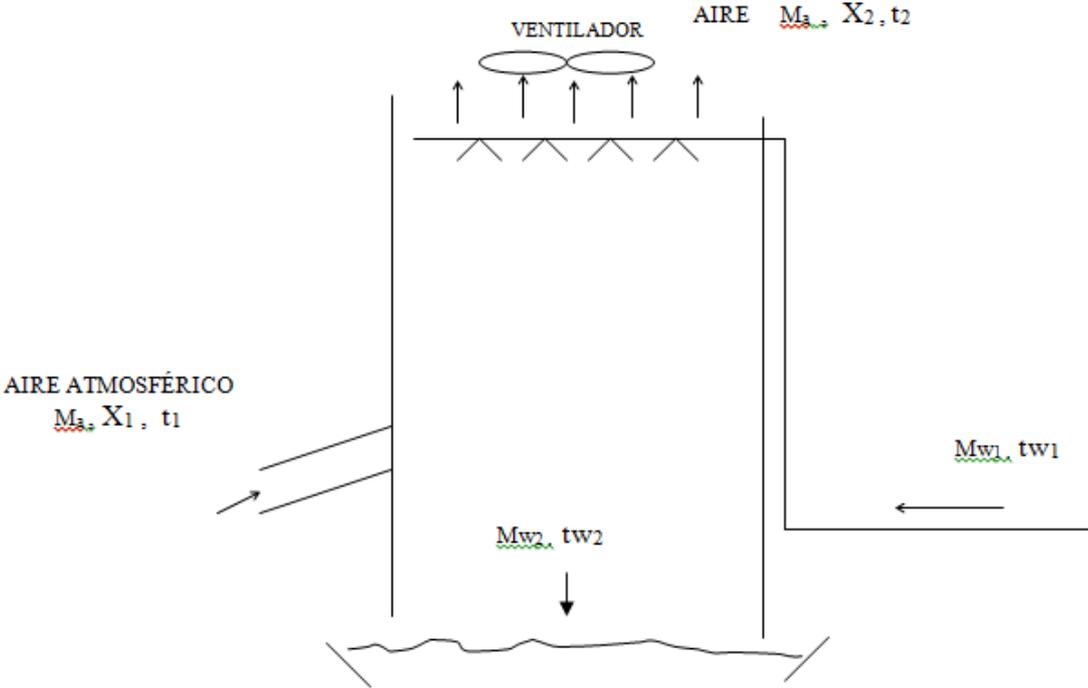


Figura 8: Variables físicas para un balance de energía.
Fuente: Guevara, Velásquez y Calderón (2010)

El Balance de materia para el agua será:

$$M_{w1} + (M_a * X_1) = M_{w2} + (M_a * X_2) \dots\dots\dots(4)$$

El Balance de Energía para el volumen de control

$$(M_{w1} * h_{w1}) + (M_a * h_1) = (M_{w2} * h_{w2}) + (M_a * h_2) \dots\dots\dots(5)$$

Luego tenemos que:

$$M_{w2} = M_{w1} + (M_a * X_1) - (M_a * X_2) \dots\dots\dots(6)$$

$$M_{w2} = M_{w1} + M_a * (X_1 - X_2) \dots\dots\dots(7)$$

Reemplazando (5) en la ecuación de Balance de Energía para el volumen de Control

$$(M_{w1} * h_{w1}) + (M_a * h_1) = (M_a * h_2) + [M_{w1} + M_a * (X_1 - X_2)] * h_{w2} \dots\dots\dots(8)$$

Reduciendo convenientemente :

$$M_a = [M_{w1} * (h_{w2} - h_{w1}) / [(h_1 - h_2) - (X_1 - X_2)* h_{w2}] \dots\dots\dots(9)$$

Seguidamente debemos determinar los valores de los parámetros leídos, así tenemos:

M_{w1} = Masa de agua entrante.

t_{w1} = Temperatura de ingreso del agua a la Torre.

t_{w2} = Temperatura de salida del agua de la Torre.

T_{a1BS} = Temperatura de ingreso del aire(Bulbo seco)

T_{a1BH} = Temperatura de ingreso del aire (Bulbo húmedo)

T_{a2BS} = Temperatura de salida del aire (Bulbo seco)

T_{a2BH} = Temperatura de salida del aire (Bulbo húmedo)

P = presión atmosférica =101.4 KP

$HR1$ = Humedad relativa de ingreso del aire

$HR2$ = Humedad relativa de salida del aire

$X1$ = Humedad absoluta de ingreso de aire

$X2$ = Humedad absoluta de salida de aire

$h1$ = Entalpia específica del aire húmedo de entrada

$h2$ = Entalpia específica del aire húmedo de salida

2.3 Aerocondensadores.

Los aerocondensadores son intercambiadores de calor de un solo paso del tipo cruzado utilizados en las centrales termoeléctricas en el proceso de condensación para condensar el vapor húmedo proveniente de la descarga de la turbina de vapor de baja presión. El vapor húmedo a baja presión es conducido a través de grandes tubos hasta los paneles de condensación, formado por un haz de tubos aleteados fabricados de un material de alta conductividad. El medio refrigerante utilizado es el aire forzado, que por medio de ventiladores axiales ubicados en la parte inferior del aerocondensador, el aire fluye a baja presión a través de unos haces de tubos aleteados que componen los paneles. El aire absorbe el calor latente de la condensación de vapor e incrementa su temperatura durante este proceso. Por otro lado, el condensado es recuperado en el propio aerocondensador y es conducido al depósito de agua condensada. Desde este depósito el agua será impulsada por una bomba de condensados. (Fernández, 2012)

Actualmente, los sistemas de condensación con aerocondensadores son muy usados, incluso superando en su uso al condensador de vacío o superficie, en distintas aplicaciones tecnológicas, básicamente por la problemática que genera el uso del agua y su efecto al medio ambiente. Se les puede encontrar en los sistemas de refrigeración y acondicionamiento, en las industrias petroquímica y química. Los aerocondensadores han cubierto el problema de las centrales termoeléctricas de gran capacidad en el proceso de condensación, siendo utilizados con mayor frecuencia en todas las instalaciones de ciclo combinado ubicadas en zonas desérticas, por su mejor disposición frente a los condensadores de vacío asociados a sistemas de desalinización de agua de mar. Se presentan 2 tecnologías para aerocondensadores: de flujo forzado para grandes instalaciones y de flujo natural utilizados en pequeños sistemas industriales. (Aguilar, 2012)

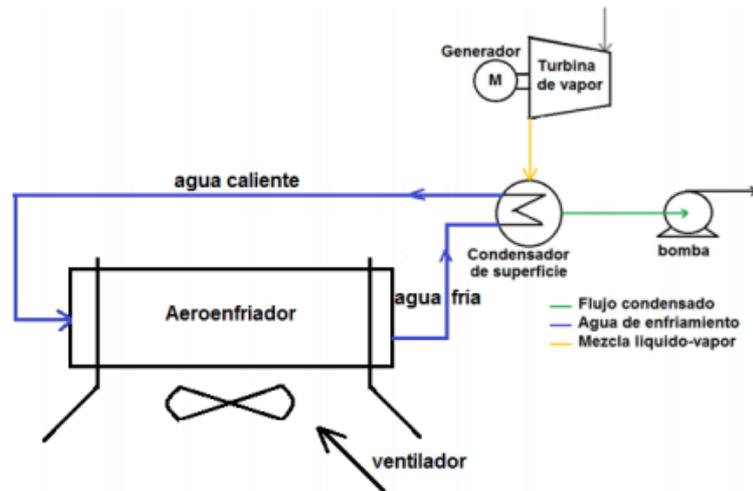


Figura 09 Esquema de condensación con aerocondensadores.

Fuente: Gonzales (2018)

El sistema de condensación o enfriamiento en algunos casos con aerocondensador, se cataloga como un sistema térmico indirecto el cual incluye un equipo de enfriamiento similar al radiador de un automóvil con modificación y un sistema de condensación a través de un banco de tubos. La condensación ocurre cuando el vapor húmedo a baja presión es introducido en un radiador de tubos aleteados en el cual se realiza el intercambio calórico con el aire que lo cruza. El mismo cuenta con ventiladores de tiro forzado que permite el flujo de aire a través de un conjunto de tubos aleteados que componen el aerocondensador. (Gonzales, 2018)

Dentro del aerocondensador el vapor proveniente de la turbina de vapor, cambia de fase, utilizando aire atmosférico. El vapor húmedo proveniente de la turbina, entra a un distribuidor (cabezal) localizado en la parte superior de la estructura del aerocondensador. Posteriormente, el vapor húmedo es distribuido dentro del haces de tubos con superficies aleteadas, arreglados en una estructura de techo con una configuración en A. El vapor húmedo en proceso de condensación fluyendo hacia abajo dentro de los tubos, el vapor húmedo se condensa debido al efecto de la menor temperatura del aire ambiental. El aire fluye sobre la superficie externa de las aletas de los tubos impulsados por ventiladores, que están localizados en la parte inferior de la estructura en A. (Aguilar, 2012)

Par el caso de los sistemas de circulación natural emplean una torre hiperbólica (que excede en algunos casos los 90 metros de altura) con series de intercambiadores de calor en su interior. El aire frío entra a través de la periferia inferior de la torre, pasando a través de los elementos de intercambio de calor (en cuyo interior fluye el vapor húmedo) y el aire caliente por diferencia de densidades se eleva por el interior de la torre. A este tipo de sistemas se les conoce como sistemas de enfriamiento con aire tipo indirecto. (Fernández, 2012)

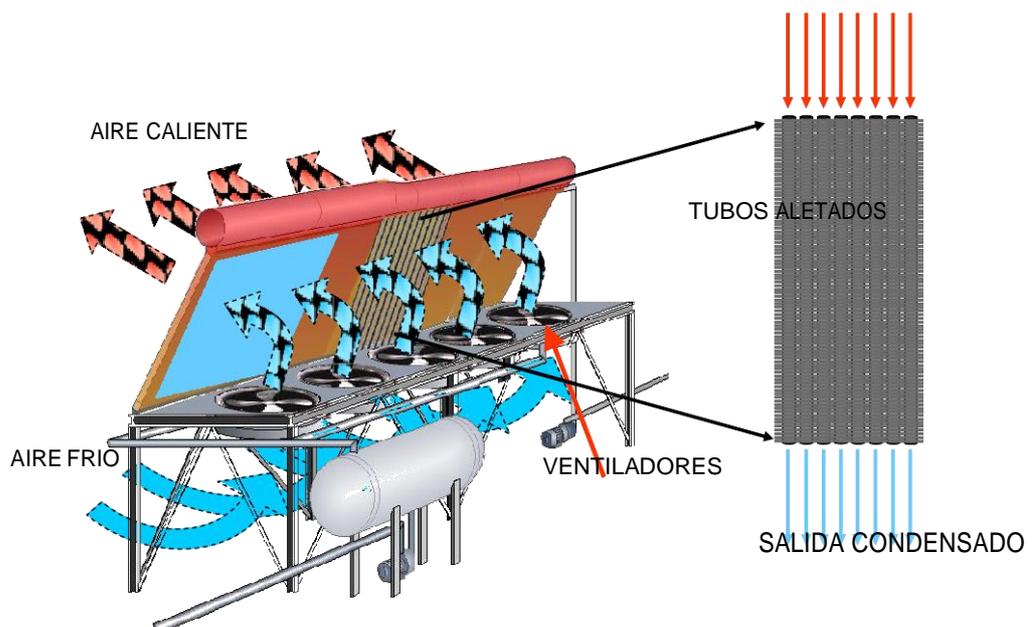


Figura 10: Estructura de un aerocondensador.

Fuente: Aguilar (2012)

Los cabezales de distribución de vapor húmedo se localizan en la parte superior de la estructura y su función es direccionar el vapor húmedo a través de cada uno de los módulos. Hacia la mitad de su recorrido, el diámetro de los tubos se reduce suavemente con la finalidad de tener una distribución uniforme del vapor húmedo. Los paneles están compuestos por haces de tubos aleteados, dispuestos en varias filas y en arreglo lineal o escalonada. Los paneles están colocados formando un ángulo de 60° con la horizontal, similar a un triángulo equilátero. (Fernández, 2012)

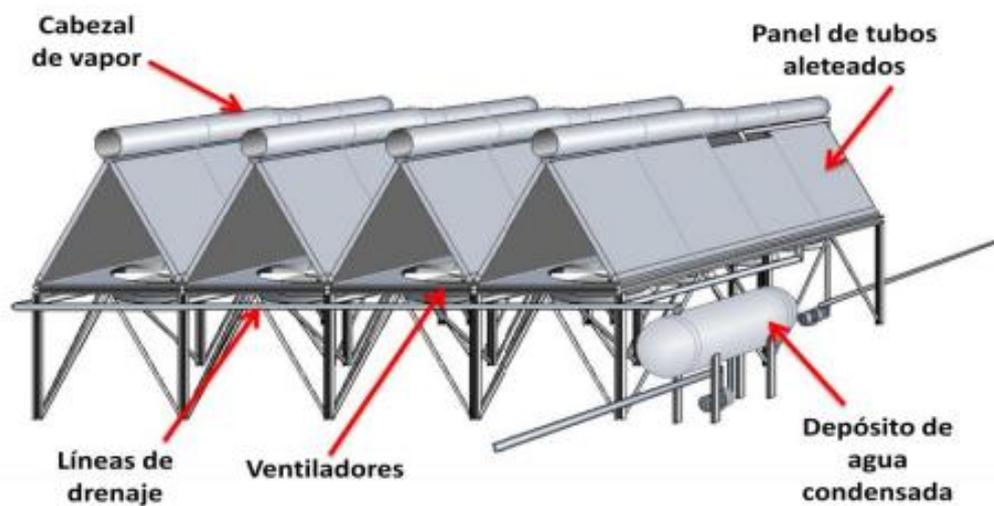


Figura 11: Estructura de un aerocondensador

Fuente: Duran (2012)

El aerocondensador está conformado por un conjunto de paneles de tubos aleteados agrupados en módulos e instalados en un arreglo en configuración en “A” o en “V” sobre una estructura de soporte de acero. Los aerocondensadores en función a su sistema de impulsión de aire, puede ser convección natural o de convección forzada. En los aerocondensadores de tiro forzado los ventiladores van montados debajo de los haces de tubos donde el aire a temperatura ambiental, se caracteriza por tener un menor consumo de energía para un mismo flujo másico de aire en comparación del sistema de tiro inducido. Así mismo los aerocondensadores de tiro forzado pueden soportar temperaturas mayores en las palas del ventilador las del tiro inducido, por estar

instalados los ventiladores por debajo de la estructura del aerocondensador. (Gonzales, 2018)

Cada fila de un aerocondensador de arreglo en “A” se caracteriza por : una única celda tiene tubos con aletas arreglados en paralelo a lo largo de las paredes inclinadas de la unidad de marco en A. Los nuevos diseños de células de aerocondensadores emplean una sola fila de tubos con aletas, cada tubo consta de un canal rectangular de acero al carbono con aletas de duraluminio. El vapor húmedo ingresa en la celda por el conducto de vapor de mayor diámetro, y se condensa a medida que fluye a través de los tubos inclinados que forman las paredes del marco en forma de A, y luego se recoge en una línea de condensado en el fondo. Una celda típica tiene arquitectura de 12 × 12 m, con tubos con aletas de 9 a 12 m de largo y un ángulo de vértice de 60 grado. Cada tubo con aletas de tipo aleta larga tiene dimensiones de 25 × 190 mm, con aletas de 25 mm de altura. Los aerocondensadores se colocan entre 20-50 m sobre el nivel del suelo, y se colocan encerrados por las paredes del aerocondensador con la finalidad de reducir el efecto del viento local. (Gonzales, 2018)

