

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA POTENCIA
GENERADA DE UNA TURBINA A GAS EN UNA CENTRAL
TERMOELÉCTRICA EN ILO-MOQUEGUA”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

AUTOR: FABRICIO TORRES SOSA

ASESOR: Dr. NELSON A. DÍAZ LEIVA

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN: INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Callao,2023

PERÚ

Document Information

Analyzed document	Torres Sosa.docx (D171218235)
Submitted	2023-06-23 19:22:00
Submitted by	
Submitter email	investigacion.fime@unac.pe
Similarity	5%
Analysis address	investigacion.fime.unac@analysis.orkund.com

Sources included in the report

W	URL: https://repositorio.uniandes.edu.co/bitstream/handle/1992/34252/u807186.pdf?sequence=1&isAllowed=y Fetched: 2022-09-29 23:26:43	 31
W	URL: https://aireacondicionadototal.com/sistemas-de-refrigeracion-por-absorcion/.ABREGU , Fetched: 2023-06-23 19:22:00	 3
SA	34861-Esquivel Vásquez, Erik Alisson.pdf Document 34861-Esquivel Vásquez, Erik Alisson.pdf (D111014813)	 1

Entire Document

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA POTENCIA GENERADA DE UNA TURBINA A GAS EN UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA EN ILO-MOQUEGUA”

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

AUTOR: FABRICIO TORRES SOSA

ASESOR: Dr. NELSON A. DÍAZ LEIVA

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN: INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

Callao, 2023

PERÚ

INFORMACIÓN BÁSICA FACULTAD: Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía UNIDAD DE INVESTIGACIÓN: Unidad de Investigación

de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía TÍTULO: Diseño de un sistema de enfriamiento para la potencia generada de una turbina a gas en una central termoeléctrica en Ilo-Moquegua. AUTOR/ CÓDIGO ORCID / DNI: Fabricio Torres Sosa / 0000-0002-8575-9969 / 48479415 ASESOR / CÓDIGO ORCID / DNI: Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva/ 0000-0002-3246-1181/18089772 LUGAR DE

EJECUCIÓN: Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua UNIDADES DE ANÁLISIS: Sistema de Enfriamiento TIPO / ENFOQUE / DISEÑO DE INVESTIGACIÓN: Aplicada / Cuantitativo / No experimental TEMA OCDE: Ingeniería Mecánica 003 - Termodinámica

DEDICATORIA A mis padres, quienes son la base de todos mis logros obtenidos, que, gracias a su esfuerzo y enseñanzas, forjaron un buen elemento social y profesional, con valores y metas.

A mi abuelo Heremias Sosa, quien me enseñó el significado de la familia y el saber valorar y amar a los nuestros.

INDICE DE CONTENIDO

RESUMEN 10

ABSTRACT 11

INTRODUCCIÓN 12

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA 14

1.1 Descripción de la realidad problemática 14

HOJA DE REFERENCIA DEL JURADO Y APROBACIÓN

MIEMBROS DEL JURADO

Presidente del jurado de Tesis: Dr. Felix Alfredo Guerrero Roldan

Secretario: Dr. Gustavo Ordoñez Cardenas

Miembro: Mg. Carlos Zacarias Díaz Cabrera

Asesor: Dr. Nelson Díaz Leiva

N° de Libro: 001

N° de Folio: 133

N° de Acta: 107

Fecha de Aprobación de tesis: 24 de Junio del 2023

ACTA N° 107 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO

LIBRO N° 001, FOLIO N° 133, ACTA N° 107 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO TALLER DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO

A los 24 días del mes Junio, del año 2023, siendo las ^{12:00} horas, se reunieron, en el Auditorio AUSBERTO ROJAS SALDAÑA el JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS para la obtención del TÍTULO profesional de Ingeniero Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía, conformado por los siguientes docentes ordinarios de la Universidad Nacional del Callao:

- | | | |
|-------------------------------------|---|------------|
| ▪ Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan | : | Presidente |
| ▪ Dr. Gustavo Ordoñez Cárdenas | : | Secretario |
| ▪ Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera | : | Miembro |
| ▪ Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva | : | Asesor |

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller TORRES SOSA, FABRICIO, quien habiendo cumplido con los requisitos exigidos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico sustenta la tesis titulada "DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA POTENCIA GENERADA DE UNA TURBINA A GAS EN UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA EN ILO-MOQUEGUA", cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera presencial.

Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por APROBADO con la escala de calificación cualitativa BUENO y calificación cuantitativa 14 (CATORCE) la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 099-2021- CU del 30 de Junio del 2021.

Se dio por cerrada la Sesión a las ^{15:50} horas del día 24 del mes y año en curso.

Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan
Presidente de Jurado

Dr. Gustavo Ordoñez Cárdenas
Secretario de Jurado

Mg. Carlos Zacarías Díaz Cabrera
Vocal de Jurado

Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva
Asesor

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA y DE ENERGÍA
TITULACIÓN PROFESIONAL POR LA MODALIDAD DE TESIS CON CICLO TALLER
II CICLO TALLER DE TESIS FIME 2022
JURADO EVALUADOR

INFORME Nº 012-2023-JEV-CTT

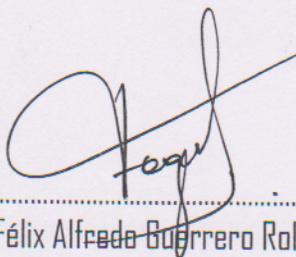
Visto el Informe Final de la Tesis Titulada: "DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA POTENCIA GENERADA DE UNA TURBINA A GAS EN UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA EN ILOMOQUEGUA" presentado por el Bachiller en Ingeniería Mecánica: **TORRES SOSA, Fabricio**.

A QUIEN CORRESPONDA:

El Presidente del Jurado de Sustentación de Tesis del II Ciclo Taller de Tesis 2022, manifiesta que la Sustentación de Tesis se realizó el día 24 de junio 2023 en el horario de 15:20 h en forma presencial, encontrándose algunas observaciones en la Tesis; las cuales fueron levantadas posteriormente por los autores, con lo cual quedan expeditos para que continúen con su trámite correspondiente.

Se emite el presente informe para los fines pertinentes.

Callao, 20 de octubre 2023



.....
Dr. Félix Alfredo Guerrero Roldan
Presidente de Jurado

INFORMACIÓN BÁSICA

Facultad:

Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía

Unidad de Investigación:

Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía

Título:

Diseño de un sistema de enfriamiento para la potencia generada de una turbina a gas en una central termoeléctrica en Ilo-Moquegua.

Autor:

Fabricio Torres Sosa / 0000-0002-8575-9969 / 48479415

ASESOR / CÓDIGO ORCID / DNI:

Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva/ 0000-0002-3246-1181/18089772

Lugar de Ejecución:

Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua

Unidad de Análisis:

Sistema de Enfriamiento

Enfoque / Tipo / Diseño de la investigación:

Enfoque cuantitativo / Tipo Aplicado / Diseño no experimental.

Tema OCDE:

Ingeniería Mecánica

DEDICATORIA

A mis padres, quienes son la base de todos mis logros obtenidos, que, gracias a su esfuerzo y enseñanzas, forjaron un buen elemento social y profesional, con valores y metas.

A mi abuelo Heremias Sosa, quien me enseñó el significado de la familia y el saber valorar y amar a los nuestros.

AGRADECIMIENTOS

Al finalizar toda esta investigación tan arduamente y
llena de dificultades es inevitable llevarse los
créditos de todo, sin embargo, todo esto fue posible
por el apoyo de nuestros profesores e institución que
impulsó a comprender y facilitar todos los aportes
brindados y así este trabajo llegue a un feliz termino

Gracias docentes y universidad por apoyar esta
investigación.

ÍNDICE

RESUMEN	10
ABSTRACT	11
INTRODUCCIÓN	12
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	14
1.1 Descripción de la realidad problemática	14
1.2 Formulación del problema	16
1.3 Objetivos.....	17
1.4 Justificación.....	18
1.5 Delimitantes de la investigación	19
II. MARCO TEÓRICO.....	20
2.1 Antecedentes	20
2.2 Bases teóricas.....	25
2.3 Marco Conceptual	47
2.4 Definición de términos básicos.....	49
III. HIPÓTESIS Y VARIABLES	52
3.1 Hipótesis.....	52
3.2 Operacionalización de las variables	52
IV. METODOLOGÍA DEL PROYECTO.....	55
4.1 Diseño metodológico	55
4.2 Método de investigación.....	56
4.3 Población y muestra	57
4.4 Lugar de estudio.....	57
4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de información	57
4.6 Análisis y procesamiento de datos	57

4.7	Aspectos éticos en investigación.....	80
V.	RESULTADOS	81
5.1	Resultados Descriptivos	81
VI.	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	105
6.1	Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados.....	105
6.2	Contrastación de los resultados con otros estudios similares.	106
VII.	CONCLUSIONES.....	108
VIII.	RECOMENDACIONES	109
IX.	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	110
X.	ANEXOS	114
	Anexo 1. Matriz de consistencia.....	114
	Anexo 2. Árbol de problemas	115
	Anexo 3. Carta psicrométrica	116
	Anexo 4. Catálogo bombas centrífugas Hidrostal.....	117
	Anexo 5. Esquema de enfriador evaporativo.....	118
	Anexo 6. Esquema detallado de enfriador evaporativo	119
	Anexo 7. Simulación con sistema de enfriamiento evaporativo.....	120
	Anexo 8. Planos de fabricación y montaje.....	121

INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Potencia efectiva según tipo de tecnología a diciembre 2021 (MW)	15
Tabla 2.1 Potencia generada por tipo de generación en el año 2021	45
Tabla 2.2 Potencia Efectiva por tipo de generación a diciembre 2021 (MW) ...	46
Tabla 4.1 Parámetros de operación a máxima carga de turbina	58
Tabla 4.2 Datos técnicos de electrobomba seleccionada	72
Tabla 4.3 Datos y cálculo de espesor de tubería	73
Tabla 5.1 Parámetros y valores en estado 1	83
Tabla 5.2 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de agua	84
Tabla 5.3 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de agua	85
Tabla 5.4 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire	86
Tabla 5.5 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire	87
Tabla 5.6 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire	87
Tabla 5.7 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire	89
Tabla 5.8 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire	89
Tabla 5.9 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire	90
Tabla 5.10 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire	91
Tabla 5.11 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador	

eléctrico de aire	92
Tabla 5.12 Potencia Neta de TG por cada Sistema de enfriamiento simulado	93
Tabla 5.13 Ventajas y Desventajas de los sistemas de evaporación y por absorción.....	97
Tabla 5.14 Costos referenciales de sistemas de enfriamiento.....	98

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Enfriamiento evaporativo, generación de niebla	27
Figura 2.2 Compresión mecánica de vapor	28
Figura 2.3 Esquema de etapas de flujo de una turbina a gas.....	29
Figura 2.4 Etapas del proceso plasmado en un diagrama P-v.....	29
Figura 2.5 Diagrama Presión y Temperatura según el paso de fluidos en las secciones que contienen una turbina a gas.	30
Figura 2.6 Principio de funcionamiento de una turbina a gas con el Ciclo de Brayton.....	31
Figura 2.7 Sistema de filtración estática multietapa en el ingreso de aire al compresor de una turbina.....	32
Figura 2.8 Sistema de admisión de aire y Compresor . Estados 0, 1 y 2.....	33
Figura 2.9 Diagrama h - s procesos real e isoentrópico de un compresor adiabático	34
Figura 2.10 Volumen de Control de una Cámara de Combustión.....	37
Figura 2.11 Esquema de Turbina.....	39
Figura 2.12. Diagrama h - s de una turbina, para los procesos real e isoentrópico en un Ciclo Joyle Brayton real.....	40
Figura 2.13 Diagrama p - V y T - S de un ciclo Brayton, correspondiente a una turbina a gas.....	42
Figura 4.1 Esquema simplificado de un enfriador evaporativo, muestra partes de enfriador.	67
Figura 4.2 Medio evaporativo, muestra canales de los fluidos.....	69
Figura 4.3 Datos técnicos de panel evaporativo IK 18000	70
Figura 4.4 Electrobomba centrífuga monoblock. Serie A Tipo 1C.....	71
Figura 5.1 Esquema de Ciclo Brayton en software Cyclepad	82

Figura 5.2 Esquema de Sistema de enfriamiento por absorción.....	95
Figura 5.3 Esquema de Sistema de enfriamiento por evaporación.....	96

INDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 4.1 Selección de Turbina a Gas del modelo a estudiar	59
Gráfico 4.2 Curvas de corrección del Heat Rate y Potencia, según Temperatura de ingreso al compresor.....	60
Gráfica 4.3 Ratio de sangrado en función de la dureza del agua	66
Gráfico 4.4 Curvas de operación de Electrobombas centrífugas Monoblock	71
Gráfico 4.5 Tabla de dimensiones y pesos nominales	74
Gráfico 4.6 Etapa 1 – Aire de ingreso a enfriador	75
Gráfico 4.7 Sistema de enfriamiento evaporativo.....	76
Gráfico 4.8 Etapa 2 – Aire enfriado (Salida de enfriador).....	76
Gráfico 4.9 Compresor	77
Gráfico 4.10 Aire comprimido, previo a ingreso a cámara de combustión	77
Gráfico 4.11 Cámara de combustión.....	78
Gráfico 4.12 Gases de combustión previo ingreso a la turbina	78
Gráfico 4.13 Cámara de combustión.....	79
Gráfico 4.14 Gases a la salida de la turbina	80
Gráfico 5.1 Selección del tipo de sistema en el que trabajará la turbina a gas	81
Gráfico 5.2 Introducción de parámetros ambientales del sitio.....	82
Gráfico 5.3 Promedio de Temperatura de llo, Máximos y mínimos.....	83
Gráfica 5.4 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de agua	85
Gráfica 5.5 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de aire	87
Gráfica 5.6 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de aire	88
Gráfica 5.7 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de aire	

.....	90
Gráfica 5.8 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de aire	92
Gráfico 5.9 Potencia Neta de turbinas con diferentes sistemas de enfriamiento simulados	93
Gráfico 5.10 Etapa 1 – Aire de ingreso a enfriador	99
Gráfico 5.11 Sistema de enfriamiento evaporativo.....	100
Gráfico 5.12 Etapa 2 – Aire enfriado (Salida de enfriador).....	100
Gráfico 5.13 Compresor	101
Gráfico 5.14 Aire comprimido, previo a ingreso a cámara de combustión	101
Gráfico 5.15 Cámara de combustión.....	102
Gráfico 5.16 Gases de combustión previo ingreso a la turbina	102
Gráfico 5.17 Cámara de combustión.....	103
Gráfico 5.18 Gases a la salida de la turbina	103
Gráfico 5.19 Resultados de Potencia Generada	104

INDICE DE ABREVIATURAS

COES: Comité de operación económica del sistema interconectado eléctrico

MW: Megavatios

TG: Turbina a gas

m: masa

P: presión

A: área

V: volumen

ρ : densidad

GPM: galones por minuto

Q: caudal

ASNT: American Society for Nondestructive Testing.

ASTM: American Society for Testing and Materials.

END: Ensayos no destructivos.

ISO: International Organization for Standardization.

NFPA: Asociación Nacional de Protección contra el Fuego.

NPT: National Pipe Thread.

NTP: Norma Técnica Peruana.

OSINERGMIN: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería.

RESUMEN

El informe final de tesis tuvo como objetivo principal diseñar un sistema de enfriamiento del aire que ingresa al compresor axial de una turbina a gas que opera en una central termoeléctrica esto en base a la reducción de potencia generada que la turbina a gas manifiesta.

Esta investigación se clasificó como tecnológica, ya que su propósito consistía en recopilar datos de diseño con el fin de comprender y aplicar una solución al problema, sin profundizar en sus posibles aplicaciones prácticas. Se basó en conocimientos científicos adquiridos en estudios superiores, los cuales contribuyeron a resolver los problemas que afectan la eficiencia de la turbina a gas. El enfoque de la investigación fue básico, utilizando un diseño descriptivo sencillo.

Como resultado se obtuvo el diseño de un sistema de enfriamiento de aire de tipo absorción para obtener el parámetro de temperatura de operación ideal que son 15°C y así lograr el aumento de potencia. También se obtuvo el dimensionamiento de los elementos pertenecientes a este sistema de enfriamiento, para luego, con la ayuda del sistema de enfriamiento seleccionado se simuló la turbina a gas ahora con este sistema de enfriamiento para validar el aumento de potencia que se genera en la turbina a gas. La conclusión principal de la presente tesis es que se logró diseñar el sistema de enfriamiento de aire contrarrestando así el ingreso de aire a temperaturas mayores a la del valor ideal para una óptima operación incrementando así la potencia que es generada.

Palabras clave: Turbina a gas, sistema de enfriamiento por absorción, potencia neta.

ABSTRACT

The main objective of the final thesis report was to design a cooling system for the air that enters the axial compressor of a gas turbine that operates in a thermoelectric power plant, based on the reduction in power generated that the gas turbine manifests.

This research was classified as technological, since its purpose was to collect design data in order to understand and apply a solution to the problem, without delving into its possible applications. It is based on knowledge acquired in higher studies, which will contribute to solving the problems that reduce the efficiency of the gas turbine. The research approach was basic, using a simple descriptive design.

As a result, the design of an absorption-type air cooling system was obtained to obtain the ideal operating temperature parameter, which is 15 ° C, and thus achieve the power increase. The sizing of the elements belonging to this cooling system was also obtained, and then, with the help of the selected cooling system, the gas turbine was simulated now with this cooling system to validate the increase in power generated in the gas turbine. The main conclusion of this thesis is that the design of the air cooling system will be perfected, thus counteracting the entry of air at temperatures higher than the ideal value for optimal operation, thus increasing the power that is generated.

Keywords: Gas turbine, absorption-cooling system, net power.

INTRODUCCIÓN

La producción energética, un siglo atrás, aprovechaba fundamentalmente los recursos hídricos mediante máquinas rústicas y poco eficientes, con la invención de la máquina térmica se aprovecha de manera más eficiente los recursos energéticos disponibles en cada región o país, como lo son los restos fósiles, carbón entre otros.

Al desarrollar esta tesis, se muestra la mejora de potencia generada que puede tener una turbina a gas, mediante el tratamiento del aire al ingreso del compresor, haciendo que la temperatura de este disminuya y el compresor realice menor trabajo para su compresión.

En la actualidad, las turbinas de vapor han sido reemplazadas, en el Perú casi en su totalidad, por las turbinas a gas, esto debido a que presentan rendimientos más elevados, ya sean por ciclos simples o ciclos combinados, y adicional a ello nuevas tecnologías, que gracias a ello se tiene un mejor manejo de la reducción de contaminantes ambientales.