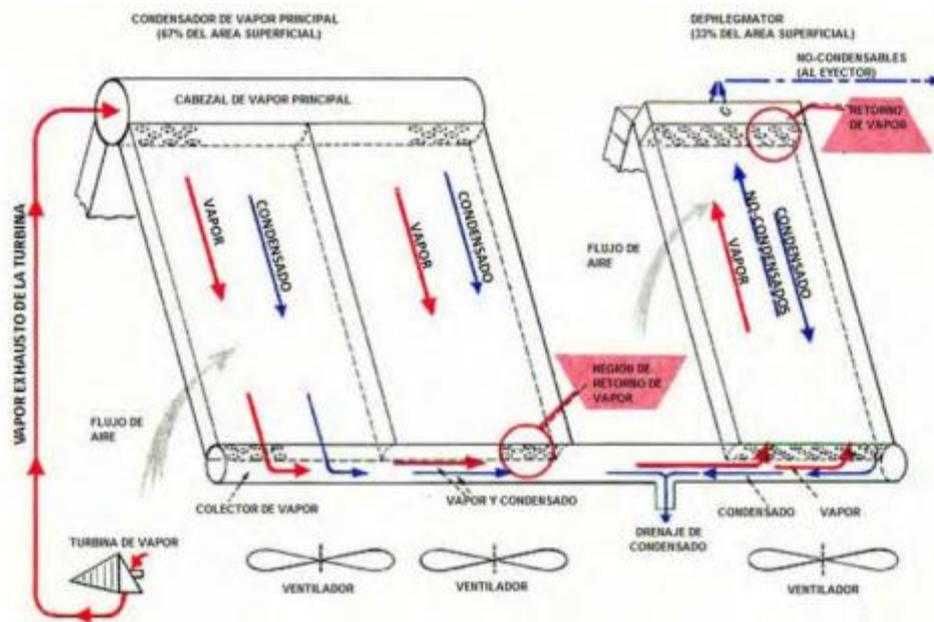


Figura 12: Principio de funcionamiento de un aerocondensador

Fuente: Gonzales (2018)

La efectividad de los aerocondensadores disminuye considerablemente si se presentan gases incondensables presentes en el proceso de condensación, estos gases deben ser

purgados continuamente. En los condensadores de vapor, se presenta una proporción considerable de aire atmosférico, presente en la parte de menor presión del ciclo de vapor, además hay otro tipo de gases que se presentan como resultado de diversos compuestos químicos utilizados para el tratamiento del agua del ciclo termodinámico. Los gases incondensables quedan atrapados en los tubos del condensador, produciendo una reducción de la eficiencia del condensador, con el efecto de provocar corrosión galvánica y así mismo la congelación del condensado cuando baja el valor de la temperatura ambiental. (Adame, 2015)

Los diseños de los aerocondensadores intentan mitigar el problema de formación de incondensables mediante el paso del vapor húmedo hacia condensadores secundarios llamados deflamadores. El objetivo es igualar la caída de presión del vapor en cada haz de tubos dentro del aerocondensador principal e incrementar el flujo de vapor húmedo y provocando que se condense más adelante en el deflamador o en nuevo condensador secundario. Este sistema no es muy recomendado, debido a que degrada la energía del fluido y reduce considerablemente el coeficiente global de transferencia de calor en los materiales del tubo aleteado. Del mismo modo, funcionan bien solamente en el punto de diseño, hay complicaciones cuando varían las variables de operación del sistema (temperatura de aire, flujos másicos, etc) (Adame, 2015)

Cuando el vapor húmedo fluye a través de los tubos, se condensa y empuja los incondensables hacia el colector posterior. Este es purgado mediante los tubos de venteo conectados al sistema de eyección de aire. Los tubos de venteo aportan mayor efectividad al añadir un flujo másico adicional al colector trasero. Como medida de seguridad para prevenir las bajas temperaturas, los tubos de venteo son montados en la parte donde circula aire con una mayor temperatura. No es necesario igualar las diferencias de presión ya que solo hay una fila de tubos y a cada tubo le llega aire a la misma temperatura, por consiguiente, no hay diferencias de presión en el condensado. Además, el flujo de incondensables es siempre aguas abajo, ya que no en esta configuración no se da flujo inverso de vapor. El condensado de cada hilera es evacuado del colector a través de sellos de presión a un colector común. (Adame, 2015)

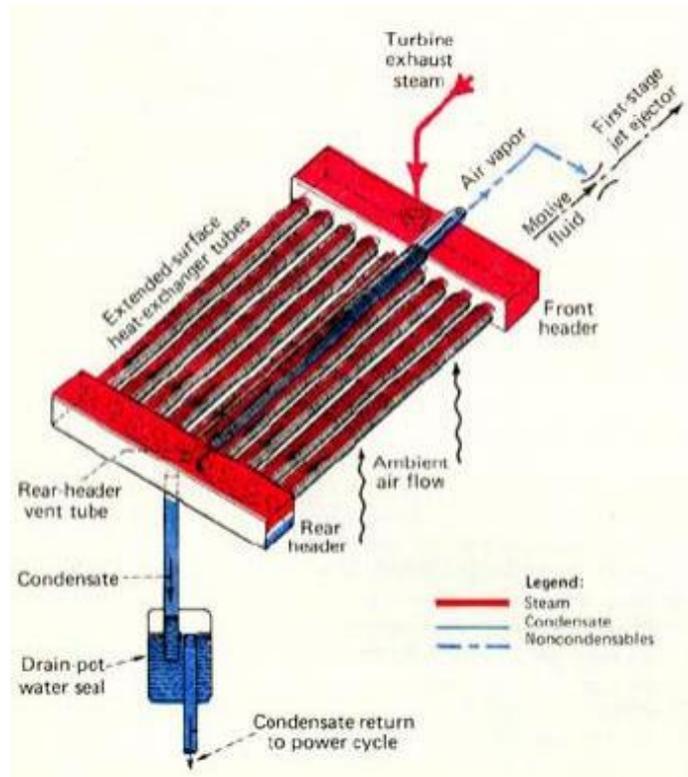


Figura 13: Aerocondensador de una sola fila.

Fuente: Adame (2015)

El aerocondensador consta de dos tipos de haces: haces con tubos condensadores y haces de tubos deflegmadores. En los primeros, el vapor húmedo entra por la parte superior, mientras que por la parte inferior se retira el condensado y gases no condensables; éstos incluyen al vapor húmedo que no se pudo condensar. En el haz de tubos deflegmadores, los no condensables provenientes de los haces de tubos condensadores entrando por la parte inferior y se produce la condensación en contracorriente, en la parte superior tiene un sistema conformado por un tubo unido a la placa a través del cual se extraen los gases no condensables hacia los eyectores. (Aguilar, 2012)

El cabezal, en su secciones mayor y menor, tiene unidos entre 7 a 10 haces de tubos condensadores por sección y por lado, mientras que en su sección media tiene 10 a 15 haces de este mismo tipo. En la parte en la que se unen la sección mayor y la media se encuentran 2 haces de tubos deflegmadores, así como en la parte que une a la sección media con la menor. Entonces, en cada lado del cabezal se tienen haces de tubos de los cuales la mayor parte son haces de tubos condensadores y la menor parte de tubos deflegmadores. Por lo general un aerocondensador para una central termoeléctrica con un

flujo masico de 53 kg/sg se cuenta con entre 15 000 a 20 000 tubos aleteados de alta aleta de 1 “ fabricados por lo general de duraluminio (aleacion de 95 % de aluminio y 5 % de cobre con trazas de manganeso de alta conductividad térmica. (Aguilar, 2012)

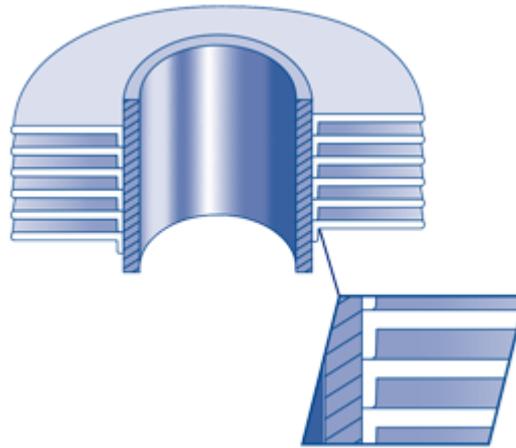


Figura 14: Perfil de aleta larga de tubería de 1”
Fuente: Empresa Profins Heat Exchanger tubes

El balance de energía en un condensador es la siguiente:

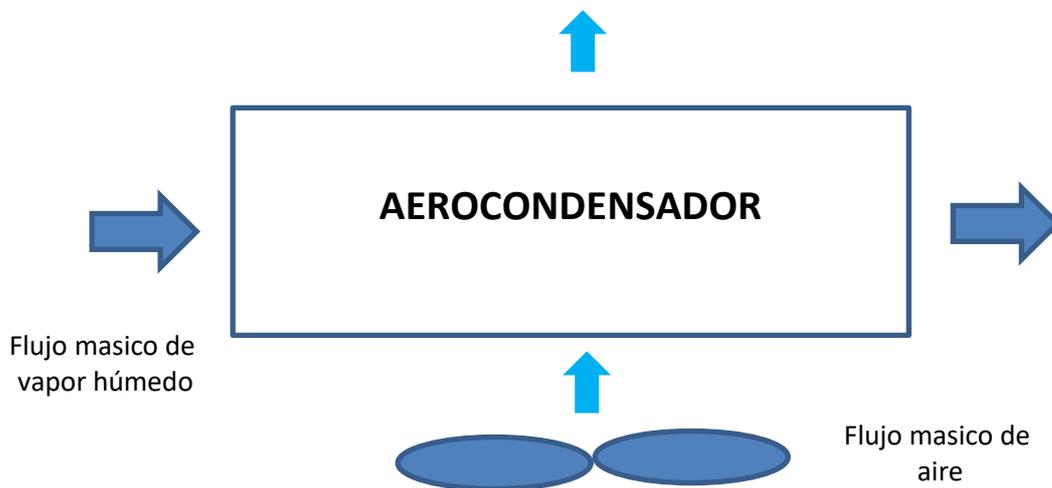


Figura 15: Balance de energía en un aerocondensador.
Fuente: Elaboración propia.

Se cumple que el flujo de calor sensible extraído por el aire entrante al aerocondensador es igual a:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_a * C_{p_a} * (T_{a_f} - T_{a_i}) \dots \dots \dots (10)$$

Donde:

\dot{Q}_a Flujo de calor extraído por el aire de enfriamiento.

\dot{m}_a Flujo masico de aire de enfriamiento.

C_{p_a} Calor especifico del aire a presión constante.

T_{a_f} Temperatura final del aire de enfriamiento.

T_{a_i} Temperatura inicial del aire de enfriamiento.

“Por lo tanto el flujo de calor cedido por el vapor húmedo saliente de la turbina de vapor es absorbido por el aire de enfriamiento en el aerocondensador.

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_c \dots \dots \dots (11)$$

Para los ventiladores utilizados en el aerocondensador se tiene la potencia de los motores eléctricos según la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Q * H * g}{1000 * \eta_v * \eta_m} \dots \dots \dots (24)$$

Dónde:

Q = Caudal de aire (m^3/s)

H = Presión estática a desarrollar por el ventilador (mmca)

g = aceleración de la gravedad ($9.81 m/s^2$)

η_v = Eficiencia del ventilador.

η_m = Eficiencia del motor eléctrico.

Para la potencia eléctrica consumida por las bombas centrifugas de agua utilizadas en el proceso de condensación se tiene la siguiente secuencia se calculó:

$$P_{MEB} = \frac{Q * H * g}{1000 * \eta_v * \eta_m} \dots \dots \dots (24)$$

Dónde:

Q = Caudal de aire (m^3/s)

H = Altura de presión de impulsión de la bomba (mmca)

g = aceleración de la gravedad (9.81 m/s^2)

η_v = Eficiencia del ventilador.

η_m = Eficiencia del motor eléctrico.

2.4 Problemática del agua y ambiental.

El Perú cuenta con tres vertientes en su territorio, con una disponibilidad de casi 2 billones de metros cúbicos de agua cada año, sin embargo, por nuestra geografía, la vertiente del Pacífico, donde reside el 66 % de la población, sólo cuenta con una disponibilidad de 2,2 % de acceso al agua, por lo tanto, es un bien escaso y se está obligado a emplearlo de forma racional. La mayor parte del agua consumida, según el Instituto Nacional de Estadística, se emplea en la agricultura de regadío, 80 %. El resto, un 20 %, se consume en consumo residencial en 12 %, y el consumo de agua en el sector industrial en promedio es de 8 % del agua total consumida. (INEI, 2020)

El agua no está presente en estado puro en la naturaleza, además como consecuencia de la actividad humana, recibe efluentes que contienen sustancias minerales y orgánicas que modifican y alteran la calidad del agua y comprometen sus usos posteriores. Como consecuencia de la actividad humana e industrial, la calidad del agua se ve modificada causando importantes impactos ambientales. Por ello, las distintas legislaciones aplicables han establecido, en función de los usos a que se vaya a destinar, los valores límite para los parámetros de calidad que no deben superarse. Estas exigencias de calidad hacen que, en la mayoría de las ocasiones, sea necesario emplear un tratamiento de aguas que permitan mantener la calidad del agua. La excepción a esta regla es el agua utilizada para el riego, que emplea agua sin tratar y que constituye el principal consumidor de agua. Esta es una de las razones por las que en zonas agrícolas se debe cuidar especialmente la calidad del agua sobre todo por la presencia de los efluentes o relaves. (Fernandez,2012)

En la actualidad, las centrales termoeléctricas (tal es el caso de Ventanilla, San Nicolas e Ilo 1 con carbón) emplean para la condensación del vapor procedente de la turbina de condensación. Estos condensadores requieren de la disponibilidad de un acuífero donde

obtener un volumen de agua para emplearlo como fluido de enfriamiento, caudal que se incrementa su temperatura significativamente a la salida del condensador. Debido a este incremento de temperatura, el agua no puede ser descargada directamente a su acuífero originario ya que este aumento afectaría negativamente a crustáceos, peces, plantas y otros organismos del entorno. Por ello, hoy día los condensadores de vacío de este tipo de plantas llevan asociado una torre de enfriamiento por la que circula el agua proveniente del condensador, la cual es enfriada gracias a la evaporación de una parte importante del caudal total, antes de ser vertida a su acuífero original. Para un proceso de condensación se requiere de un continuo proceso de tratamiento y reabastecimiento de agua. (Fernández, 2012)

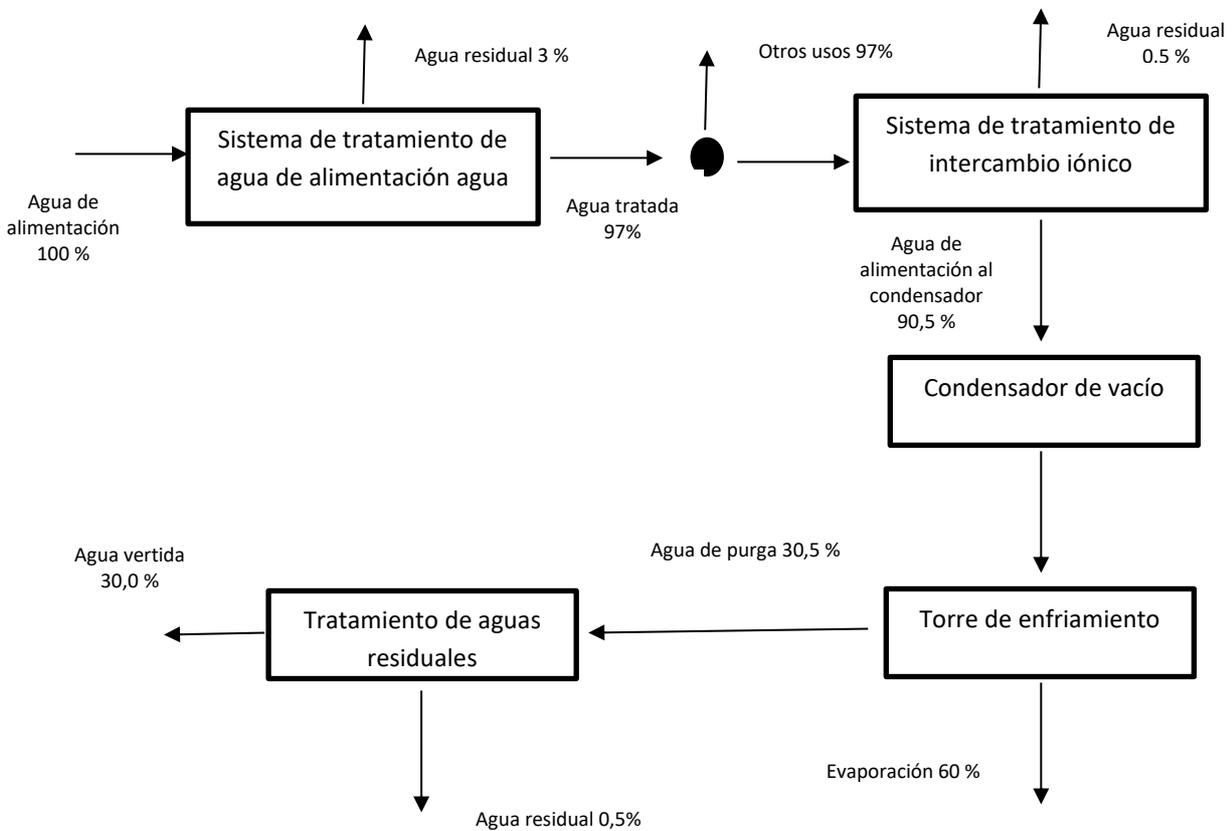


Figura 16: Diagrama de flujo del agua por una instalación de condensación con tratamiento de agua

Fuente: Fernández (2012).

El principal factor que restringe el uso de agua en circuito abierto es el incremento de temperatura de las aguas, con lo cual tiene un alto impacto sobre el medio ambiente. El incremento de temperatura del agua de un ecosistema ocasiona severos impactos muy

negativos al medio ambiente. El Oxígeno Disuelto se refiere a la cantidad de oxígeno que está disuelta en el agua y que es esencial para los ecosistemas de los riachuelos y lagos con la finalidad de que permanezcan saludables, y pueda dar soporte a la vida vegetal y animal. Por lo general, un nivel más alto del oxígeno disuelto es un indicador óptimo para un agua de mejor calidad. En el caso de que los niveles del oxígeno disuelto sean demasiado bajos, esto afectaría la vida de algunos peces y a otros organismos que no podrían sobrevivir. (Cascante,2018)

La mayor parte del oxígeno disuelto en el agua es producto de la disociación del oxígeno en el aire que se ha disuelto en el agua. Parte del oxígeno disuelto en el agua es el resultado de la fotosíntesis de las plantas acuáticas. Otros factores que también afectan los niveles del oxígeno disuelto, así tenemos que en un día soleado se producen altos niveles de oxígeno disuelto en áreas donde hay muchas algas o plantas debido a la fotosíntesis. La turbulencia de la corriente de agua también incrementa los niveles de oxígeno disuelto como producto de que el aire queda atrapado debajo el agua que fluye con mayor rapidez y por lo tanto el oxígeno del aire se disolverá en el agua. (Cascante,2018)

Por otro lado la cantidad de oxígeno que puede disolverse en el agua dependerá de la temperatura a la que se encuentre el agua. El agua más fría puede mantener más oxígeno en ella que el agua a una mayor temperatura. Una diferencia de los niveles de oxígeno disuelto se determina in situ, si se hace la prueba temprano en la mañana cuando el agua está fría y luego se repite en la tarde en un día soleado cuando la temperatura del agua haya subido. Una diferencia en los niveles de oxígeno disuelto también puede verse entre las temperaturas del agua en el invierno y las temperaturas del agua en el verano. Asimismo, una diferencia en los niveles de oxígeno disuelto puede ser aparente a diferentes profundidades del agua si hay una variación en la temperatura del agua. Por lo tanto, si se incrementa la temperatura del agua de un río, laguna, etc. Traería graves consecuencias a la fauna y la flora de este. (Cascante,2018)

Las ventajas de los aerocondensadores es la no dependencia del agua que permite establecer la central termoeléctrica en cualquier punto bajo la restricción de la disponibilidad del combustible, sin importar las condiciones ambientales. Un ambiente o lugar geográfico con cambios drásticos de sus condiciones climatológicas, así tenemos

que la existencia de temperaturas muy bajas, se generaría problemas con la congelación de los fluidos refrigerantes. Aunque el costo de la infraestructura de la instalación sea superior para el caso de un aerocondensador con respecto a los condensadores de vacío, se presenta aconsejable e incluso imprescindible la utilización de los aerocondensadores. (Cascante,2018)

2.5 Desempeño energético.

El Desempeño Energético es un concepto amplio, como parte de la mejora continua que es el resultado de la interacción entre la eficiencia energética, las técnicas de conservación y uso eficiente de la energía y su óptimo consumo que tenga efectos en la reducción de los costos de facturación y mitigación de los gases de efecto invernadero. La norma ISO 50001:2018 establece las pautas necesarias para la evaluación del desempeño energético, con lo cual se debe establecer las metas y objetivos energéticos y la necesidad de implementar indicadores o key performance indicators KPI que permitan medir los parámetros energéticos que son de vital importancia evaluar en la empresa y que permitan observar el comportamiento y la evolución de estos. Con estos indicadores se puede medir y evaluar el desempeño energético de la organización o planta y para ello es preciso considerar previamente qué debe medirse, qué metodología debemos emplear y que tipo de información se requiere para ser analizada, así como su grado de antigüedad, según el alcance de lo que se desea ejecutar. A partir de los resultados obtenidos de los indicadores de desempeño energético, la empresa podrá establecer objetivos de mejora continua. Así por ejemplo para una empresa de generación de energía tenemos un indicador global como lo es la tasa de calor o heat rate, pero por áreas o procesos intermedios también se pueden generar nuevos indicadores de desempeño significativos. (Guzmán, 2018)

La variación en el desempeño energético se determina mediante la medición de variables e indicadores de desempeño los cuales se grafican y cuantifican según la línea base energética y un benchmarking energético en el caso de que se requiera comparar con otras empresas del mismo rubro económico, así tenemos entre empresas generadoras que cuenten con una misma tecnología. La línea base energética debe ser monitoreada y modificada cuando existan cambios tecnológicos, operacionales o cambios significativos

en los procesos y del mismo modo cuando no permita medir el desempeño energético. (Henaó, Palencia y Suarez Plata, 2015)

El desarrollo económico basado en la producción masiva de bienes y servicios, ha traído consigo severos daños al ambiente, producto del crecimiento demográfico y el excesivo uso y/o consumo de recursos frente a la capacidad de carga mundial. Dicha situación ha llevado a nuestra civilización a enfrentar un importante reto en el que se deben replantear los procesos de producción e implementar prácticas orientadas a la sustentabilidad. Los indicadores de desempeño energético, son números específicos y valores significativos usados en el monitoreo, control y supervisión de la variación del desempeño energético de la empresa, y permite reducir pérdidas energéticas en cualquier proceso productivo lo que permite, a cualquier organización a través de gestión, establecer planes estratégicos para alcanzar metas a corto, mediano y largo plazo, así como obtener y mantener altos niveles de eficiencia energética; pueden expresarse como una simple medida, un cociente o un modelo más complejo. (Ibarguen, Angulo, Rodríguez y Prias, 2017)

Dado que el desempeño energético se relaciona con la manera en que la energía es empleada, la cantidad de energía que es consumida, y la eficiencia con la que la energía se usa para lograr un resultado deseado, es importante notar que rara vez este puede ser representado con un solo valor o medida. Los indicadores de desempeño energético deben tener las siguientes características:

- Estar basado en información confiable.
- La información debe ser transparente y veraz.
- Poder medir cambios en una condición o situación a través del tiempo.
- Son instrumentos que permiten determinar metas y objetivos que permiten alcanzar la línea base energética y mejorar los resultados en proyectos de desarrollo. (Ibarguen, Angulo, Rodríguez y Prias, 2017)

Para el desempeño del proceso de condensación se debe tener en cuenta lo siguiente:

$$P_{neta\ inyectada\ a\ la\ red} = P_{efectiva\ CC} - P_{servicios\ auxiliares} \dots \dots \dots (25)$$

$$IDE1 = \frac{P_{neta\ inyectada\ a\ la\ red}}{\dot{m}_v} \dots \dots \dots (26)$$

$$IDE2 = \frac{P_{servicios\ auxiliares}}{\dot{m}_v} \dots \dots \dots (27)$$

$$IDE3 = \frac{Costo\ de\ agua\ o\ aire\ de\ enfriamiento}{\dot{m}_v} \dots \dots \dots (28)$$

2.6 Análisis de Sensibilidad.

El análisis de sensibilidad es una herramienta de toma de decisiones que permite predecir los resultados de un proyecto o de una actividad propuesta, incluyendo variables tal como la incertidumbre, el riesgo, las limitaciones y los alcances de un modelo de toma de decisión. Se le conoce también como análisis hipotético, tal que permite determinar como diferentes valores de una variable independiente pueden afectar a una variable dependiente o variables dependientes, con efecto en otros resultados. Se emplea en una amplia gama de sectores tal como la gestión de proyectos, finanzas, ingeniería, geografía, biología, estudios de demanda y oferta de energía, proyecciones, etc. Existen dos tipos de análisis de sensibilidad: el local y el global. El análisis de sensibilidad local es una técnica que estudia el impacto de un solo parámetro a la vez en función al costo, manteniendo las variables de manera fija. El análisis de sensibilidad global, en cambio, utiliza una muestra global con el propósito de explorar el espacio de diseño. (ESAN, 2019)

Existen múltiples beneficios de aplicarlo en la gestión de proyectos:

- **Facilita la toma de decisiones.** El análisis de sensibilidad permite obtener los resultados de pronósticos respaldados por datos. Cuando se consideran todas las variables y se analizan todos los resultados, es más sencillo a la gerencia la toma de decisiones para una inversión, por ejemplo, implementar un aerocondensador en reemplazo del condensador de vacío. Por lo tanto, es una herramienta extremadamente útil para la planificación a corto, largo y mediano plazo de la empresa.
- **Asegura el control de calidad.** Con el análisis de la sensibilidad, las empresas pueden determinar aquellos procesos que no están permitiendo la generación de un producto útil e impiden el alcance de objetivos.
- **Optimización de asignación de recursos.** El análisis de sensibilidad permite identificar las áreas fuertes y débiles de la planificación de un proyecto, y permite medir su posible impacto sobre los resultados.

Usos del análisis de sensibilidad.

- La aplicación clave del análisis de sensibilidad es indicar la sensibilidad de una simulación a las incertidumbres en los valores de entrada del modelo.
- Es un método que permite predecir el resultado de una toma de decisión, en el caso de que una situación resulte ser diferente al compararla con las predicciones previstas.
- Ayuda a evaluar el riesgo de una estrategia.
- Sirve para identificar qué tan dependiente es el resultado con respecto a una variable particular de entrada. Analiza si la dependencia ayuda a evaluar el riesgo asociado.
- Permite tomar decisiones informadas y apropiadas.
- Sirve para buscar errores en el modelo, al encontrar relaciones inesperadas entre las entradas y los resultados. (Corvo, 2021)

Un análisis de sensibilidad, también conocido como análisis “qué pasa si”, es el utilizado con mayor frecuencia por los analistas para predecir el resultado de una acción específica cuando se realiza bajo ciertas condiciones. El análisis de sensibilidad se realiza dentro de límites definidos, determinados por el conjunto de variables de entrada independientes. Por ejemplo, el análisis de sensibilidad se puede utilizar para estudiar el efecto de un cambio en el costo unitario de la generación de energía sobre el consumidor desde 0.66 S//KWh a 0,67 S//KWH. La pregunta “¿Qué pasa si...?” sería: ¿Qué pasa con el costo unitario de la energía para el usuario final BT5R se incrementa en 0,1 S//KWH?. (Corvo, 2021)

CAPITULO III

MATERIAL Y METODO

3.1 Material.

3.1.1 Referente a la Central Termoeléctrica de Ciclo Combinado de Termochilca: Se toma como fuente el Estudio de Potencia efectiva y Rendimiento de la Central térmica de Santo Domingo de Olleros – Termochilca marzo 2021.

a. Información técnica ciclo superior.

Tipo de turbina a gas : Heavy duty.2011

Fabricante : Siemens.

Modelo : SGT6-5000F(4)

Tipo de combustible : Gas Natural.

Generador eléctrico : Siemens

Potencia efectiva : 191,3 MW

Tensión nominal : 16,5 kV.

Velocidad : 3 600 rpm.

Frecuencia : 60 Hz.

Factor de potencia : 0,85

b. Información técnica de ciclo inferior.

Tipo de turbina a vapor: Axial 2017

Fabricante : Siemens.

Modelo : SST-700/SST-900RH

Tipo de combustible : Recuperación gases de calor de la turbina a gas.

Generador eléctrico : Siemens

Potencia efectiva : 105,0 MW

Tensión nominal : 13,8 kV.

Velocidad : 3 600 rpm.

Frecuencia : 60 Hz.

Factor de potencia : 0,85

c. Información ciclo combinado.

Potencia efectiva : 296,3 MW

Configuración : 1x1x1

Heat Rate : 6,60 MMBTU/MWh
Consumo de combustible : 1 958,2 MMBTU/h
Costo de gas natural : 2.8 U\$/MMBTU
Costo variable no combustible : 18,48 U\$/MWh
Rendimiento de planta : 55,05 %



Figura 17: Vista panorámica de la empresa

Fuente: Empresa Termochilca

d. Información operativa.

Generador recuperador de tres niveles de presión.

Máxima temperatura de vapor sobrecalentado 540 °C

Nivel de Alta Presión. (Contiene sobrecalentador, evaporador y economizador)

Presión= 120 Bar Flujo masico de Alta presión = 39,17 kg/s % masa = 72 % masa total.

Nivel de Media Presión. (Contiene sobrecalentador, evaporador y economizador)

Presión= 40 Bar Flujo masico de media presión = 10,88 kg/s % masa = 20 % masa total.

Nivel de baja Presión (Contiene evaporador y economizador) Desde el evaporador de baja presión fluye el flujo masico total de vapor hacia el condensador de vacío con una eficiencia de 90 % para la turbina de vapor.