En el Perú, al cierre del 2021 según el Portal Informativo del Comité de operación económica del sistema interconectado eléctrico (COES) (2021), la generación por medio de turbinas a gas, tanto ciclo simple como ciclo combinado fue de 20,239.94 GW.h que es un total de 38.4% de toda la energía producida de todas las centrales en todo el año 2021.

Hasta el cierre del año 2021, en el Perú se registró una potencia efectiva instalada de 12,841.44 MW, el cuál cubre la demanda energética que tiene picos de 7,090 MW y 5,410 MW, en hora pico y hora valle respectivamente (COES, 2021). Aun así, se da importancia a la implementación de nuevos proyectos energéticos, en especial las energías renovables, debido a que la demanda, tanto nacional como la mundial, va en aumento, y por otro lado se viene buscando una concientización para la descarbonización.

De acuerdo a lo anterior, esta tesis tiene como alcance la simulación del funcionamiento de una turbina a gas con un sistema de enfriamiento anterior a la admisión de aire del compresor, para así justificar la implementación de este

sistema, con el objetivo de incrementar el rendimiento de la turbina a gas, analizando la energía y exergía de esta turbomáquina.

Se plantea el uso de un sistema de enfriamiento, que pudo ser evaporativo o mecánico, lo cual su implementación es probablemente aprobada. Las condiciones ambientales restringirían la eficiencia del enfriamiento evaporativo, esto haría que la temperatura óptima deseada se limite, mientras que el enfriamiento mecánico no se vería limitado por estas. Con la elección e implementación del sistema de enfriamiento adecuado se determinará la influencia de la temperatura de entrada en la destrucción de la exergía de los componentes.

En el primer capítulo describe nuestra realidad problemática citando a autores que realizaron investigaciones según las variables de esta tesis, a partir de ahí, formulamos nuestra problemática y objetivos para su solución. En el segundo capítulo se muestra toda la teoría que abarca el funcionamiento de una turbina a gas, y un sistema de enfriamiento en general, describimos de forma puntual las variables y citamos a investigadores de estas.

En el tercer capítulo se define las hipótesis con lo descrito en el segundo capítulo, y definimos conceptual y operacionalmente nuestras variables, para finalmente mostrarlas en un cuadro. En el cuarto capítulo se muestra la metodología que se utilizó para el desarrollo de esta tesis, definiendo el diseño, método, alcance y enfoque. A partir de esto, se describe el análisis y proceso de los datos de esta tesis.

En el quinto capítulo se muestra los resultados de las simulaciones realizadas, así como también, el diseño del sistema de enfriamiento de aire que luego se volvió a simular para dar como resultado la potencia generada aumentada. En el sexto capítulo se discute los resultados contrastando nuestras hipótesis y la de investigaciones internacionales y nacionales.

En el séptimo capítulo se plasma las conclusiones de acuerdo a los resultados obtenidos. Y, por último, en el octavo capítulo se da las recomendaciones que servirán de ayuda a nuevos investigadores en la materia.

I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Descripción de la realidad problemática

Poku (2016) menciona que, en los estados de Nigeria experimentan una temperatura promedio de 25°C a 32°C y una humedad relativa de 70 a 90%. Entre los diferentes tipos de centrales eléctricas, la fuente de energía eléctrica más utilizada en esta zona es la central termoeléctrica. Las turbinas a gas, son reconocidas por su baja contaminación ambiental. Las turbinas a gas dependen del aire para operar. Por lo tanto, el aumento de la densidad del aire conduce a un aumento de la producción de la turbina a gas, ya que la temperatura ambiente influye en la densidad del aire.

A su vez Forero (2017) menciona, en la ciudad de Cartagena en Colombia, experimentan temporadas de altas temperaturas que alcanzan los 32°C, siendo esta una propiedad específica del fluido incrementará el trabajo del compresor en la turbina a gas instaladas, haciendo que se reduzca la potencia neta de salida. La potencia es directamente proporcional al flujo másico de aire a través del sistema, reducir el volumen específico de aire o incrementar la densidad juega un papel importante en la potencia producida por la turbina a gas.

En el Perú, debido a las variaciones climáticas que se manifiestan año tras año, y teniendo una fuerte dependencia de las centrales de generación energética a través de la energía hidráulica. Haciendo que se deba tener un embalse mínimo para asegurar la producción y la demanda energética en el sistema eléctrico sea cubierta. Sin embargo, en situaciones como las del fenómeno del niño; los niveles se ven altamente impactados y los embalses disminuyen considerablemente su capacidad, es aquí, cuando centrales térmicas a gas o diésel, deben tener su mayor disponibilidad, la capacidad de generación debe ser altamente confiable, eso asegurará cumplir con la demanda energética del país.

Al sur del país existen más de 10 turbinas a gas que suman un total de 1,862.70 MW, dato mostrado en tabla 1.1.

Tabla 1.1 Potencia efectiva según tipo de tecnología a diciembre 2021 (MW)

ÁREA	HIDRO ELÉCTRICA		TERMOELÉCTRICA			SOLAR	EÓLICA	TOTAL	
	TOTAL	CCOMB	TG	TV	MCI	TOTAL	CSFV		AG
NORTE	617.39		734.98	40.18	7.93	783.09		150.75	1,551.23
CENTRO	3,950.57	3,121.39	807.67	74.71	76.61	4,080.37	1.30	261.45	8,293.69
SUR	660.72		1,862.70	140.71	51.40	2,054.81	280.98		2,996.52
TOTAL	5,228.69	3,121.39	3,405.36	255.59	135.93	6,918.27	282.28	412.20	12,841.44

Nota:

CSFV: Celdas Solares Fotovoltaicas; CCOMB: Ciclo Combinado; TV: Turbina de Vapor; TG: Turbina de Gas; MCI: Motor de Combustión Interna

Fuente: Capítulo 01 Producción Electricidad del SEIN” Cuadro 1.6, COES, 2021

La mayoría de estas turbinas forman parte de una Reserva fría de generación de energía eléctrica, a pesar de existir una estabilidad sobre el abastecimiento de energía, la posibilidad de que exista un escenario de crisis energética en el país va creciendo con el desarrollo del país con cada uno de los proyectos y megaproyectos que vienen en un futuro no muy lejano, es por ello que motiva a las empresas a la búsqueda de nuevas fuentes de energía, que sean amigables con el medioambiente, actualmente denominadas energías limpias.

En una central termoeléctrica ubicada en el Sur del país, se tiene instalada 06 turbinas a gas, comprenden 03 de la Central Termoeléctrica Reserva Fría Ilo 31 y 03 del Nodo Energético Ilo 41, sumando una Potencia Efectiva Instalada de 1,284 MW siendo este el 10% del total de Potencia Efectiva Instalada en el país (COES, 2021).

El problema surge cuando las condiciones ambientales superan los parámetros ideales de diseño de Centrales de Generación con Turbinas a Gas según ISO (Temperatura ambiente 15°C y Humedad Relativa > 60%) y esto se da cada año por temporadas. Una de las formas de lograr evitar las implicaciones ambientales negativas, es mejorar la eficiencia con la que se utiliza la energía y reducir las emisiones contaminantes. Por lo tanto,

hablamos de ahorro energético, conservación de recursos y control de emisiones contaminantes, con esto buscamos procesos más eficientes que permitan una mejor disposición de la materia prima.

Por lo que se diseñará un sistema de enfriamiento del aire a la entrada del compresor, para así lograr incrementar la potencia generada, logrando también un ahorro de energía, y a la vez evaluaremos los procesos de mayor consumo energético, y con esto identificar las pérdidas de energía y definir la eficiencia.

1.2 Formulación del problema

El origen de esta tecnología se basa en una problemática existente en las turbinas de gas empleadas para la generación eléctrica, tanto más demandadas son, mayores son las temperaturas ambientales del emplazamiento donde se encuentra la central. A elevadas temperaturas ambientales, el aire tiene un mayor volumen específico. La masa de aire que entra a las turbinas de gas en estas condiciones es menor. Además, son las temperaturas máximas ambientales del emplazamiento donde se encuentra la central.

Al tener el aire de entrada un mayor volumen específico, es necesario realizar una mayor compresión del mismo, reduciendo el rendimiento de la turbina a gas. Esta es la razón por la que las turbinas de gas sufren una pérdida de rendimiento y reducción de potencia generada, según aumenta la temperatura del aire de entrada.

Este efecto se manifiesta en las horas punta al coincidir el momento de máxima demanda energética, momento en el que la energía eléctrica alcanza su mayor precio y cuando aparece la amenaza de cortes en el suministro eléctrico. A esto se añade el incumplimiento de la garantía de potencia comprometida con la red.

Para evitar estos efectos perjudiciales sobre el funcionamiento de la turbina, se diseñaría un sistema de enfriamiento de aire de entrada que

conseguiría contrarrestar la pérdida de potencia y alcanzar el punto de trabajo óptimo de la turbina.

1.2.1 Problema General

- ¿Cómo diseñar un sistema de enfriamiento para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua?

1.2.2 Problemas específicos

- ¿Cómo dimensionar un sistema de enfriamiento de aire para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua?
- ¿Qué tipo de sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor se podría implementar para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua?
- ¿Cómo simular un sistema de enfriamiento de aire para validar el incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua?

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo General

- Diseñar un sistema de enfriamiento para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Dimensionar un sistema de enfriamiento para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.

- Determinar un sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor que permita incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo – Moquegua.
- Simular un sistema de enfriamiento de aire para validar el incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.

1.4 Justificación

1.4.1 Justificación práctica

Según Bernal (2010), afirma que una investigación tiene justificación práctica cuando su desarrollo ayuda a resolver problemas o, al menos, propone una estrategia que al aplicarla contribuirá a resolverlo.

El diseño de un sistema de enfriamiento de aire al ingreso del compresor contribuirá al aumento de la potencia que pueda generar una turbina a gas y así tener mayor disponibilidad energética e ingresos por costos marginales por kilovatio-hora.

1.4.2 Justificación tecnológica

Según Espinoza (2014), la justificación tecnológica se da cuando una investigación satisface una necesidad social, que puede ser la solución de mejora a un sistema productivo.

Este trabajo de investigación se realiza porque la turbina a gas analizada en este proyecto de tesis forma parte de una reserva fría de energía eléctrica, es decir, es una máquina generadora en reposo, que actuará cuando el sistema interconectado pierda energía producida. Entonces la posible implementación de un sistema de enfriamiento mejoraría la producción de energía, contribuyendo así al sistema eléctrico interconectado, y al costo marginal que recibe la empresa generadora.

1.5 Delimitantes de la investigación

1.5.1 Delimitante teórica

El informe final de tesis se delimitó teóricamente ya que se abordaron estudios científicos de la termodinámica, estos orientados al acondicionamiento del aire al ingreso del compresor de una turbina. Se debe mencionar que los resultados que obtenga la presente investigación pueden aplicarse a otros proyectos con similar finalidad. Además, la información que se tiene es limitada, por ser data confidencial.

1.5.2 Delimitante temporal

Debido a que se tiene data en portales, nubes, y recopilada previamente, la aplicación de simulaciones con estos datos, manuales y tablas de corrección, se pudo realizar y analizar los resultados obtenidos en determinado tiempo.

El presente proyecto está delimitado por el tiempo debido a que se tiene un cronograma de tiempo, 8 meses, establecido para el desarrollo de la investigación.

1.5.3 Delimitante espacial

Debido a que estas turbinas cuentan con un área aproximada de 380m² aproximadamente, contando así con espacios libres y fácil acceso a los sistemas de balance de planta para su correcto funcionamiento, no se tiene un limitante espacial.

II. MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

2.1.1 Antecedentes internacionales

Radchenko, et al. (2020), mediante el artículo científico, “Innovadores sistemas de enfriamiento de aire de admisión de turbinas y su diseño racional”, tuvo como objetivo principal el de implementar nuevas tecnologías de sistemas de enfriamiento, donde se analizó la influencia del aire a temperatura ambiente en condiciones templadas por lo que revelaron posibles mejoras mediante un sistema de enfriamiento, por lo que diseñaron un sistema de enfriamiento de tipo absorción de un ciclo simple. La metodología utilizada describe el autor, como un método analítico. Además, obtuvieron como resultado, una tendencia novedosa en el enfriamiento del aire de admisión a 7 o 10 °C en condiciones climáticas templadas, de aproximadamente 27 a 32 °C, mediante enfriamiento en dos etapas en enfriadores de tipo combinado, proporcionando un ahorro anual de combustible de prácticamente el 50%, superando el valor ganado por los sistemas tradicionales. Se propuso refrigeración por aire a unos 15 °C en enfriadores de bromuro de litio, compuesto químico de gran absorción de agua, usado como agente de secado en sistemas de acondicionamiento de ambientes, de absorción de un ciclo simple.

Lo resaltante en esta investigación fue que, al analizar la eficiencia real del sistema de enfriamiento del aire de admisión de la turbina, se tuvieron en cuenta los cambios actuales en las cargas térmicas del sistema en respuesta a los parámetros variables del aire ambiente y se consideró como criterio principal, como ejemplo, la reducción anual de combustible.

Poku, et al. (2016), mediante el artículo científico, “Análisis termo económico del enfriamiento evaporativo en una planta de turbinas de gas en el delta del Níger, Nigeria”, tuvo como objetivo el implementar un

sistema que maximice la potencia generada en una turbina a gas de ciclo simple, presenta los resultados del estudio del análisis térmico y los beneficios económicos derivados de la incorporación de una técnica de refrigeración evaporativo en una máquina Rolls Royce, Planta industrial Olympus-SK 30 que contiene turbinas a gas, ubicada en la ciudad de Imiringi, al sur de Nigeria. datos generados por la central eléctrica se utilizaron tanto para el análisis térmico como económico.

El análisis muestra que reducir la temperatura de entrada de la planta en 2 °C pudo generar una ganancia de energía de 2,02 MW y un aumento de la eficiencia de la planta del 21,76 % al 21,90 %. El análisis económico también indica que el ahorro total resultante de la aplicación del enfriamiento evaporativo depende de la potencia ganada lo cual se evidencia en los años 2004 cuando la ganancia de potencia fue de 2.02 MW con un ahorro total por enfriamiento de US\$ 21,136.76. Sin embargo, en términos de beneficio neto y ahorro de combustible anual, la planta parece mostrar una pérdida de beneficios debido a la baja potencia que genera, pero la viabilidad económica se vería a largo plazo en el hecho de que a mayor la potencia de salida,

Barreto (2018), en su tesis, “Investigación del rango óptimo enfriamiento del aire a la entrada de plantas de potencia con turbinas a gas y ciclo STIG”, mencionó que, “el diseño de las turbinas de gas se fundamenta en las recomendaciones y parámetros dados por la International Standards Organization -ISO- la cual especifica como condiciones ambientales de diseño 15 °C y 60% de humedad relativa”. Por lo tanto, si las condiciones ambientales del lugar de instalación difieren de las ISO, la eficiencia y la potencia eléctrica de salida y el costo del kilowatt producido de las turbinas a gas se ven afectadas. En las regiones con altas temperaturas ambientales, la potencia desarrollada por la turbina a gas puede verse reducida entre un 5 y 10% por cada 10 K de incremento de la temperatura ambiental, respecto a la potencia en condiciones ISO y el consumo de calor específico se incrementa entre 1,5 y 4%.

El autor con los resultados obtenidos llega a la conclusión que, la turbina a gas analizada operó en ciclo simple, en las condiciones atmosféricas de Cartagena de Indias, mostraron unos resultados positivos en la potencia eléctrica, eficiencia térmica, destrucción de exergía, eficiencia exergética en 9.9%, 0.9%, 17.2%, 3.6% y 0.4% respectivamente, y el costo por kWh se redujo en 0.9% al operar en ciclo simple y enfriar el aire hasta 8.8°C.

Forero (2017), mediante su tesis, "Balance de exergía aplicado a un ciclo de potencia de turbina a gas en un ciclo Brayton modificado y análisis termodinámico del sistema de enfriamiento de aire a la entrada del ciclo para maximizar la potencia de salida", tuvo como objetivo un análisis descriptivo, modificando el ciclo Brayton ideal, reemplazando el análisis simple del ciclo bajo la suposición de aire estándar y adicionando calor en la cámara de combustión, por un modelo más realista en el que se consideró la humedad del aire, la altura sobre el nivel del mar, y la composición molar detallada por componente.

Concluyendo que, el efecto de temperaturas de entrada del aire en el compresor superiores a los 15°C demuestra los impactos negativos que repercuten en la pérdida de la potencia de salida del sistema, la potencia generada disminuye considerablemente conforme la temperatura se aleja de las condiciones de diseño ISO, un incremento de al menos 8°C refleja una pérdida de potencia muy significativa.

Bonyasri, M., y otros, (2017), en el informe científico, "Aumento de la eficiencia de un generador termoeléctrico mediante un sistema de refrigeración por evaporación", dio a conocer, incrementando la capacidad de refrigeración de un sistema en un generador, se puede incrementar la eficiencia del generador, lo cual nos da un precedente de la posibilidad de mejora del sistema de refrigeración y que además nos ayudará con la temperatura de trabajo del generador. Se realizó una comparación entre el generador TE con y sin sistema de enfriamiento evaporativo. Los resultados experimentales muestran que la potencia de salida aumentó al usar el sistema de enfriamiento por evaporación. Esto puede aumentar

significativamente la eficiencia de conversión de TE.

El sistema de enfriamiento por evaporación aumentó la potencia de salida del generador TE de 22,9 W de aire ambiente que fluye a través de los disipadores de calor a 28,6 W a la temperatura del gas caliente de 350 °C (un aumento de alrededor del 24,8 %). El presente estudio muestra el potencial prometedor del uso de generadores TE con enfriamiento evaporativo para la recuperación de calor residual

Fernández (2016), en su tesis “Sistemas de tratamiento de admisión de las turbinas de gas” mencionó que, al determinar la tecnología para el sistema de refrigeración del aire de admisión de la turbina, se deben considerar diversos aspectos. Estos incluyen las condiciones climáticas locales específicas de la ubicación, así como otros factores relacionados con la confiabilidad, el mantenimiento, la seguridad, los costos de adquisición y funcionamiento, la disponibilidad de agua, el tipo de turbina, el espacio disponible, la demanda a cubrir, y el precio de la electricidad o el combustible en esa ubicación en particular.

Como lo ha descrito Fernández en su trabajo de investigación, cada uno de los diferentes sistemas de refrigeración de aire, presentará una serie de ventajas y desventajas. Eso hace que para cada instalación del sistema no exista una solución única que proporcione cuál sea el sistema de refrigeración ideal.