Presión= 4 Bar Flujo masico de baja presión = 4,35 kg/s % masa = 8 % masa total.

Presión de descarga 9 kPa.

Flujo masico total de vapor 54,4 kg/s

Máximo de valor de humedad a la salida de la turbina de vapor de baja presión 0,10

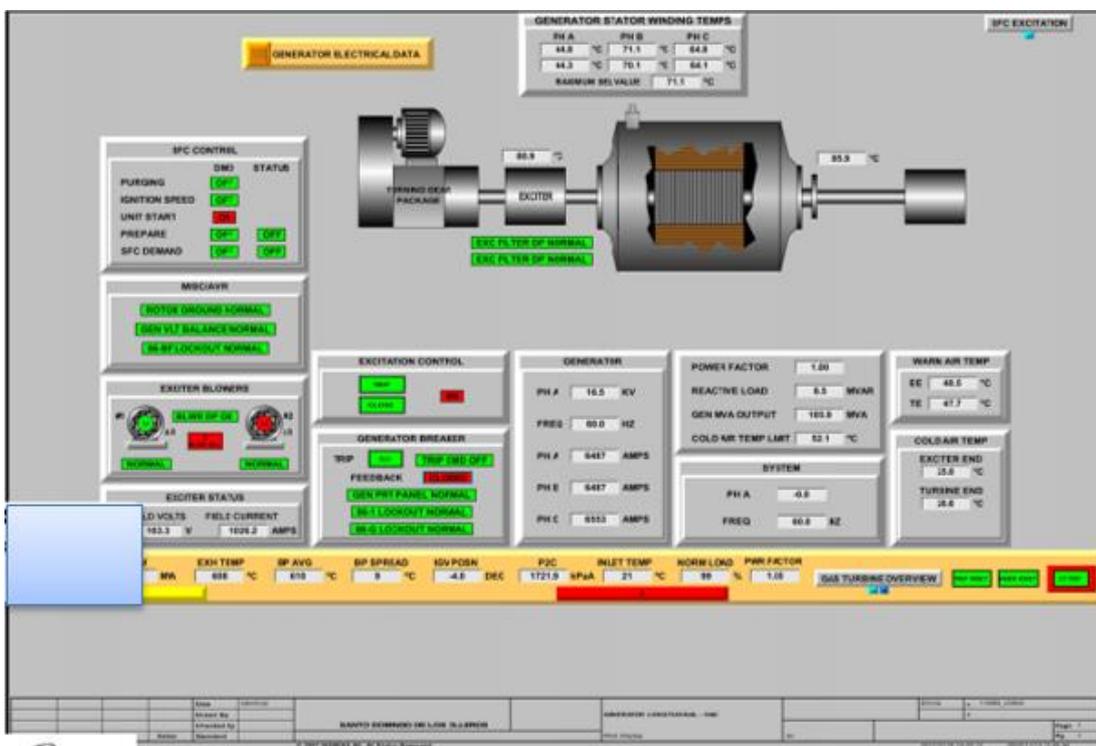


Figura 18 Consola de operador de central de ciclo combinado

Fuente: Empresa Termochilca

3.1.2 Soporte informático.

Para la determinación de los valores de psicrometría se hizo uso de la herramienta informática DIAGRAMA Y CALCULADORA DE PARÁMETROS PSICROMÉTRICOS ONLINE de la empresa Herramientas de Ingeniería, ubicada en el siguiente link:

<https://www.herramientasingeneria.com/onlinecalc/spa/psicrometricos/psicrometricos.html>

Con el cual teniendo en cuenta los valores de TBS y TBH para el flujo de aire de salida y entrada se determinan los valores de:

Humedad relativa.

Humedad absoluta.

Entalpia especifica.

Densidad

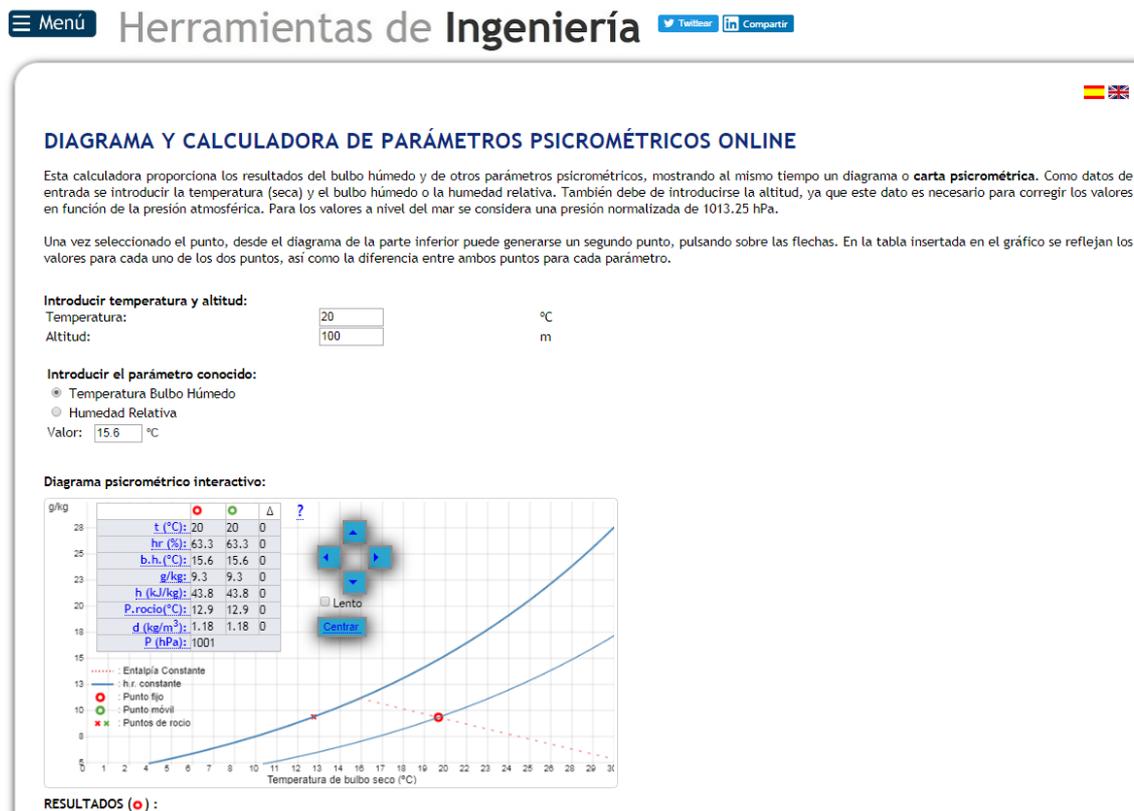


Figura 19 Entorno de diagrama y calculadora de parámetros psicrométrico.

Fuente: <https://www.herramientasingeneria.com/>

Para la determinación de las propiedades de la entalpia especifica del agua en estado de líquido comprimido se hizo uso del software libre STEAM TABLE 1967IFC de la Empresa FIGENER S/A.

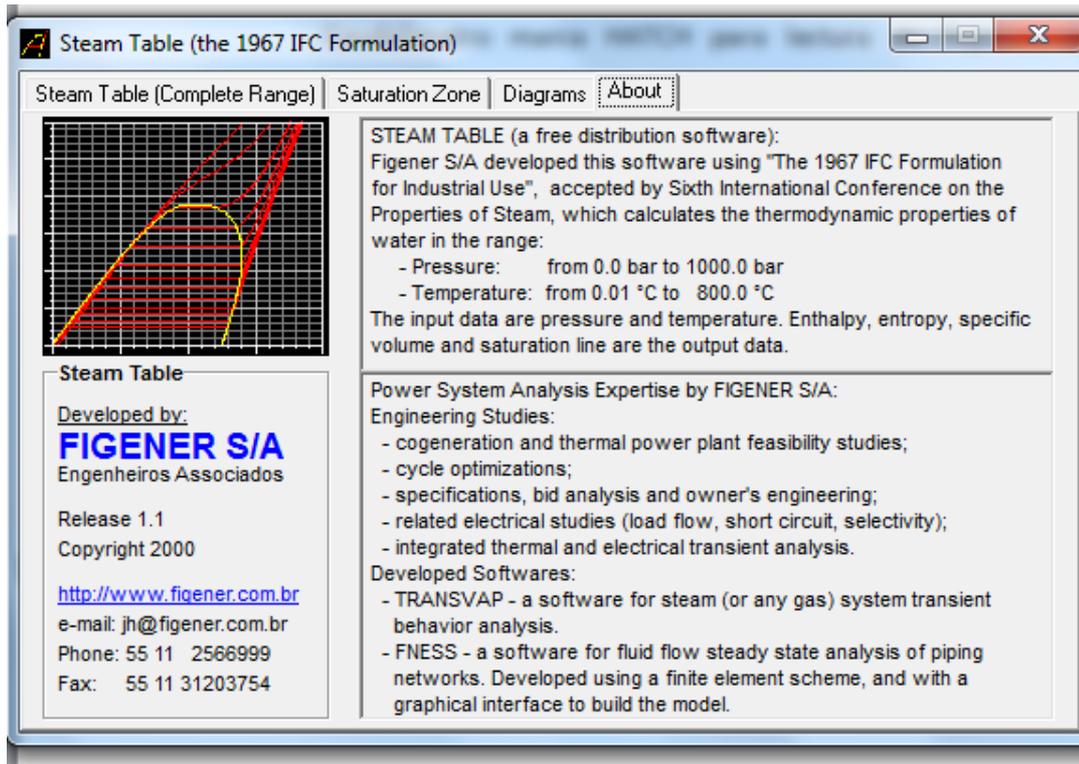


Figura 20 Software para propiedades del agua STEAM TABLE 1967IFC

Fuente: www.figener.com.br

3.2 Método.

3.2.1 Método de investigación:

El presente trabajo de investigación utiliza los siguientes métodos:

- Método deductivo. - En el presente plan de investigación se plantea ir de lo general a lo específico; del cual se irán hallando los diversos efectos que se genera en el desempeño del proceso de condensación con el empleo de aerocondensadores.
- Método descriptivo. – Porque se busca responder la pregunta acerca de cómo es una determinada parte de la realidad en este caso el efecto en el desempeño del proceso de condensación con el empleo de aerocondensadores.

3.2.2 Diseño:

El diseño de la investigación es pre experimental, en la cual el investigador trata de aproximarse a una investigación experimental pero no tiene los medios de control

suficientes que permitan la validez interna. Se mide el mismo sujeto o grupo de sujetos (desempeño del proceso de condensación), realizando mediciones sin el empleo de aerocondensadores (variable independiente) y después realizando mediciones con el empleo de aerocondensadores (Sainz, 2018)



O1: Mediciones en el proceso de condensación antes del empleo de aerocondensadores.

O2: Mediciones en el proceso de condensación al emplearse aerocondensadores.

X: Empleo de aerocondensadores

G.E: Central de ciclo combinado de Termochilca

3.2.3 Metodología de cálculo.

Se describe el procedimiento de la investigación:

- Identificar las condiciones de operación con el condensador de vacío en el ciclo inferior de la Central Termoeléctrica de Termochilca. Esto se realizará aplicando un balance de materia y energía
- Determinar los indicadores de desempeño del proceso de condensación sin aerocondensador, evaluando a diversas presiones de descarga del vapor húmedo de la turbina de vapor y temperatura final del agua de enfriamiento del condensador.
- Medir las condiciones de operación del aerocondensador en el ciclo inferior de la Central Termoeléctrica de Termochilca. Esto se realizará aplicando un balance de materia y energía.
- Determinar los indicadores de desempeño del proceso de condensación utilizando aerocondensadores, evaluando a diversas presiones de descarga del vapor húmedo de la turbina de vapor y temperatura final del aire de enfriamiento del aerocondensador.
- Realizar un benchmarking energético del desempeño del proceso de condensación.
- Realizar un análisis de sensibilidad en función a la variación a las horas anuales de operación y el costo de la energía en el SEIN.

CAPITULO IV
CALCULOS Y RESULTADOS

4.1 Evaluación del proceso de condensación con condensadores de vacío y torre de enfriamiento.

4.1.1 Balance de energía en el condensador de vacío.

Se presenta la siguiente tabla con los valores para el balance de energía en el condensador de vacío:

Tabla 01 Parámetros para el balance de energía con el condensador de vacío

Parámetros	Valor	Unidad
Flujo masico de vapor	54,4	kg/s
Presión de vacío	9	kPa
Temperatura inicial	18	°C
Temperatura final	30	°C
Calor específico del agua	4,18	kJ/kg °C

Fuente: Elaboración propia.

Se determina la de tablas de vapor.

h_v Entalpia específica del vapor en estado húmedo evaluado a 10 % de humedad en 9 kPa = 2 341,3 kJ/kg.

h_f Entalpia específica del condensado como liquido saturado = 183,3 kJ/kg

Aplicando las ecuaciones 1, 2 y 3 se determina el valor del flujo masico de agua en el proceso de condensación.

$$\dot{m}_v * (h_v - h_f) = \dot{m}_w * Cp_w * (T_f - T_1)$$

$$54,4 * (2\,341,3 - 183,3) = \dot{m}_w * 4,18 * (30 - 18)$$

$$\dot{m}_w = 2\,340,41 \text{ kg/sg}$$

$$\dot{m}_w = 8,42 \text{ Ton./h}$$

En unidades de caudal es igual a:

$$\dot{Q}_w = 2\,340,1 \frac{kg}{sg} * \frac{m^3}{1\,000\,kg} = 2,34 \frac{m^3}{sg}$$

Seguidamente se determina el valor de la potencia del motor de la bomba de agua que impulsa el agua de enfriamiento hacia el condensador de vacío.

Tabla 02 Parámetros para determinar potencia eléctrica consumida por el motor eléctrico de bomba de agua de enfriamiento.

Parámetros	Valor	Unidad
Altura de presión (Equivalente a 6 bar de presión de impulsión)	62,4	m.c.a
Caudal	2,34	m ³ /sg
Aceleración de la gravedad	9,81	m/sg ²
Eficiencia Hidráulica	0,8	
Eficiencia Eléctrica	0,9	

Fuente: Elaboración propia.

Seguidamente aplicamos la ecuación 24.

$$P_{MEB} = \frac{2,34 * 62,4 * 9,81}{0,8 * 0,9} = 1\,989,4 \text{ kW}$$

4.1.2 Balance de energía en la torre de enfriamiento.

Según la figura 08 se tienen las siguientes mediciones realizadas para el balance de energía en la torre de enfriamiento.

Ubicación geográfica es aproximadamente la siguiente (coordenadas UTM):

Latitud Sur: -12.47, 12° 28' 12"

Longitud Oeste: -76.7522, 76° 45' 8"

Altitud: 14 msnm

Tabla 03 Parámetros para balance de energía en torre de enfriamiento de tiro inducido

Parámetros	Valor	Unidad
Caudal de agua	2,34	m ³ /sg
Temperatura de ingreso de agua	30	°C
Temperatura de salida de agua	17	°C
TBS ingreso de aire	18	°C
TBH ingreso de aire	14	°C
TBS salida de aire	30	°C
TBH salida de aire	28	°C

Fuente: Elaboración propia.

Con los valores de la tabla 03 se determinan los valores de los parámetros físicos para el balance de energía en la torre de enfriamiento.

Tabla 04 Valores psicrométrico para balance de energía

Parámetros	Valor	Unidad
Flujo masico de agua	2 340,1	kg/sg
HR1 (%)	64,5	%
X1	0,0082	kg agua/kg aire seco
h1	39,1	kJ/ kg de aire seco
HR2 (%)	89,3	%
X2	0,0242	kg agua/m ³ aire seco
h2 kJ/ kg de aire seco	92,9	kJ/ kg de aire seco

Fuente: Información tomada de DIAGRAMA Y CALCULADORA DE PARÁMETROS PSICROMÉTRICOS ONLINE

Para los valores de la entalpia de agua a la entrada y a la salida se toman en cuenta las siguientes condiciones de operación:

Entrada de agua

Presión de bombeo = 6 bar. (Bomba de impulsión de agua a torre de enfriamiento)

Temperatura de agua= 30 °C

Entalpia del agua (h_{w1}) = 1926,2 kJ/kg

Salida de agua

Presión de retorno = 1,961 bar (Equivalente a los 20 metros de altura de la torre de enfriamiento)

Temperatura de agua = 17 °C

Entalpia del agua (h_{w2}) = 71,0 kJ/kg

Aplicando la ecuación N° 9 se determina el valor del flujo másico de aire M_a .

$$M_a = \frac{M_{w1} * (h_{w2} - h_{w1})}{(h1 - h2) - ((x1 - x2) * h_{w2})}$$

Reemplazando valores tenemos el siguiente resultado:

$$M_a = \frac{2\,340,1 * (71,0 - 126,2)}{(39,1 - 92,9) - ((0,0082 - 0,0242) * 71,0)} = 2\,452,8 \frac{\text{kg}}{\text{sg}}$$

Seguidamente calculamos el flujo de agua de aportación, debido al arrastre de partículas que se originan debido al proceso de humidificación del aire que entra en contacto directo con el agua caliente a enfriar para lo cual hacemos uso de la siguiente ecuación:

Flujo de agua de aportación = ΔM_w

Luego tenemos que:

$$\Delta M_w = M_{w1} - M_{w2}$$

Donde el valor del flujo de agua M_{w2} se obtiene en función a la ecuación N°3:

$$M_{w2} = M_{w1} + (M_a * \text{Densidad del aire} * (X1 - X2))$$

$$M_{w2} = 2\,340,1 + (2\,452,8 * 1,21 * (0,0082 - 0,0242))$$

$$M_{w2} = 2,387,6 \frac{\text{kg}}{\text{sg}}$$

Finalmente, el agua que se debe aportar es:

$$\Delta M_w = 2\,340,1 - 2\,387,6 = 47,7 \frac{kg}{sg}$$

Potencia eléctrica utilizada de la bomba de agua.

En función a la ecuación para la Potencia eléctrica del motor de la bomba de agua de la torre de enfriamiento. Para una altura de bombeo de 6 bar (62.4 m.c.ca)

$$P_{ME\ B2} = \frac{2,34 * 9,81 * 62,4}{0,8 * 0,9} \text{ (kW)} = 1\,989,4 \text{ kW}$$

Para la determinación de la potencia del motor eléctrico del ventilador (P) en kW, se tiene la siguiente ecuación del texto Golu (2017) calculo de la potencia de un ventilador de la Universidad Francisco de Paula de Santander.

$$P = \frac{Q * H}{\eta_v * \eta_m} \text{ (KW)}$$

Dónde:

Q = Caudal de aire (m³/s)

Flujo masico de aire humedo $M_{ah} = 2\,452,8 + 47,7 = 2\,500,5 \text{ kg/s}$

$$Q = 2\,500,5 \frac{kg}{sg} * \frac{m^3}{1,2 \text{ kg}} = 2\,083,8 \frac{m^3}{sg}$$

H = Presión estática a desarrollar por el ventilador (valor de la presión estática 7 mm

Hg = 0,18 kPa)

η_v = Eficiencia del ventilador. =0.8

η_m = Eficiencia del motor eléctrico. = 0.9

Se tiene un valor de la potencia eléctrica del motor igual a:

$$P_{ME} = \frac{2\,083,8 * 0,933}{0,8 * 0,9} = 2\,700 \text{ kW}$$

4.1.3 Desempeño del proceso de condensación.

- Referida a la potencia efectiva de la central termoeléctrica de ciclo combinado.

Potencia efectiva = 296,3

Potencia eléctrica asociada a la condensación en vacío. Pe_{CV}

$$Pe_{CV} = 1\,989,4 + 1\,989,4 + 2\,700 = 9\,089,4 \text{ kW} = 6,679 \text{ MW}$$

$$\text{Fracción de energía eléctrica consumida} = \frac{6,679}{296,3} * 100\%$$

$$\text{Fracción de energía eléctrica consumida} = 2,25 \%$$

- Referente al costo del agua. Se ha considerado la retribución única al Estado por el uso del agua para generación eléctrica que establece el artículo 107 de la LCE y el artículo 214 de RLCE15, cuyo monto es de 1,898 S//MWh, conforme al valor vigente del 1% del Precio Promedio de Energía a Nivel Generación en el SEIN, el cual corresponde al Precio de Energía a Nivel Generación en Horas Fuera de Punta (PEMF) vigente, al 31 de marzo de 2021 hasta 31 de marzo del 2022, de la Barra Base Lima 220 kV para el SEIN. Tomando como referencia los valores del Informe N° 226-2021-GRT)

El valor es asignado al costo variable no combustible que es igual a:

$$CVNC_{CC-CV} = 3,345 + 1,898 = 5,243 \frac{U\$}{MWh}$$

El valor del costo variable combustible es de 20,40 U\$/MWh

Por lo tanto, el costo variable total de la central Termochilca es igual a:

$$CVT_{CC-CV} = 5,243 + 20,40 = 25,643 \frac{U\$}{MWh}$$

- Referente a indicadores de desempeño. Se tienen los siguientes ID.

$$IDE1 = \frac{P_{\text{neto inyectada a la red}}}{\dot{m}_v}$$

$$IDE1 = \frac{(296,3 - 6,679) \text{ MW}}{8,42 \text{ Ton/h}} = 34,40 \frac{\text{MWh}}{\text{Ton. de vapor}}$$

$$IDE2 = \frac{P_{\text{servicios auxiliares}}}{\dot{m}_v}$$

$$IDE2 = \frac{6,679 \text{ MW}}{8,42 \text{ Ton/h}} = 0,793 \frac{\text{MWh}}{\text{Ton de vapor}}$$

- Referente al orden de despacho de generación. (Según el Anexo 1: Orden de mérito para prioridad en el despacho de generación según costos variables totales)
Se tiene que en el orden de prioridad para el despacho, la central termoeléctrica pierde 2 escaños en su ubicación, según lo siguiente:

Tabla 05 Variación en el Orden de Prioridad del despacho

Orden de Merito	Central Termoeléctrico	C.V.T (U\$/MWh)
1 prioridad	Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (con fuego adicional)	23,82
2 prioridad	Turbo gas natural Independencia	25,18
3 prioridad	Central termoeléctrica C.C Termochilca	25,643

Fuente: Elaboración propia.

4.2 Evaluación del proceso de condensación con aerocondensador.

4.2.1 Balance de energía en el aerocondensador.

Se cumple que el flujo de calor sensible extraído por el aire entrante al aerocondensador es igual a la ecuación 10.

Donde:

\dot{Q}_a Flujo de calor extraído por el aire de enfriamiento.

\dot{m}_a Flujo masico de aire de enfriamiento.

C_{p_a} Calor especifico del aire a presión constante. 1,004 kJ/kg°C

Ta_f Temperatura final del aire de enfriamiento. 35 °C (8°C menos de la presión de saturación de vapor) , si la presión de saturación es 0,09 kPa le corresponde una temperatura de saturación de 43 °C.

Ta_i Temperatura inicial del aire de enfriamiento. 18 °C

Y además por la ecuación 11, el flujo de calor cedido por el vapor húmedo saliente de la turbina de vapor es absorbido por el aire de enfriamiento en el aerocondensador.

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_c$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_v * (h_v - h_f)$$

Donde:

\dot{Q}_c Flujo de calor cedido por el vapor húmedo para pasar al estado de líquido saturado.

\dot{m}_v Flujo masico de vapor húmedo =54,4 kg/s

h_v Entalpia específica del vapor en estado húmedo. 2 341,3 kJ/kg.

h_f Entalpia específica del condensado como liquido saturado= 183,3 kJ/kg

$$\dot{Q}_c = 45,5 * (2\ 341,3 - 183,3) = 98\ 189\ kJ/s$$

$$\dot{Q}_c = 98\ 189 \frac{kJ}{s} * \frac{kcal}{4,18\ kJ} * \frac{3\ 600\ sg}{1\ h} * 1 \frac{Mcal}{1\ 000\ kcal} = 84\ 564,69 \frac{Mcal}{h}$$

Reemplazando valores en la ecuación 10.

$$98\ 189 \frac{kJ}{s} = \dot{m}_a * 1,004 \frac{kJ}{kg\ ^\circ C} * (35 - 18)^\circ C$$

$$\dot{m}_a = 5\ 752,8\ kg/sg$$

El caudal de aire es igual a:

$$\dot{Q}_a = 5\ 752,8 \frac{kg}{sg} * \frac{m^3}{1,21\ kg} = 4\ 794,4 \frac{m^3}{sg}$$

4.2.2 Dimensionamiento de los motores eléctricos de los ventiladores:

Para la determinación de la potencia del motor eléctrico del ventilador (P) en kW, se tiene la siguiente ecuación:

$$P = \frac{Q * H}{\eta_v * \eta_m} (KW)$$

Dónde:

Q = Caudal de aire (m³/s) = 4 794,4 m³/s

H = Presión estática a desarrollar por el ventilador (7 mm Hg = 0,933 kPa)

η_v = Eficiencia del ventilador. = 0.8

η_m = Eficiencia del motor eléctrico. = 0.9

Se tiene un valor de la potencia eléctrica del motor igual a:

$$P_{ME} = \frac{4\,794,4 * 0,933}{0,8 * 0,9} = 4\,473,2 \text{ kW} = 4,473 \text{ MW}$$

4.2.3 Determinación de indicadores de desempeño.

- Referida a la potencia efectiva de la central termoeléctrica de ciclo combinado.

Potencia efectiva = 296,3

Potencia eléctrica asociada a los aerocondensadores:

$$P_{eAC} = 4,473 \text{ MW}$$

$$\text{Fracción de energía eléctrica consumida} = \frac{4,473}{296,3} * 100\%$$

$$\text{Fracción de energía eléctrica consumida} = 1,50 \%$$

- Referente al costo del agua. Tomando como referencia los valores del Informe N° 226-2021-GRT)

El valor es asignado al costo variable no combustible que es igual a:

$$CVNC_{CC-CV} = 3,345 = 3,345 \frac{U\$}{MWh}$$

El valor del costo variable combustible es de 20,40 U\$/MWh

Por lo tanto, el costo variable total de la central Termochilca es igual a:

$$CVT_{CC-CV} = 3,345 + 20,40 = 23,745 \frac{U\$}{MWh}$$

- Referente a indicadores de desempeño. Se tienen los siguientes ID.

$$IDE1 = \frac{P_{neta\ inyectada\ a\ la\ red}}{\dot{m}_v}$$

$$IDE1 = \frac{(296,3 - 4,473) MW}{8,42 \dot{T}on/h} = 34,66 \frac{MWh}{Ton.\ de\ vapor}$$

$$IDE2 = \frac{P_{servicios\ auxiliares}}{\dot{m}_v}$$

$$IDE2 = \frac{4,473 MW}{8,42 Ton/h} = 0,531 \frac{MWh}{Ton\ de\ vapor}$$

- Referente al orden de despacho de generación. (Según el Anexo 1: Orden de mérito para prioridad en el despacho de generación según costos variables totales)
Se tiene que en el orden de prioridad para el despacho, la central termoeléctrica pierde 2 escaños en su ubicación, según lo siguiente:

Tabla 06 Variación en el Orden de Prioridad del despacho con aerocondensador

Orden de Merito	Central Termoeléctrico	C.V.T (U\$/MWh)
-----------------	------------------------	-----------------

1 prioridad	Central termoeléctrica C.C Termochilca	23,745
2 prioridad	Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (con fuego adicional)	23,82
3 prioridad	Turbo gas natural Independencia	25,18

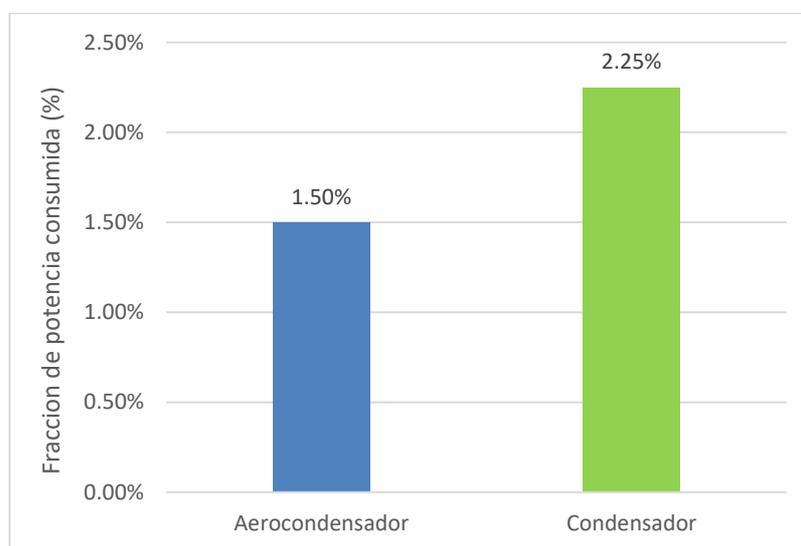
Fuente: Elaboración propia.