2.1.2 Antecedentes nacionales

Anaya (2022), en su tesis, “Diseño e Implementación de un sistema de climatización automatizado en un centro de transformación eléctrica, en la localidad de Lima Perú”, tuvo como objetivo la implementación del sistema eléctrico y la automatización de un sistema de climatización que consta de dos equipos de aire acondicionado para mejorar el enfriamiento de dos transformadores de distribuciones de un centro de transformación eléctrica de una empresa industrial del distrito de Villa el Salvador de la provincia de Lima generado por el incremento de la potencia instalada. El

principal problema es el calentamiento excesivo de los transformadores ubicados en una bóveda a causa de una deficiente disipación del calor al encontrarse el centro de transformación en el sótano limitando la extracción de calor por ventilación forzada. Frente a esta situación se propone un sistema de climatización compuesto por dos equipos de aire acondicionado gobernados por un PLC y monitoreado de manera remota. Para el diseño e implementación del sistema eléctrico, se parte del dimensionamiento del sistema de climatización. Se recolectó y analizaron datos físicos del establecimiento para el control de temperatura.

La propuesta planteada, trajo beneficios al establecimiento. Se logró mantener a los transformadores en el rango de temperatura recomendado por el proveedor además se redujo la contaminación al ingresar aire limpio, se redujo los tiempos de inspección presencial.

Abregu (2021) en su tesis, “Modificación del sistema de enfriamiento de un generador de 10 MVA para la disminución de la temperatura de la Fase C del Estator”, realizó un análisis y estudio de las temperaturas de un generador de potencia, en el cual se centra en el sistema de refrigeración que se compone de varias partes, como un sistema de ingreso de aire forzado, que además tiene el sistema interno del generador para fluir el aire de refrigeración y el sistema de expulsión del aire caliente que sale del generador.

Los resultados de esta investigación muestran que hubo modificación en el sistema de enfriamiento a través de un intercambiador adicional modificando la temperatura de ingreso de aire, de hasta 4.7 °C con el sistema implementado al ingreso del compresor del generador de potencia analizado.

Gordillo (2019), en su tesis doctoral “Análisis termodinámico de una central termoeléctrica de ciclo combinado a gas-vapor con el programa EES” mostró que las variables que más influyen en las eficiencias son: la relación de presiones en el ciclo a gas, la presión de ingreso del vapor en la turbina a vapor, la humedad a la salida de la turbina de vapor, la

temperatura máxima del ciclo a gas.

Se demostró que la eficiencia del ciclo combinado se incrementa al trabajar con una mayor temperatura a la salida de la cámara de combustión, superando incluso los 60%, y a medida que la temperatura de ingreso al compresor sea más baja se tiene una mayor eficiencia del ciclo combinado.

Saucedo, et al. (2019), en la tesis “Diseño paramétrico de un sistema de enfriamiento de agua para la línea de extrusión de PET en la empresa El Águila S.R.L.”, realizó un diseño de un sistema de enfriamiento evaluando el comportamiento del intercambiador de calor, seleccionando así el mecanismo más eficiente para el enfriamiento de agua. La investigación ha desarrollado una manera de calcular el enfriamiento del agua en la línea de extrusión de Polietileno de Tereftalato mediante la parametrización. Se han recopilado las ecuaciones fundamentales y se han introducido en un software de programación para que puedan adaptarse a diferentes requisitos de la planta. Esto permite que los parámetros varíen según las necesidades del proceso. El estudio comienza con la identificación del procedimiento necesario para dimensionar un sistema de enfriamiento, identificando los parámetros, fórmulas y procedimientos que deben ser modelados y aplicados. Se utiliza un lenguaje de programación genérico disponible en el software MATLAB. Para lograr esto, se ha diseñado en primer lugar el algoritmo de trabajo y los modelos matemáticos necesarios.

2.2 Bases teóricas

2.2.1 Sistema de Enfriamiento de aire

- **Refrigeración**

En términos generales la refrigeración es un proceso mecánico en el cual extraemos calor de un sitio, medio o material, en donde no nos es útil y lo llevamos a otro lugar en el cual podemos aprovecharlo o no, según las

circunstancias (Aguilar, 1992).

- **Factores influyentes en rendimiento de turbinas a gas**

- **Temperatura del aire de entrada**

A mayor temperatura ambiente que entra a la turbina, la energía necesaria para mover al compresor es mayor, disminuyendo el rendimiento y la potencia generada.

- **Altitud**

La disminución de la presión atmosférica hace que la potencia disminuya, es decir, si se instala una turbina a gas en una localidad mayor a 1000 m.s.n.m. esta se verá afectada en su potencia, sin embargo, el consumo de combustible disminuirá, resultando así que el rendimiento no se vea muy afectado.

- **Sistemas de enfriamiento**

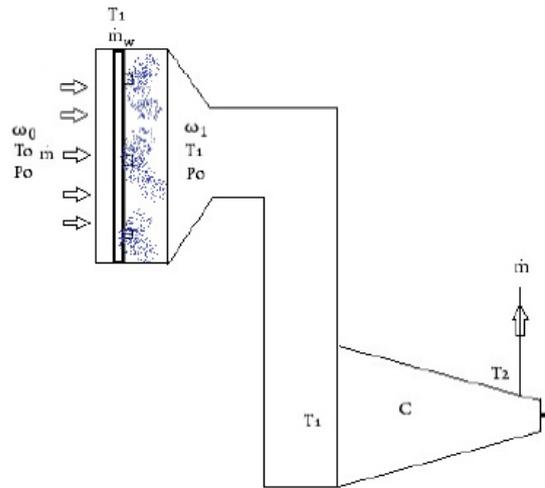
Los parámetros que se tienen en cuenta para seleccionar el tipo de sistema de enfriamiento más conveniente incluyen: el tipo de turbina, el flujo másico del aire, las condiciones climáticas, la relación entre flujo másico y potencia generada y el precio de la energía en el mercado.

Las principales ventajas que se obtienen al enfriar el aire en la succión del compresor son: mejoramiento en la potencia de salida, disminución del consumo térmico específico en ciclo simple y ciclo combinado y disminución en las emisiones debido al mejoramiento en la eficiencia total.

- **Enfriador Evaporativo**

Este sistema reduce la temperatura de una corriente de aire a través de la evaporación de agua y es aplicable en lugares donde el aire es cálido, y es más efectivo en ambientes secos (Forero, 2017).

Figura 2.1. Enfriamiento evaporativo, generación de niebla



Fuente: Forero - 2017.

El enfriamiento se logra haciendo pasar el aire a través de un filtro por el cual se deja que escurra el agua, ver figura 2.1. Debido a la escasa humedad relativa presente en el entorno, una porción del agua en estado líquido se convierte en vapor debido a la evaporación. Este proceso de evaporación obtiene su energía de la corriente de aire, lo que conlleva a su enfriamiento. Un dispositivo de enfriamiento evaporativo aumenta la humedad relativa del ambiente hasta alcanzar niveles cercanos al 85%.

La capacidad de enfriamiento de este sistema se encuentra restringida por la diferencia de temperaturas entre el bulbo seco y el bulbo húmedo del entorno. Sus beneficios radican en su asequibilidad económica inicial y su facilidad de uso.

- **Enfriamiento mecánico indirecto**

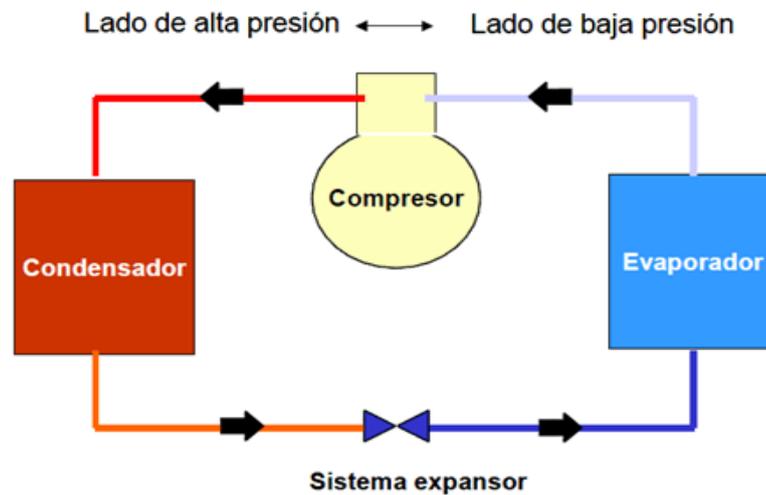
Razak (2007) menciona que, el enfriamiento evaporativo está estrechamente ligado a las condiciones ambientales para reducir la temperatura del aire, lo que significa que está sujeto a las restricciones impuestas por el entorno.

En contraste, en el enfriamiento mecánico, se extrae calor del flujo de aire mediante algún método de refrigeración, por lo tanto, no se ven limitados por la temperatura de bulbo húmedo. Sin embargo, cuando la temperatura desciende por debajo de los 10°C, aumenta el riesgo de formación de hielo en la entrada, lo cual puede desprenderse y dañar el compresor, afectando así al sistema.

Forero (2017), menciona que, “los sistemas de refrigeración mecánicos utilizan un fluido de trabajo como agua o un anticongelante que ha sido previamente enfriado por un refrigerante líquido que es evaporado”.

Subsecuentemente, el refrigerante estando ahora en forma de vapor es comprimido, siendo el más apropiado para este tipo de aplicaciones, los compresores centrífugos. Posteriormente, el calor es rechazado en el condensador, y finalmente se expande en la válvula de estrangulamiento y se reinicia el ciclo.