4.3 Evaluación de los indicadores de desempeño.

4.3.1 Comportamiento del desempeño.

Para una potencia efectiva generada por la central termoeléctrica de 296,3 MW en el proceso de condensación con condensadores de vacío (que tiene asociado a su proceso una torre de enfriamiento de tiro forzado) se consume 6,679 MW representando el 2,25 % de la potencia efectiva generada, mientras que para un proceso de condensación con aerocondensadores la potencia consumida en este proceso es de 4,473 MW, representando el 1,50 %. Con lo cual el proceso de condensación con aerocondensadores requiere una menor potencia de 2,206 MW (lo que representa 33,0 % la reducción de la consumida)

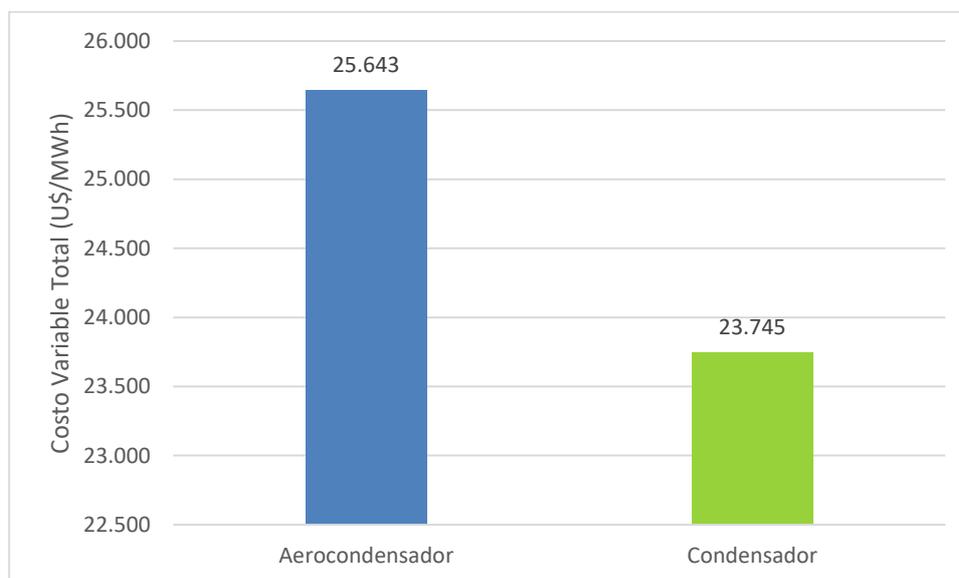
Grafico 01 Fracción de potencia consumida en proceso de condensación



Fuente: Elaboración propia

El efecto de emplear agua en un proceso de condensación con condensador de vacío genera un incremento del costo variable total de la empresa de generación desde 23,745 a 25,643 U\$/MWh (incrementando en 8 % el costo variable total)

Gráfico 02 Costo variable total de la central termoeléctrica



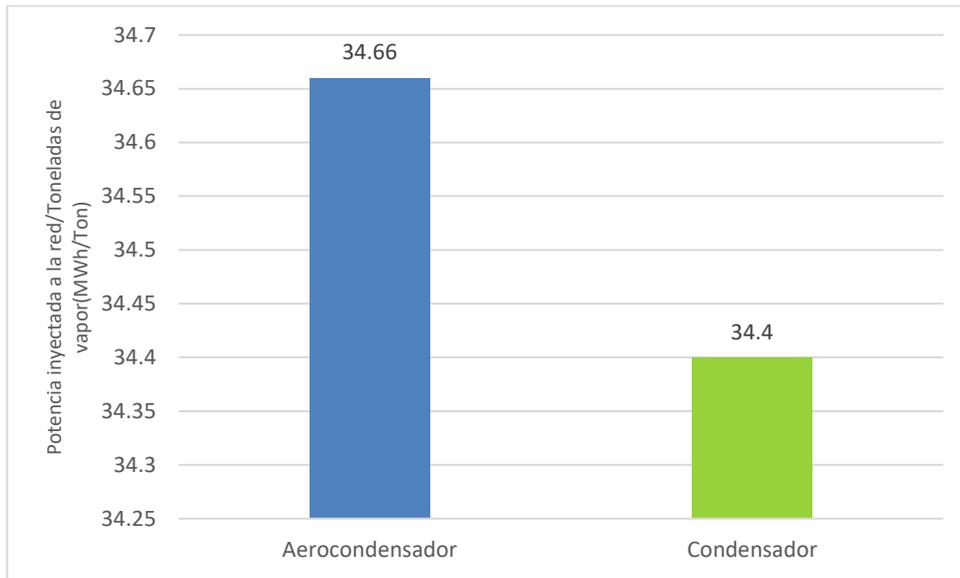
Fuente: Elaboración propia

Esta variación del costo variable total le da un mayor de obtención de ingresos económicos durante la inyección de la energía y potencia al SEIN con una diferencia de 1,898 U\$/MWh, el genera ingresos en función a la siguiente ecuación:

$$Ingresos CT_{aeroc.} = (Precio de Energia SEIN - 23,745) * Energia inyectada$$

El Indicador de desempeño IDE1 que evalúa la potencia inyectada a la red (descontando la potencia eléctrica asociada al proceso de condensación), para el caso del condensador de vacío es igual a 34,4 MWh/Ton de vapor, mientras que el proceso con aerocondensador es igual a 34,66 MWh/Ton de vapor, lo que significa que con un proceso de condensación con aerocondensadores tiene un mejor valor del IDE1.

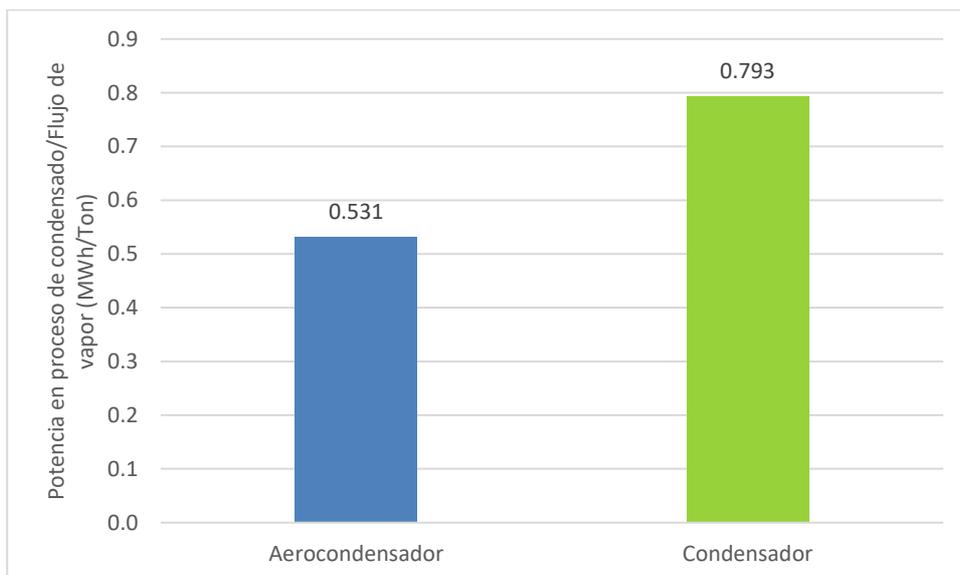
Gráfico 03 Variación del IDE1



Fuente: Elaboración propia

El Indicador de desempeño IDE2 que evalúa la potencia eléctrica consumida en el proceso de condensación, para el caso del condensador de vacío es igual a 0,793 MWh/Ton de vapor, mientras que el proceso con aerocondensador es igual a 0,531 MWh/Ton de vapor, lo que significa que con un proceso de condensación con aerocondensador se tiene un mejor valor del IDE2.

Gráfico 04 Variación del IDE2



Fuente: Elaboración propia

4.4 Análisis de sensibilidad.

Del mismo modo se muestra el efecto de la variación del costo variable total en la generación de energía a plena carga para un costo de la energía en el SEIN(el cual es un valor variable en este año entre 38 a 44 U\$/MWh y para una operación de la central termoeléctrica de Termochilca de 7, 000 horas al año (el cual es un valor variable cada año).

En la siguiente tabla se presenta que el proceso de condensación con aerocondensadores al margen de tener asociado a su consumo de equipos una potencia efectiva mucho mayor (29,36 %) permite tener un ingreso económico a la empresa de 5´300 788 U\$/año superior a tener un proceso de condensación con condensadores de vacío.

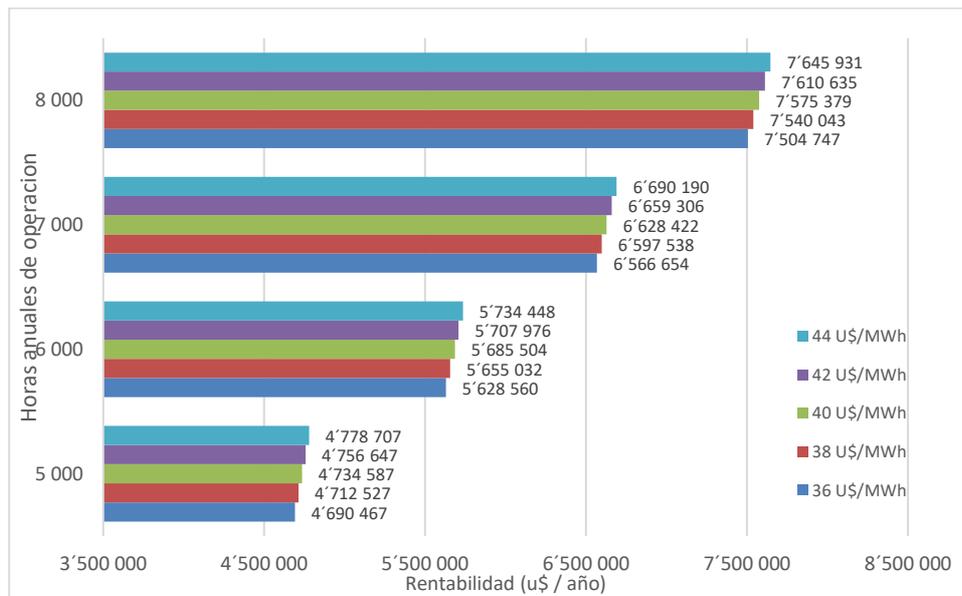
Tabla 07 Efecto de la variación del costo variable total en el Orden de Prioridad del despacho con aerocondensador

ITEM	PARAMETRO	CONDENSADOR	AEROCONDENSADOR
1	CVT (U\$/MWh)	26,643	23,745
2	Potencia efectiva (MW)	296,3	296,3
3	Potencia en Proceso de Condensación (MW)	6,679	4,473
4	Potencia firme inyectada (MW)	289,621	291,827
5	Precio Energía SEIN (U\$/MWh)	38	38
6	Margen unitario de ingresos (U\$/MWh) (5-1)	11,357	14,255
7	Número de Horas /año	7 000	7 000
8	Energía anual inyectada (MWh) (4x7)	2'027 347	2'042 789
9	Ingresos por Inyección (U\$/año) (5x8)	77'039 186	77'625 982
10	Costos por generación (U\$/año) (1x2x7)	55'260 246	49'249 505
11	Rentabilidad (U\$/año) (9-10)	21'778 940	28'376 478
12	Diferencia (U\$/año)		6'597 538

Fuente: Elaboración propia.

Seguidamente se presenta la variabilidad de los beneficios económicos por efecto del costo variable total para valores de 5 000, 6 000, 7 000 y 8000 horas anuales de operación y para variación del costo de generación desde 36, 38, 40, 42 y 44 U\$/MWh

Gráfico 05 Análisis de sensibilidad de la influencia del tipo de tecnología en el proceso de condensación en la rentabilidad de la Central Termoeléctrica



Fuente: Elaboración propia

Del gráfico anterior se puede concluir que la tecnología de los aerocondensadores utilizados en el proceso de condensación es favorable económicamente con respecto a la tecnología con condensadores de vacío en el proceso de condensación.

Cuando se incrementa el número de horas de operación anuales entonces el margen de diferencia en los ingresos económicos también se incrementa para la central termoeléctrica de Termochilca con un proceso de condensación con aerocondensadores así tenemos lo siguiente:

Para el caso en el cual el costo de generación es igual a 38 U\$/MWh, el margen de diferencia de la rentabilidad desde 7 000 a 8 000 horas anuales de operación se incrementa desde 6'597 538 a 7'540 043 U\$ (incremento de 14,28 %)

Para el caso en el cual el costo de generación se incrementa desde 38 U\$/MWh a 40 U\$/MWh, el margen de diferencia de la rentabilidad para 7 000 horas anuales de operación se incrementa desde 6'597 538 a 6'628 422 U\$ (una reducción del 0,46 %).

Valores que se van incrementando a medida que el costo de la energía en el SEIN se incrementa, esto debido a que los ingresos económicos por inyección de energía y potencia a la red se incrementan por ambas tecnologías.

4.5 Discusión de resultados.

Para el caso de Aguilar, Sánchez y Carvajal (2015) los parámetros de operación del sistema de condensación del ciclo combinado fueron la temperatura de ingreso del aire 25° C, flujo masico de vapor 126 kg /s que permitió determinar un flujo masico de aire 663 kg /s con una relación de 5,26 kg de aire/kg de flujo vapor húmedo saliente de la turbina de vapor, a diferencia del presente estudio en el cual la temperatura de ingreso del aire es de 18 °C, el flujo masico de vapor 54, 4 kg/sg y el flujo masico de aire de 5 752,8 kg/sg de aire , con una relación de 105, 75 kg de aire/kg de flujo vapor húmedo saliente de la turbina de vapor, con lo cual el desempeño es mucho menor con respecto a la investigación realizada por Aguilar, Sánchez y Carvajal.

Con respecto a la investigación realizada por Cornejo (2017) para determinar el desempeño energético del aerocondensador de la central de ciclo combinado de Kallpa de 865 MW de potencia efectiva como ciclo combinado 3x3x1 cuenta con una máxima demanda para su aerocondensador de 8,6 MW ubicada en la localidad de Chilca de manera similar a la ubicación de la Central Termoeléctrica de ciclo combinado de Termochilca 1x1x1 que tiene una potencia consumida en el aerondensador igual a 4,473 MW para una potencia de 296,3 MW , mostrando un menor desempeño con referente a la Empresa Kallpa. Ambas empresas se han visto obligadas a utilizar aerocondensadores debido a la escases de agua en Chilca, así tenemos que la empresa Fénix Power ha recurrido a desalinizar agua de mar para su ciclo inferior de su ciclo combinado 2x2x1.

En la investigación de Duran (2013) para una central termoeléctrica nuclear del tipo PWR de 400 MW se tiene un condensador de vapor de capacidad de 3.2 MWt para un flujo de vapor de 105 kg/sg con un desempeño de 12,5 MW de potencia efectiva /MWt en el proceso de condensación con condensador de vacío, a diferencia del presente informe, la central termoeléctrica analizada es de 296,3 MW para un flujo de vapor de 54,4 kg/sg y con un proceso de condensación de 98,189 MW con un indicador de desempeño igual a

3,01 MW de potencia efectiva /MWt en el proceso de condensación con aerocondensador, obteniendo un mejor desempeño su proceso de condensación de central de ciclo combinado con relación al proceso de condensación de una central termoeléctrica de ciclo Rankine asociada a un reactor nuclear PWR.

Del mismo modo Gonzales (2018) en su tesis menciona que el sistema de condensación con aerocondensadores para una central termoeléctrica con ciclo Rankine de 20 MW en Cuba es necesario un flujo de aire igual a 432 000 m³/h igual 99 kg/sg de aire con el cual obtiene un desempeño igual a 21 600 m³/MWh , mientras que para nuestro caso el flujo de aire en el aerocondensador es de 17'259 840 m³/h para una potencia efectiva de 296,3 MW, lo que da como resultado un indicador igual 58 251 m³/MWh. Para lo cual la primera central de energía tiene un mejor desempeño,

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Se realizó la evaluación del proceso de condensación mediante el empleo de condensador de vacío y torre de enfriamiento, obteniéndose un flujo de agua de enfriamiento igual a 2 340,41 kg/sg para condensar 54,4 kg/sg de vapor húmedo, y es necesario 6,679 MW como potencia eléctrica consumida por equipos auxiliares lo que representa 2,25 % de la potencia efectiva generada.
- Se realizó la evaluación del proceso de condensación mediante el empleo de aerocondensador, obteniéndose un flujo de aire de enfriamiento igual a 5 782,8 kg/sg para condensar 54,4 kg/sg de vapor húmedo, y es necesario 4,473 MW como potencia eléctrica consumida por equipos auxiliares lo que representa 1,5 % de la potencia efectiva generada.
- Se realizó la comparación entre indicadores de desempeño donde el efecto de emplear agua en un proceso de condensación genera un incremento del costo variable total de la empresa de generación desde 23,745 a 25,643 U\$/MWh, mejorando en 8 % el costo variable total.
- Del mismo modo se evaluó otros indicadores de desempeño como el IDE1 que evalúa la potencia inyectada a la red (descontando la potencia eléctrica asociada al proceso de condensación), para el caso del condensador de vacío es igual a 34,4 MWh/Ton de vapor, mientras que el proceso con aerocondensador es igual a 34,66 MWh/Ton de vapor, lo que significa que con un proceso de condensación con aerocondensador tiene un mejor valor del IDE1.
- Se realizó un análisis de sensibilidad de la diferencia de ingresos económicos entre la tecnología de condensadores de vacío y aerocondensadores, teniendo mejores ingresos económicos el proceso de condensación con aerocondensadores, como por ejemplo para un costo de la energía del SEIN de 38 U\$/MWh y 7 000 horas de operación con lo se tiene una diferencia a favor del empleo de aerocondensadores de 6 597 538 U\$.