Figura 2.2 Compresión mecánica de vapor



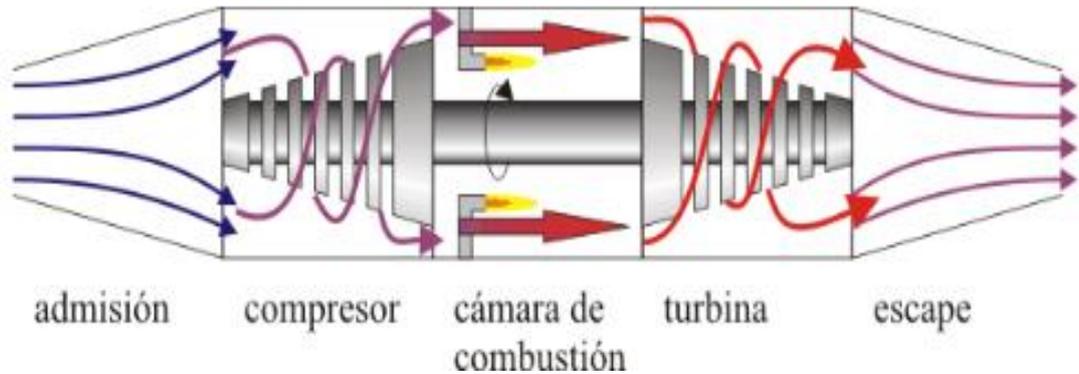
Fuente: Amrandado - 2021

2.2.2 Turbinas a gas

Fernández (2017), define a una turbina a gas como una turbomáquina motora que produce su energía a través de un ciclo semejante a la de un

automóvil, el cual contiene cuatro etapas que son: compresión, combustión, expansión y escape.

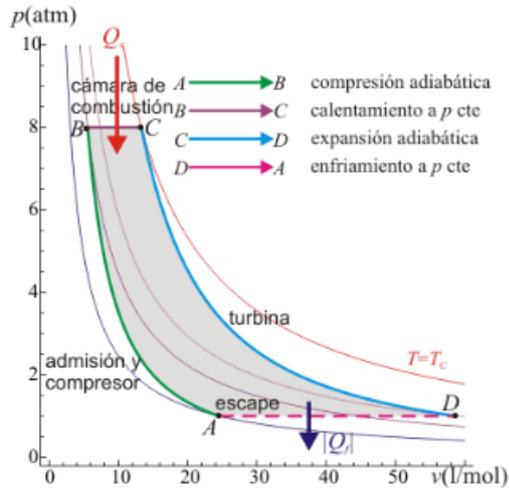
Figura 2.3 Esquema de etapas de flujo de una turbina a gas.



Fuente: Universidad de Sevilla - 2009.

El ciclo que describe el comportamiento ideal de una turbina de gas es el ciclo Brayton. Las etapas del proceso se muestran en la figura 2.4.

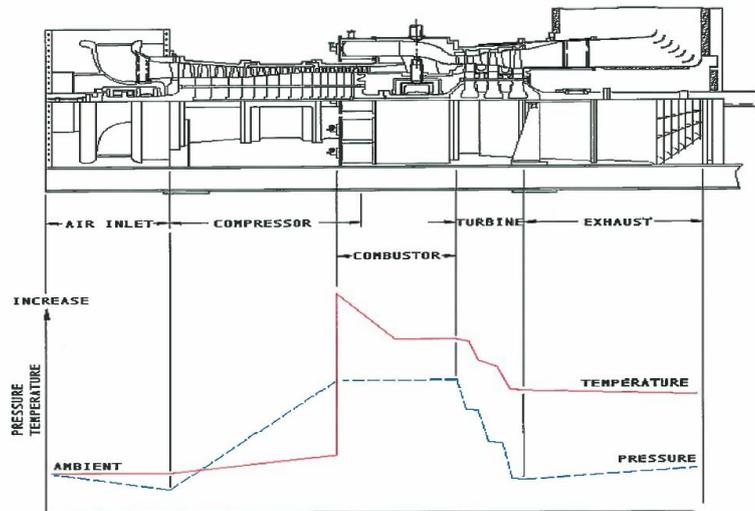
Figura 2.4 Etapas del proceso plasmado en un diagrama P-v



Fuente: Universidad de Sevilla - 2009.

Entonces, si esquematizamos en conjunto las figuras 2.3 y 2.4, tendremos un gráfico con las curvas correspondientes, según el fluido pasa por las diferentes etapas, mostrándose la variación de valores de la presión y temperatura que se tiene en cada etapa, ver figura 2.5.

Figura 2.5 Diagrama Presión y Temperatura según el paso de fluidos en las secciones que contienen una turbina a gas.



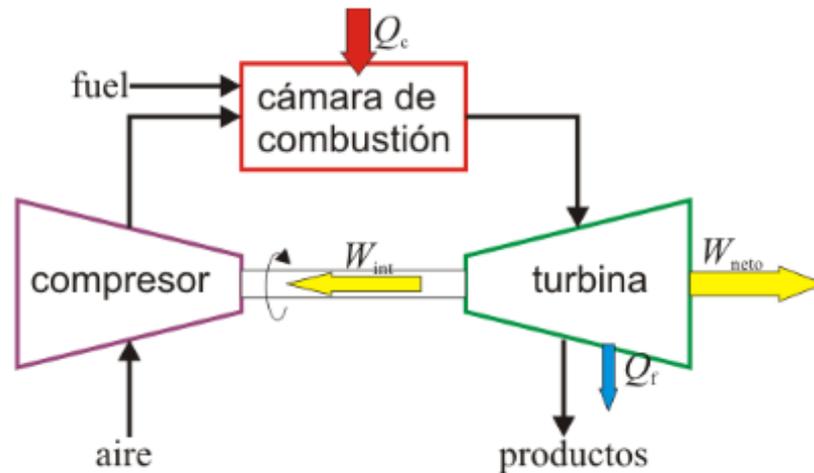
Fuente: General Electric - 2013

Una turbina a gas generalmente contiene cinco secciones o grupos principales que son denominados:

- ✓ Admisión de aire
- ✓ Compresor
- ✓ Sistema de combustión
- ✓ Turbina
- ✓ Escape

Las turbinas a gas inician la generación de energía con la succión continua de aire a temperatura ambiente, para luego comprimir este aire a una presión más alta, esto depende del diseño del compresor y cantidad de etapas que tiene este, siguiente a este paso el combustible ya filtrado, mezclado y presurizado, ingresa a la cámara de combustión que en conjunto con el aire comprimido es combustionado y aumentan su nivel de energía. Esto logra dirigir los gases a alta temperatura a una turbina de expansión que convierte la energía del gas en energía mecánica de un eje rotativo. Por último, los gases de baja presión y temperatura son descargados a la atmósfera, todo este proceso se observa en la figura 2.6.

Figura 2.6 Principio de funcionamiento de una turbina a gas con el Ciclo de Brayton



Fuente: Siemens Energy –2016

- **Admisión de aire**

Cantidades suficientes de aire a la temperatura y la presión correctas es de suma importancia para la operación ideal de la turbina de gas y de casi todos los sistemas que la complementan. Los sistemas de aire de la turbina están diseñados para proveer y controlar el flujo de aire para satisfacer los requisitos funcionales de la turbina de gas.

- **Casa de Filtros**

El primer fluido que ingresa a una turbina a gas es el aire en condiciones ambientales, que previo a ser comprimido ingresa a una casa de filtros, estos filtros son diseñados y seleccionados según las condiciones donde se instale la máquina.

Valarezo (2012), define esta parte como una de la más críticas, ya que de esta serie de filtros depende las condiciones del aire de ingreso, pudiendo evitar producir daños en los álabes del compresor y la cámara de combustión. Éste evita la ingesta de cuerpos abrasivos sólidos, evitando el paso de cuerpos de hasta 10 micrómetros, evitando así una alteración del perfil aerodinámico y la caída del rendimiento, evitando también el “pitting” o picado de

superficies, producto de una cercanía al mar.

Figura 2.7 Sistema de filtración estática multietapa en el ingreso de aire al compresor de una turbina



Fuente: CAMFLEX S3S.2022

En este se produce una caída de presión del aire que ingresa al compresor. Luego la presión de salida en el filtro es:

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{filtros} = p_0 \left[1 - \frac{\Delta p_{filtros}}{p_0} \right] \quad (2.1)$$

- **Compresor**

Gil (2016) menciona que: “un compresor es un dispositivo que presuriza a un fluido. Estos son seleccionados según la descarga de presión y el flujo de entrada”.

La eficiencia del compresor es muy importante en el rendimiento general de las turbinas de gas y consume del 55 al 60% de la potencia generada por la turbina de gas.

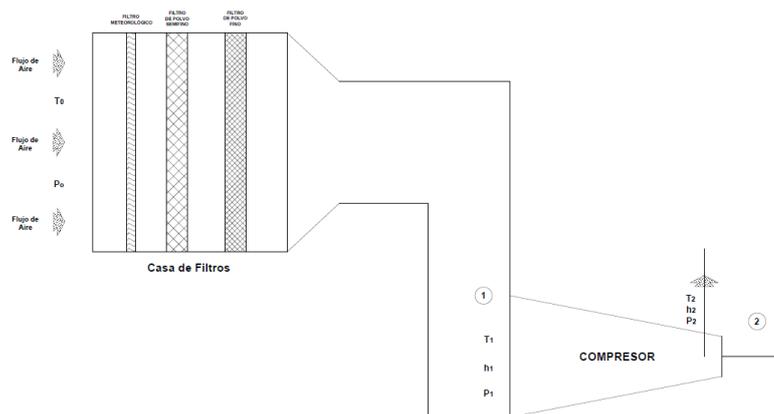
El compresor puede producir hasta relaciones de 30:1 en un compresor de 22 etapas. El aumento en las secciones de baja presión por etapa simplifica los cálculos en el diseño de compresor justificando al aire como incompresible.

En el caso de la turbina a gas estudiada, tenemos un compresor axial, que en este pasa el aire de una etapa a otra, subiendo, ligeramente la presión. El uso de múltiples etapas permite llegar hasta una relación de presión de

40:1.

El compresor recibe aire húmedo a temperatura ambiente y lo comprime en condiciones estables sin aplicar ningún método de enfriamiento, la Figura 2.8 esquematiza los estados y proceso.

Figura 2.8 Sistema de admisión de aire y Compresor . Estados 0, 1 y 2.



Fuente: General Electric 2006.

○ **Proceso de Compresión**

El compresor está ubicado delante de la turbina de gas y está unido y accionado por la misma turbina. El propósito del compresor es el de proporcionar aire de combustión a los combustores, mantener la combustión, y suministrar aire de enfriamiento y sello a los componentes que lo requieran.

Westinghouse (2015), indica que:

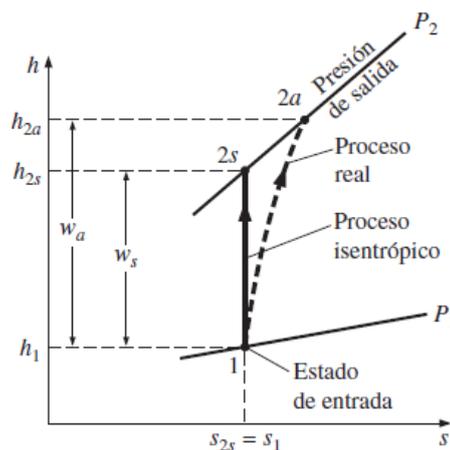
“la trayectoria del flujo de un compresor axial disminuye en área transversal en la dirección del flujo. A medida que el aire pasa por las diferentes etapas de compresión, la presión, temperatura y velocidad aumentan hasta que este alcanza sus niveles máximos al final del compresor. De la salida del compresor, el aire es expulsado hacia la cavidad del combustor”.

○ **Energía balanceada del Compresor**

Razak (2007) menciona que: “el producto del balance de energía en un dispositivo de flujo estacionario, adiabático, consumidor de trabajo se puede definir la eficiencia isoentrópica del compresor η_c , esta es una medida de la desviación actual de un proceso respecto al idealizado”, esto implicará un aumento en el trabajo de entrada en la compresión.

La eficiencia isoentrópica, Cengel y Boles (2015 pág. 371) la definen como la relación del trabajo de entrada requerido para subir la presión de un gas de forma isoentrópica y el trabajo actual requerido, ver figura 2.9.

Figura 2.9 Diagrama h - s procesos real e isoentrópico de un compresor adiabático



Fuente: TERMODINÁMICA - 2015

Con base en la siguiente ecuación (2), la temperatura de descarga del compresor se puede determinar en función de relación de presión r_p , coeficiente isoentrópico k y la eficiencia isoentrópica η_c .

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.2)$$

Donde:

h_1 : Entalpía de entrada [kJ/kmol]

h_{2s} : Entalpía de salida en proceso Isoentrópico [kJ/kmol]

h_{2a} : Entalpia de salida en proceso real (h_a , en figura 2.1.) [kJ/kmol]

Tenemos a la temperatura de salida T_2 , como:

$$T_2 = \frac{T_1}{\eta_c} (r - 1 - \eta_c) \quad (2.3)$$

Donde:

$$r = r_p^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.4)$$

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.5)$$

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.6)$$

$$C_p = \sum_i^{n_T} y_i C_{p_i} \quad (2.7)$$

$$C_v = C_p - R_u \quad (2.8)$$

C_p : Calor específico a presión constante [kJ/kmol K]

C_v : Calor específico a volumen constante [kJ/kmol K]

R_u : Constante universal de los gases ideales [kJ/kmol K]

y_i : Fracción molar del componente i

C_{p_i} : Calor específico a presión constante del componente i

○ **Exergía balanceada en el compresor**

Cengel, et al (2015) menciona que: “la mayoría de los volúmenes de control encontrados en las turbinas, compresores, difusores, intercambiadores de calor operan en forma estacionaria, por lo tanto, no experimentan cambio en sus contenidos de masa, energía, entropía, exergía y volúmenes”.

Significa que la suma de la exergía que entra a un sistema en flujo constante en forma de calor, trabajo y masa debe ser equivalente a la suma de la exergía que sale del sistema más la exergía que se ha perdido.

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum \dot{N}\Psi_{ingreso} - \sum \dot{N}\Psi_{salida} - \dot{X}_{destruida} = 0 \quad (2.9)$$

Donde:

$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k$: Flujo neto de exergía [kW]

\dot{W} : Trabajo por unidad de tiempo [kW]

$\sum \dot{N}\Psi_{ingreso} - \sum \dot{N}\Psi_{salida}$: El cambio de exergía de flujo [kW]

El trabajo reversible se logra cuando no hay exergía destruida, por lo tanto, el cambio en el flujo de exergía para un dispositivo adiabático, en una sola corriente por unidad de moles, puede ser definido como:

$$\Psi_2 - \Psi_1 = h_2 - h_1 - T_0(s_2 - s_1) \quad (2.10)$$

Donde:

T_0 : Temperatura de estado de estado muerto [K]

s_1 : Entropía inicial [kJ/kmol K]

s_2 : Entropía final [kJ/kmol K]

Ψ_1 : Exergía de flujo de entrada [kJ/kmol]

Ψ_2 : Exergía de flujo de entrada [kJ/kmol]

El trabajo por unidad de tiempo actual consumido por el compresor es:

$$\dot{W}_c = \dot{N}_m(h_2 - h_1) \quad (2.11)$$

Donde:

\dot{W}_c : Potencia real consumida por el compresor [kW]

○ **Sistema de Combustión**

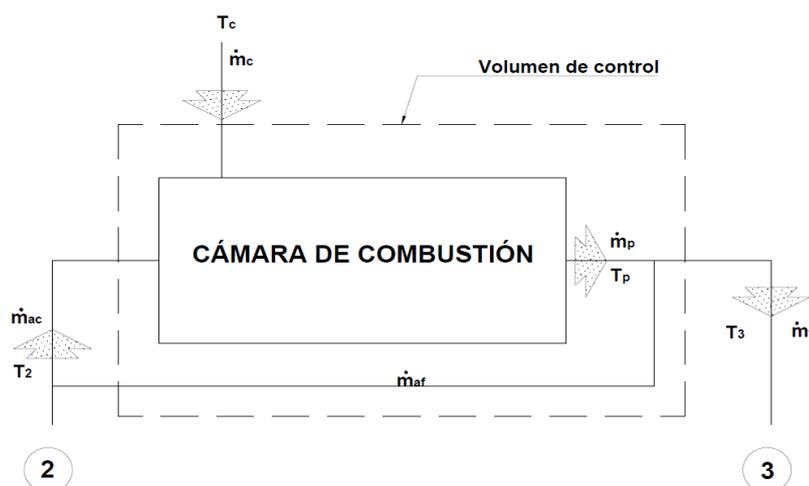
En la sección anterior consideramos el proceso de compresión de un sistema termodinámico. Para este caso durante el proceso de combustión es evidente que la composición química cambiará, es decir que, consiste en un procedimiento que abarca reacciones químicas. En primer lugar, es necesario exponer las condiciones

que se tomaron en consideración al analizar el proceso de combustión en una turbina de gas.

Forero (2017), menciona que: “el proceso es estable, no se involucran ninguna fuente externa de trabajo y además el proceso se lleva a cabo de forma adiabática y a presión constante. Se busca por tanto determinar la temperatura máxima que se puede obtener”. Al considerar este tipo de máquinas, es importante tener en mente que el proceso de combustión se mantiene en proximidad al nivel estequiométrico, lo que implica que la reacción se mantiene prácticamente completa.

Boyce (2002 págs. 33-36), esquematiza un volumen de control de la cámara de combustión, ver Figura 2.10, donde el flujo másico del aire \dot{m}_{ac} y el flujo másico del combustible \dot{m}_c son los reactivos. Una vez producida la combustión, el flujo másico del producto \dot{m}_p a la temperatura T_p son mezclados con el aire de enfriamiento \dot{m}_{af} que se encuentra a la temperatura T_2 para cumplir con las restricciones metalúrgicas relativas a la temperatura máxima admisible en la entrada de la turbina T_3 .

Figura 2.10 Volumen de Control de una Cámara de Combustión.



Fuente: MEHERWAN P. BOYCE - 2002.

- **Masa balanceada de la cámara de combustión**

CENGEL indica que se debe: “realizar un balance de masa en vez de un balance de moles debido a la que la masa se conserva y las moles no, durante el proceso de combustión” (2015 págs. 763-765).