RECOMENDACIONES

- Un estudio complementario a la presente investigación esta referido a la problemática de la obtención de agua para los procesos de generación en las centrales termoeléctricas de ciclo combinado, las cuales se encuentran (04) concentradas en la localidad de Chilca, tal es el caso la Central Termoeléctrica Fénix Power que tiene que desalinizar agua de mar para sus procesos en el ciclo de vapor. O el caso de la Central de Ventanilla que cuenta con reservas de agua en pozos, los cuales son reservas fijas y agotables.
- Se recomienda realizar un estudio para el dimensionamiento de un aerocondensador como trabajo de investigación, debido a que estos equipos son fabricados en el exterior, y surge un interés particular en variar el tipo de aleta alta con lo cual están fabricadas.
- Se recomienda aplicar en los trabajos de investigación los análisis de sensibilidad, que permiten tener un rango de resultados posibles realizando variaciones en parámetros de control tal como se realizo en la presente investigación tal como la variación de las horas de operación y el costo de la energía.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

Tesis e investigaciones.

- Adame (2015). Diseño y análisis del comportamiento de un aerocondensador en una central termosolar. Tesis para optar el título de Ingeniero Térmico en la Universidad de Sevilla.
- Aguilar. (2012). Modelado y simulación dinámica del aerocondensador de la central de ciclo combinado san lorenzo. Instituto Superior Tecnológico de Mexico.
- Aguilar, Sánchez y Carvajal. (2015). Modelado y simulación dinámica del aerocondensador de una central de ciclo combinado. Publicación científica realizadas en Revista Mexicana de Ingeniería Química Vol. 14, No. 3. México.
- Atalaya (2014). Ciclo combinado 3x1 de la central térmica CHILCA1 y su efecto en la potencia efectiva y rendimiento de las configuraciones operativas. Tesis para optar el Título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Callao. Perú . 171 p.
- Camaraza y Amoroz (2019). Propuesta de modelo para el análisis térmico del enfriamiento de un paquete de tubos aletados en aerocondensadores. Publicación científica realizada en la Revista Tecnología Química de Universidad Central “Marta Abreu” de Las Villas, Cuba.
- Cascante. (2018). Estudio económico de dos opciones de refrigeración para una central de ciclo combinado. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial. Escuela Superior Técnica de Ingeniería Industrial. México.
- Cornejo (2017). Cálculo de desempeño de un aerocondensador según el código ASME PTC 30.1-2007 y estimación de pérdidas por factores ambientales en una central térmica de ciclo combinado. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional de Ingeniería.

Duran (2013). Estudio de un condensador de vapor de capacidad de 3.2 MWt acoplado a un ciclo "PWG" (pressure water generation), el cual genera 300 kWe. Tesis para optar el grado de Maestro en Procesos y uso eficiente de la energía en la Universidad Nacional Autónoma de México.

Fernández (2012). Diseño y análisis operativo de un aerocondensador para una planta solar térmica de 50MW tesis para optar el título de Ingeniero Térmico y de procesos en la Universidad Carlos III de España.

Pérez y Varas (2018). Influencia de la conversión a ciclo combinado en la potencia efectiva de la central termoeléctrica de reserva fría de Ilo – Moquegua. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía de la universidad Nacional del Santa. Perú.

Gonzales (2018). Diseño de un sistema de condensación utilizando condensadores enfriados por aire (ACC) para plantas de potencia de 20 MW en Cuba, a partir del método de la Temperatura Media Logarítmica (LMTD). Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Central "Marta Abreu" de Las Villas de Cuba.

Salate. (1978). Optimización de una central térmica. Tesis para optar el título de Ingeniero Industrial. E.T.S.I. de Caminos, Canales y Puertos. España.

Turiel (2011). Diseño y montaje de un condensador de vapor DOWN FLOW para una central térmica de ciclo combinado. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Industrial en la Universidad Carlos III de España.

Textos.

Cengel y Boles. Termodinámica. Editorial Mc Graw Hill. 7 edición. México. 2017. 1041 p. ISBN 978-0-07-352932-5

Celestino y Hernández. (2017). Rendimiento térmico de una torre de enfriamiento. Tesis para optar el título de Ingeniero Químico. Universidad Nacional del Centro. Peru.83 p.

Hernández (2008). Metodología de la investigación, 6a ed. Santa Fe: Mcgraw-hill / interamericana editores. México. 350 p. ISBN: 978-1-4562-2396-0

Guevara, Velásquez y Calderón. (2010). Manual de Laboratorio de Energía I. Universidad nacional del Santa. Perú.

Incropera y De Witt. Procesos de transferencia de calor. Editorial Prentice Hill. 6 Edición. 2014. 886 p. ISBN 9789701701706.

Jiménez, Gutiérrez y Barbosa. Termodinámica. Grupo Editorial Patria. 1 edición. México. 2014. 512 p. ISBN 6074389381.

Roldan. Termodinámica. Grupo Editorial Patria. 1 Edición. México. 2014. 224 p. ISBN 9786074389418.

Wark, (2003). Termodinámica. Alianza Editorial. 1200 p. ISBN 9788448128296

Linkografía.

Arellano (2011). Metodología y análisis para la selección del aerocondensador en centrales de generación a vapor. Universidad Simón Bolívar de Venezuela. [Consulta: 24 de agosto del 2021]. Disponible en:
<https://es.scribd.com/document/290779019/aerocondensadores-pdf>

Cascante (2018). Estudio económico de dos opciones de refrigeración para un ciclo combinado. Escuela Técnica de Ingenieros Industriales. España. [Consulta: 26 de setiembre del 2021]. Disponible en:
http://oa.upm.es/52199/1/PFC_MARIO_CASCANTE_ESTEPA.pdf

Corvo (2021). Análisis de sensibilidad. Empresa Lefider. España. [Consulta: 26 de octubre del 2021]. Disponible en:
<https://www.lifeder.com/analisis-sensibilidad/>

ESAN (2019). Análisis de sensibilidad: ¿qué es y cuál es su importancia en un proyecto? Escuela Superior de Negocios. Perú. [Consulta: 24 de setiembre del 2021]. Disponible en:

<https://www.esan.edu.pe/apuntes-empresariales/2019/10/analisis-de-sensibilidad-que-es-y-cual-es-su-importancia-en-un-proyecto/>

Golu (2017). Cálculo de potencia de ventilador principal mina las marías. Universidad San Francisco de Paula Santander de Colombia. [Consulta: 22 de octubre del 2021]. Disponible en:

https://www.academia.edu/33506406/C%C3%81LCULO_DE_POTENCIA_DE_VENTILADOR_PRINCIPAL_MINA_LAS_MAR%C3%8DAS

Guzmán (2018). El desempeño energético según la norma ISO 50001:2018. Blog de Consultores de Sistemas de Gestión. México. [Consulta: 24 de setiembre del 2021]. Disponible en:

<https://blog.consultoresdesistemasdegestion.es/el-desempeno-energetico-segun-la-norma-iso-500012018/>

Ibarguen, Angulo, Rodríguez y Prias. (2017). Indicadores de desempeño energético: Una ruta hacia la sustentabilidad. “Caso de estudio una industria torrefactora de café. DYNA, vol. 84, núm. 203, pp. 184-191, 2017. Universidad Nacional de Colombia. . [Consulta: 27 de agosto del 2021]. Disponible en:

<https://www.redalyc.org/journal/496/49655603023/html/>

Inditer (2018). Aerocondensadores. Página web INDITER. [Consulta: 27 de marzo del 2021]. Disponible en:

https://inditer.es/info/GAMA_COND_HELICOIDALES_SIMPLES.pdf

INEI (2020). El agua en cifras. Ministerio de Desarrollo agrario y riego. Perú. [Consulta: 27 de agosto del 2021]. Disponible en:

<https://www.ana.gob.pe/contenido/el-agua-en-cifras>

León (2017). Estrés hídrico: así convierten agua de mar en potable en Chilca. Diario El Comercio. Perú. [Consulta: 25 de agosto del 2021]. Disponible en:
<https://elcomercio.pe/lima/estres-hidrico-convierten-agua-mar-potable-chilca-159155-noticia/?ref=ecr>

Profins (2019). Tubos con aletas L. Pagina web de Profin Heat Exchanger Tubes. España. [Consulta: 21 de agosto del 2021]. Disponible en:
<https://www.profins.com/es/tubos-aletados-para-intercambiadores-de-calor/>

OSINERGMIN. Informe N° 226-2021-GRT. Informe Técnico que Sustenta la Fijación de Precios en Barra Periodo mayo 2021 - abril 2022. Perú. [Consulta: 21 de setiembre del 2021]. Disponible en:
<https://www.osinergmin.gob.pe/Resoluciones/pdf/2021/Informe-Tecnico-226-2021-GRT.pdf>

Raidell (2017). Principales limitaciones de una investigación. Revista Comunicar. Argentina. [Consulta: 27 de marzo del 2021]. Disponible en:
<https://blog.consultoresdesistemasdegestion.es/el-desempeno-energetico-segun-la-norma-iso-500012018/>

Sainz (2018). Panorama mundial de la construcción. Construcción PanAmericana. [en línea]. 12 de diciembre, 2016. [Consulta: 22 de junio de 2021]. Disponible en:
<https://www.construccion-pa.com/noticias/panoramamundial-la-construccion/>.

Termochilca (2020). Central de ciclo combinado. Página web de la Empresa Termochilca. Perú. [Consulta: 28 de marzo del 2021]. Disponible en:
<https://www.termochilca.com/la-planta/>

Valiente (2010). Condensadores. Word Express. España. [Consulta: 28 de agosto del 2021]. Disponible en:
<https://librosdrvaliente.files.wordpress.com/2015/09/capc3adtulo-6-condensadores.pdf>

ANEXOS

Índice de Anexos

Anexo 1 Propiedades del aire.

Anexo 2 Extracto de Informe N° 226-2021-GRT (Página 39)

Anexo 3 Ficha técnica de la Central Térmica Santo Domingo de Olleros
(OSINERGMIN)

Anexo 4 Ficha técnica ampliación de la Central Térmica Santo Domingo de Olleros
(OSINERGMIN)

Anexo 5 Evolución de la tarifa de energía en barra en hora punta y costo marginal
SEIN 2020

Anexo 6 Producción termoeléctrica SEIN año 2020

Anexo 1 Propiedades del aire.

Tabla: Propiedades del aire seco a presión atmosférica [14].

T		ρ (kg/m ³)	Cp (J/kg K)	k (W/m·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	Pr
(K)	(°C)					
273	0	1.252	1011	0.0237	17.456	0.71
293	20	1.164	1012	0.0251	18.240	0.71
313	40	1.092	1014	0.0265	19.123	0.71
333	60	1.025	1017	0.0279	19.907	0.71
353	80	0.968	1019	0.0293	20.790	0.71
373	100	1	1022	0.0307	21.673	0.71
473	200	1	1035	0.037	25.693	0.71
573	300	1	1047	0.0429	39.322	0.71
673	400	1	1059	0.0485	32.754	0.72
773	500	0.442	1076	0.054	35.794	0.72
1273	1000	0.268	1139	0.0762	48.445	0.74

Cuadro N° 3.11
Costos Variables de Operación

Central	Consumo Especifico Unid/MWh	Costo del Combustible USD/Unid	CVC USD/MWh	CVNC USD/MWh	CVT USD/MWh
Turbo Gas Natural Malacas TG6	10,322	2,9010	29,94	1,997	31,94
Turbo Gas Natural Malacas 4 A	12,253	0,3864	4,73	1,988	6,72
Turbo Gas Natural Malacas 4 B	12,253	0,3864	4,73	3,300	8,03
Turbo Gas Natural Oquendo	11,061	3,0225	33,43	1,997	35,43
Turbo Gas Natural Santa Rosa UTI-6	12,613	2,8788	36,31	1,997	38,31
Turbo Gas Natural Santa Rosa UTI-5	12,644	2,8788	36,40	1,997	38,40
Turbo Gas Natural Santa Rosa TG7	11,531	2,8788	33,20	2,022	35,22
Turbo Vapor de Shougesa	0,332	486,4292	161,37	1,320	162,69
G. Diesel Shougesa	0,218	784,9028	171,04	2,454	173,50
Turbo Gas Natural Aguaytia TG1	11,534	1,2740	14,69	3,915	18,61
Turbo Gas Natural Aguaytia TG2	11,580	1,2740	14,75	3,625	18,38
G. Diesel Tumbes Nueva 1	0,196	500,5033	98,17	8,267	106,43
Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (sin fuego adicional)	7,035	2,8743	20,22	3,345	23,57
Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (con fuego adicional)	7,074	2,8743	20,33	3,345	23,68
Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (sin fuego adicional)	7,097	2,8743	20,40	3,345	23,74
Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (con fuego adicional)	7,124	2,8743	20,48	3,345	23,82
Turbo Gas Natural Santa Rosa TG8	10,497	2,8859	30,29	2,022	32,31
Turbo Gas Natural Las Flores	9,805	2,9431	28,86	2,022	30,88
Chilina GD N° 1 y N° 2	0,223	817,3188	182,02	2,454	184,47
Chilina TG	0,374	817,3188	305,29	1,997	307,28
Molledo I GD	0,202	811,9116	163,63	7,536	171,17
Ilo 2 TV Carbón N° 1	0,356	92,6200	32,98	2,392	35,38
Turbo Gas Natural Independencia GD - GN (Ex Calana GD)	8,841	2,5701	22,72	2,454	25,18
Turbo Gas Natural Santo Domingo Oileros (CC)	6,868	2,9698	20,40	3,345	23,74
Turbo Gas Natural CC TG1 Kallpa	6,795	2,9056	19,74	3,345	23,09
Turbo Gas Natural CC TG2 Kallpa	6,795	2,9056	19,74	3,345	23,09
Turbo Gas Natural CC TG3 Kallpa	6,795	2,9056	19,74	3,345	23,09
Turbo Gas Natural CC TG11 Fenix	6,641	2,9204	19,39	3,345	22,74
Turbo Gas Natural CC TG12 Fenix	6,631	2,9204	19,36	3,345	22,71
Turbo Gas Natural CC TG1 Chilca I	6,694	2,8812	19,29	3,345	22,63
Turbo Gas Natural CC TG2 Chilca I	6,694	2,8812	19,29	3,345	22,63
Turbo Gas Natural CC TG3 Chilca I	6,694	2,8812	19,29	3,345	22,63
Turbo Gas Natural CC Chilca 2 TG41	6,988	2,8827	20,14	3,345	23,49
Reserva Fria Talara (Malacas-TG5)	11,491	0,5466	6,28	4,000	10,28
Reserva Fria Puerto Eten	0,237	795,3626	188,81	4,000	192,81
NEPI	0,220	840,2337	184,57	1,997	186,57
Reserva Fria Ilo	0,233	840,2337	195,73	4,000	199,73
Reserva Fria Pucallpa	0,256	683,2884	174,77	11,257	186,02
Reserva Fria Puerto Maldonado	0,254	813,5629	207,00	11,470	218,47
Puerto Bravo	0,235	818,4657	192,21	1,997	194,21
Recka TG1	0,238	799,6550	190,17	6,590	196,76

NOTAS :

Consumo Especifico : Combustibles Líquidos = Ton/MWh; Gas Natural = MMBtu/MWh.

Costo del Combustible : Combustibles Líquidos = USD/Ton; Gas Natural = USD/MMBtu.

Anexo 3 Ficha técnica de la Central Térmica Santo Domingo de Olleros (OSINERGMIN)

Osinergrmin
Organismo Supervisor de Inversión Eléctrica

CENTRAL TERMOELÉCTRICA SANTO DOMINGO DE LOS OLLEROS

DENOMINACIÓN	CENTRAL TERMOELÉCTRICA SANTO DOMINGO DE LOS OLLEROS
EMPRESA CONCESIONARIA	TERMOCHILCA S.A.E
TECNOLOGÍA	Generación Termoeléctrica a Gas Natural
UBICACIÓN Departamento Provincia Distrito Altitud	Lima Callite Chilca 100 msnm
DATOS TÉCNICOS DE CENTRAL Potencia Instalada Número de Unidades de Generación Fuente de Energía	187,6 MW 1 Turbina a Gas Gas Natural
DATOS TÉCNICOS DE LA TURBINA A GAS Potencia Nominal Velocidad Modelo	187,6 MW 3 600 rpm Siemens Modelo SGT6-PAC 5 000F
DATOS TÉCNICOS DE GENERADOR Potencia Tensión de Generación Factor de Potencia	230 MVA 16,5 kV 0,85
DATOS TÉCNICOS DE TRANSFORMADOR Potencia Nivel de Tensión	230 MVA 16,5/230 kV
DATOS DE CONTRATO Tipo de contrato Firma de Contrato Puesta en Operación Comercial (POC)	Suministro de Largo Plazo a Empresas Distr. 14.04.2010 18.10.2013
INFORMACIÓN RELEVANTE	<ul style="list-style-type: none"> El proyecto comprendió la instalación de una turbina a gas en ciclo simple de 187,6 MW de potencia instalada que opera con gas natural de Camisea. Las actividades: Cierre Financiero, EIA, Orden de Compra de Equipos Principales y Contrato de Obras Civiles y Montaje ya se han cumplido. El Estudio de Impacto Ambiental fue aprobado por el Ministerio de Energía y Minas con R.D. N° 222-2009-MEM/MAG. La conexión de la central al Sistema Eléctrico Interconectado Nacional (SEIN) se realiza por medio de la L.T. 500 kV S.E. Santo Domingo de los Olleros - S.E. Nueva Chilca (2 km). En una segunda etapa, el proyecto comprende la instalación de una turbina de vapor que permitirá el cierre del ciclo simple en ciclo combinado, permitiendo ampliar la capacidad de generación hasta 350 MW aproximadamente. La L.T. 500 kV S.E. Santo Domingo de los Olleros - S.E. Nueva Chilca, fue ejecutada por Consorcio Transantares (CTM). El 01.08.2013 se energizó la Línea de Transmisión. El 18.10.2013 mediante carta C005/0/DP-1136-2013 la Central Termoeléctrica Santo Domingo de los Olleros ingresó en Operación Comercial. La inversión total del proyecto asciende a 228,5 MM US\$.
ESQUEMA UNIFILAR DE LA CENTRAL DE GENERACIÓN 	

Plano de Ubicación

Asamblea de entrada del Gas Natural para el ingreso a la Central

Turbina a Gas de la S.E. Santo Domingo de los Olleros

Palo de 500 kV - Central Santo Domingo de Olleros

Centro de Control

Anexo 4 Ficha técnica ampliación de la Central Térmica Santo Domingo de Olleros (OSINERGMIN)



CENTRAL TERMOELÉCTRICA SANTO DOMINGO DE LOS OLLEROS – CICLO COMBINADO (AMPLIACIÓN)

EMPRESA CONCESIONARIA		TERMOQUÍCA S.R.L.	
DESCRIPCIÓN			
El proyecto consiste en la construcción de una nueva unidad de generación de ciclo combinado (a vapor), que aprovechará el calor de los gases calientes del ciclo simple de opera con gas natural, tendrá una potencia de 99,96 MW.			
UBICACIÓN			
Departamento	línea		
Provincia	Cañete		
Distrito	Chilca		
Altitud	140 msnm		
DATOS DE LA CENTRAL			
Potencia Instalada	99,96 MW		
Tipo de Central	Ciclo Combinado		
N° de Unidades de Generación	1		
Fuente de Energía	Gas natural		
DATOS DE LA TURBINA			
Potencia Nominal	99,96 MW		
Velocidad Angular	3600 rpm		
Marca	SIEMENS (Modelo SST-700 HP)		
Año de Fabricación	-		
DATOS DEL GENERADOR			
Potencia Nominal	125,71 MVA		
Tensión de Generación	12,8 kV		
Factor de Potencia	0,85		
Marca	SIEMENS (Modelo SGen-100' 2P 100-36 M07)		
Año de Fabricación	-		
DATOS DEL TRANSFORMADOR			
Potencia Nominal	125,71 MVA		
Relación de Transformación	12,8/500 kV		
Marca	SIEMENS		
Año de Fabricación	-		
DATOS DE CONTRATO		HECOS	
Tipo de Contrato	Autorización Definitiva	Inicio de Obras	06.09.2016 (H)
Firma de Contrato	17.07.2013	POC	25.03.2018 (H)
Puesta en Operación Comercial	25.03.2018		
INFORMACIÓN RELEVANTE			
<ul style="list-style-type: none"> Con R.M. N° 283-2016-MCM/DM publicada el 15.07.2016, se aprobó la modificación de la autorización de la C.T. Santo Domingo de los Olleros, precisando que la nueva fecha de POC será el 25.07.2018. El proyecto cuenta el PAMA para el ciclo combinado, el CIRA, el Estudio de Pre Operatividad y contratos con Plapetro, TGP y Calita, para el suministro y transporte del 100% del gas natural requerido. SIEMENS fue el contratista EPC de la central térmica y CTM del Páreo de Llaves en 500 kV. Se concluyó con el montaje de la Caldera de Recuperación de Calor y su Chimenea; con el montaje del Acondensador, sus ventiladores y tuberías; con el montaje y alineamiento de la Turbina con el Generador; con la construcción de la Sala Eléctrica y la instalación del Sistema de Agua de Refrigeración; con la instalación del Transformador Principal de 125,7 MVA (12,8/500 kV); y con el enlace del Páreo con el Páreo de Llaves en 500 kV. El 08.11.2017, el CODES aprobó el Estudio de Operatividad del páreo de líneas en 500 kV. El 28.12.2017, el CODES autorizó la conexión del Transformador Principal del Ciclo Combinado para las pruebas de puesta en servicio. El 16.01.2018, el CODES aprobó el Estudio de Operatividad del proyecto convertido al Ciclo Combinado de la central. El 18.01.2018, el CODES autorizó la conexión para las Pruebas de Puesta en Servicio de la turbina de vapor. El CODES aprobó la Operación Comercial de la Turbina a Vapor de la C.T. Santo Domingo de los Olleros (Ciclo Combinado) desde las 00:00 horas del 25.03.2018. El monto de inversión aproximado fue de 176 MM US\$, según lo indicado por la Concesionaria. 			
DIAGRAMA UNIFILAR			



Caldera de Recuperación de Calor y Chimenea



Vista general del Acondensador



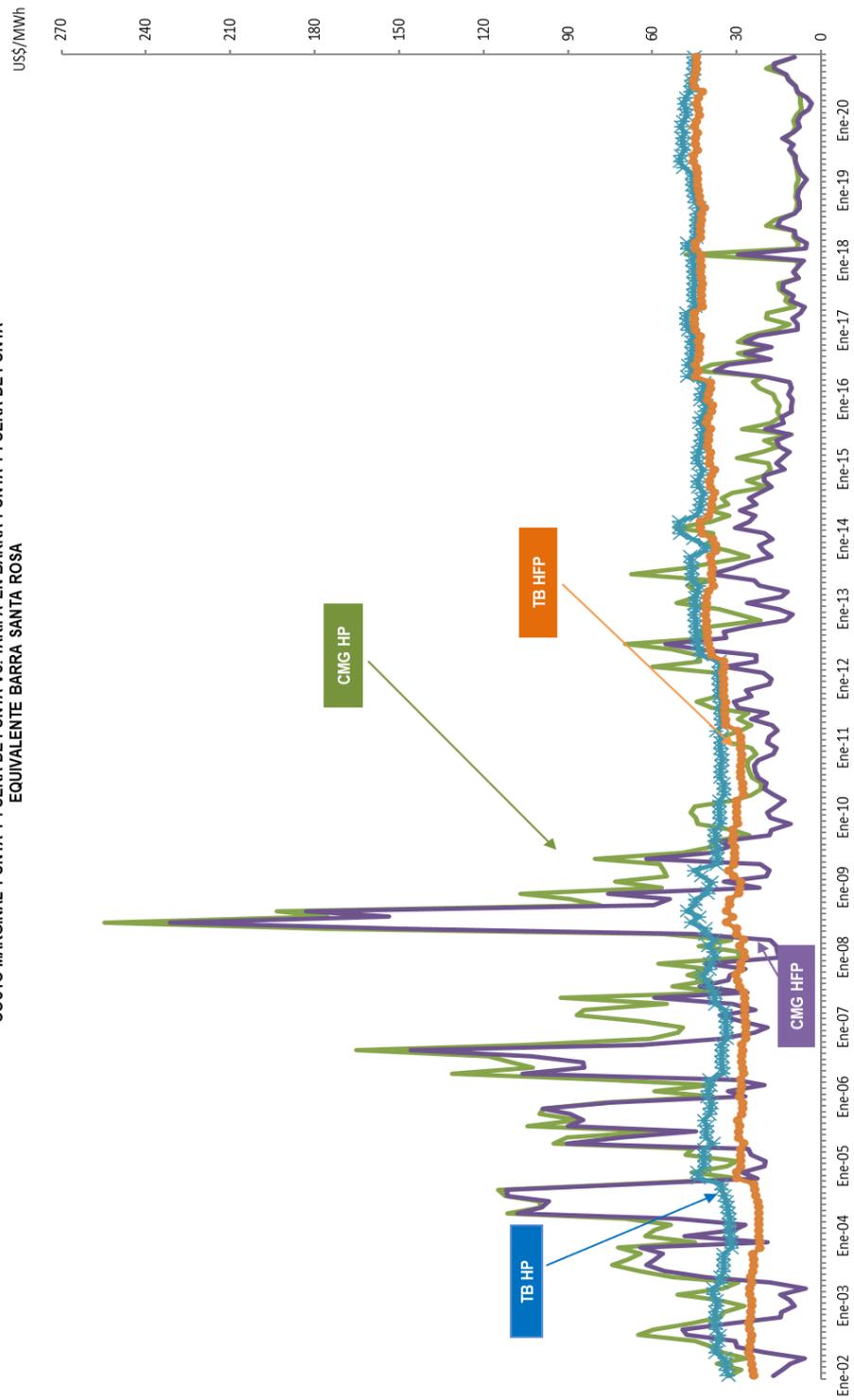
Transformador de potencia



Páreo de Llaves en 500 kV

Anexo 5 Evolución de la tarifa de energía en barra en hora punta y costo marginal SEIN 2020

GRÁFICO N° 13.4
COSTO MARGINAL PUNTA Y FUERA DE PUNTA VS. TARIFA EN BARRA PUNTA Y FUERA DE PUNTA
EQUIVALENTE BARRA SANTA ROSA



Anexo 6 Producción termoeléctrica SEIN año 2020

PRODUCCIÓN TERMOELÉCTRICA POR EMPRESAS 2020		
EMPRESA	ENERGÍA (GW.h)	PARTICIPACIÓN (%)
AGROAURORA	28,70	0,17
AIPSA	91,88	0,53
BIOENERGIA DEL CHIRA	69,49	0,40
CERRO VERDE	0,77	0,00
EGASA	0,23	0,00
EGESUR	25,16	0,15
ELECTROPERU	0,00	0,00
ENEL GENERACION PERU	2,809,90	16,25
ENEL GENERACION PIURA	624,01	3,61
ENGIE	5,112,40	29,57
FENIX POWER	2,860,56	16,55
IYEPSA	8,00	0,05
KALLPA	4,311,05	24,94
PETRAMAS (1)	60,37	0,35
PLANTA ETEN	1,25	0,01
SAMAY I	7,81	0,05
SAN JACINTO	53,98	0,31
SDF ENERGIA	51,22	0,30
SHOUGESA	8,69	0,05
TERMOCHILCA	1,088,57	6,30
TERMOSELVA	73,96	0,43
TOTAL	17,288,02	100,00

(1) Inicio de operación comercial de la C.T. Callao propiedad de PETRAMÁS S.A. a las 00:00 horas del 13.07.2020



DECLARACION JURADA DE AUTORÍA

Yo, Milagros Aurelia Bravo Córdova, Bachiller de la

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

Programa:

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

EFFECTO DEL EMPLEO DE AEROCONDENSADORES EN EL DESEMPEÑO DEL PROCESO DE CONDENSACION EN LA CENTRAL DE CICLO COMBINADO DE TERMOCHILCA.

presentado en ...94..... 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.

Chimbote, noviembre de 2021

Firma:

Nombres y Apellidos: Milagros Aurelia Bravo Córdova

DNI: 45998773

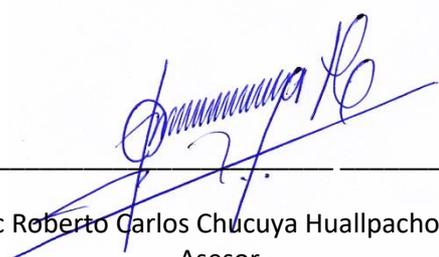
Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería en Energía

Informe del Asesor Informe de Tesis para obtener el título profesional

- 1) Apellidos/Nombres: Milagros Aurelia Bravo Córdova
- 2) EFECTO DEL EMPLEO DE AEROCONDENSADORES EN EL DESEMPEÑO DEL PROCESO DE CONDENSACION EN LA CENTRAL DE CICLO COMBINADO DE TERMOCHILCA.
- 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, noviembre del 2021.



MSc Roberto Carlos Chucuya Huallpachoque
Asesor

TESIS FINAL

INFORME DE ORIGINALIDAD

24%	26%	0%	3%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	4%
2	oa.upm.es Fuente de Internet	4%
3	dspace.uclv.edu.cu Fuente de Internet	2%
4	tesis.ipn.mx Fuente de Internet	2%
5	hdl.handle.net Fuente de Internet	2%
6	www.ptolomeo.unam.mx:8080 Fuente de Internet	2%
7	repositorio.uncp.edu.pe Fuente de Internet	2%
8	www.scribd.com Fuente de Internet	1%
9	rmiq.org Fuente de Internet	1%

10	bibing.us.es Fuente de Internet	1%
11	biblioteca.uns.edu.pe Fuente de Internet	1%
12	repositorio.unap.edu.pe Fuente de Internet	1%
13	docplayer.es Fuente de Internet	1%
14	www.osinergmin.gob.pe Fuente de Internet	1%
15	ri.ues.edu.sv Fuente de Internet	1%

Excluir citas Apagado Excluir coincidencias < 1%
 Excluir bibliografía Apagado