Entonces guiándonos de la Figura 2.10 tenemos:

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ac} + \dot{m}_{af} \quad \dots\dots\dots (2.12)$$

$$\dot{m}_t = \dot{m}_{af} + \dot{m}_p \quad \dots\dots\dots (2.13)$$

$$\dot{m}_{ac} = \beta \dot{m}_m \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\dot{m}_p = \dot{m}_c + \dot{m}_{ac} \quad \dots\dots\dots (2.15)$$

$$AC = \frac{\dot{m}_{ac}}{\dot{m}_c} \quad \dots\dots\dots (2.16)$$

Donde:

\dot{m}_a : Flujo másico de aire a la entrada del ciclo [kg/s]

\dot{m}_{ac} : Flujo másico de aire de combustión [kg/s]

\dot{m}_{af} : Flujo másico de aire de enfriamiento [kg/s]

β : Relación de flujo de aire de combustible y el aire de entrada [kg/s]

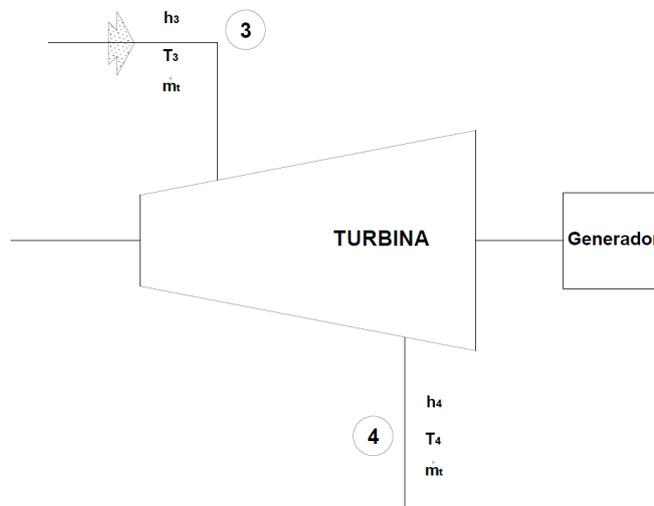
\dot{m}_p : Flujo másico de productos de combustible [kg/s]

AC: Relación masa de aire y masa de combustible [kg/s]

- **Turbina**

Forero (2017) menciona que: “la mezcla de gases producto de la combustión a la temperatura T_p y enfriada por aire de descarga del compresor a menor temperatura T_2 para conseguir una temperatura controlada T_3 ”, es decir, el flujo másico de la mezcla total de gases \dot{m}_t , ingresan a la turbina, donde por su alta disponibilidad energética (entalpía $h_3(T_3)$) se puede extraer trabajo mecánico útil para generación de electricidad, ver figura 2.11.

Figura 2.11 Esquema de Turbina

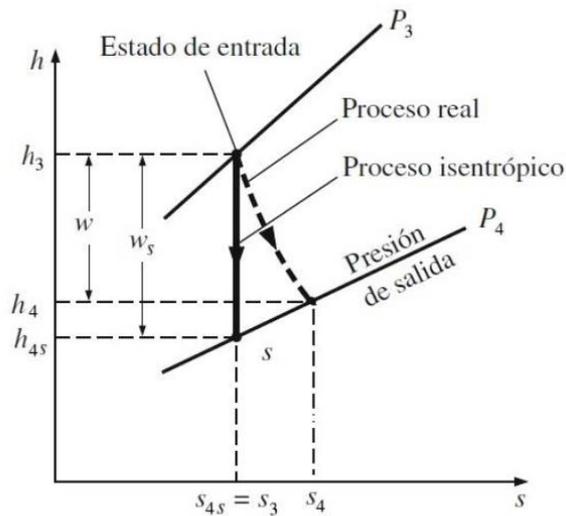


Fuente: MEHERWAN P. BOYCE - 2002.

- Energía balanceada en la turbina

Un balance de energía en el dispositivo de flujo estacionario, adiabático, generador de trabajo permite definir la eficiencia isoentrópica la turbina η_t , esta es una medida de la desviación actual del proceso respecto al idealizado, lo que implica un menor trabajo de salida en la expansión (Forero, 2017). Lo mencionado se puede apreciar en la siguiente figura 2.12.

Figura 2.12. Diagrama h-s de una turbina, para los procesos real e isoentrópico en un Ciclo Joyle Brayton real.



Fuente: TERMODINÁMICA -2015

Cengel (2015) menciona que: “podemos definir la eficiencia isoentrópica de la turbina η_t como la relación del trabajo actual de salida con el trabajo extraído entre los estados de entrada y salida si el proceso se hubiera llevado de forma isoentrópica”

$$\eta_c = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (2.17)$$

Donde:

h_3 : Entalpía de entrada a la turbina [kJ/kmol]

h_{4s} : Entalpía de salida proceso Isoentrópico [kJ/kmol]

h_4 : Entalpía de salida proceso real [kJ/kmol]

- Exergía balanceada en la turbina

El cambio correspondiente en el flujo de exergía en la turbina por unidad de mol es definido por:

$$\Psi_3 - \Psi_4 = h_3 - h_4 - T_0(s_3 - s_4) \quad (2.18)$$

T_0 : Temperatura estado muerto [K]

s_3 : Entropía estado inicial [kJ/kmol K]

s_4 : Entropía estado final [kJ/kmol K]

Ψ_3 : Exergía de flujo de entrada [kJ/kmol]

Ψ_4 : Exergía de flujo de salida [kJ/kmol]

2.2.3 Ciclo Joule- Brayton

Pizarro (2014), define este como: “un ciclo termodinámico consistente en una etapa de compresión adiabática, una etapa de calentamiento isobárico y una expansión adiabática de un fluido termodinámico compresible”.

El ciclo Joule Brayton o ciclo abierto simple no regenerativo es el ciclo básico de funcionamiento ideal de las turbinas a gas. Puesto que es un ciclo ideal no se consideran pérdidas por transmisión de calor ni las pérdidas de carga en los conductos.

Las etapas realizadas en este ciclo son las siguientes:

Proceso 1-2: Compresión adiabática reversible (isoentrópica), se realiza en el compresor.

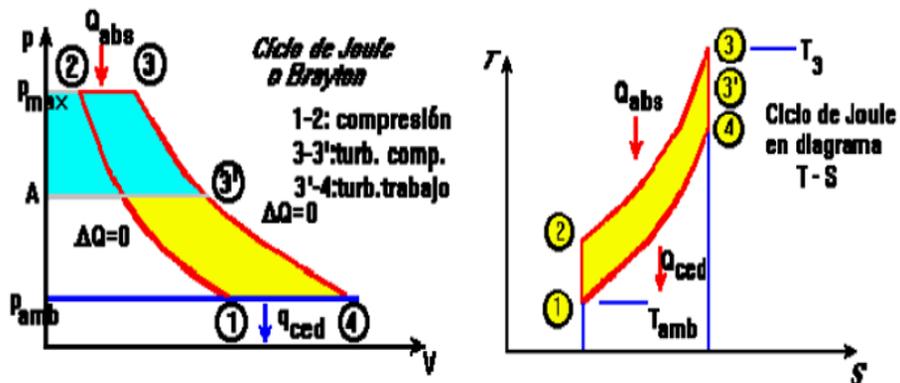
Proceso 2-3: Combustión a presión constante, se realiza en la cámara de combustión.

Proceso 3-4: Expansión adiabática reversible (isoentrópica), se realiza en la turbina.

Proceso 4-1: Cesión de calor isobárica, se realiza en el medio ambiente.

Westinghouse (2015), indica que el ciclo de la turbina a gas es el ciclo Joule o Brayton. Este se muestra en la Figura 2.13. en un diagrama p-V y T-S. Consta de las siguientes evoluciones:

Figura 2.13 Diagrama p-V y T-S de un ciclo Brayton, correspondiente a una turbina a gas



Fuente: Westinghouse W501D5 - 2015.

En Punto 1 se toma aire ambiente. Este se comprime hasta el Punto 2 según una adiabática (idealmente sin roce, normalmente una politrópica con roce).

Luego el aire comprimido se introduce a una cámara de combustión, donde se le agrega una cierta cantidad de combustible y este se combustiona. Al producirse la combustión se realiza la evolución Trayectoria 2-3. Típicamente esta es cuasiisobárica (pues se pierde un poco de presión por roce). Como a la cámara de combustión entra tanto fluido como el que sale, la presión casi no varía. La temperatura T_3 es una temperatura crítica, pues corresponde a la mayor temperatura en el ciclo. Además, también es la mayor presión. Por lo tanto, los elementos sometidos a T_3 serán los más solicitados.

A continuación, viene la expansión de los gases hasta la presión ambiente. Esta expansión la debemos dividir en dos fases. En la primera (de 3 a 3') el trabajo de expansión se recupera en una turbina que sirve para accionar el compresor. En la segunda fase (trayectoria de 3' a 4) existen dos opciones:

Si entre la trayectoria 3' y 4 se instala una turbina, el trabajo de

expansión se convierte en trabajo mecánico. Se trata de un turbopropulsor o lo que comúnmente se llama turbina a gas.

Si entre la trayectoria **3'** y **4** se sigue con la expansión de los gases en una tobera, el trabajo de expansión se convierte en energía cinética en los gases. Esta energía cinética sirve para impulsar el motor. Se trata de un turboreactor o lo que comúnmente se llama un motor a reacción.

Finalmente, los gases de combustión se evacúan a la atmósfera en el punto **4**. La evolución de la trayectoria **4-1** es virtual y corresponde al enfriamiento de los gases hasta la temperatura ambiente.

Si bien este ciclo se realiza normalmente como ciclo abierto, también es posible realizarlo como ciclo cerrado. Es decir, tener un fluido de trabajo que siga las evoluciones del ciclo. Entre la trayectoria 2 y 3 se le aporta calor externo y entre la trayectoria 4 y 1 se le extrae. También es posible realizarlo sin combustión interna, haciendo un aporte de calor entre la trayectoria 2 y 3. Esto se ha hecho en algunos motores en que se opera según un ciclo Brayton.

La cantidad de trabajo que se produce durante el Ciclo Brayton está directamente relacionada con la cantidad de calor agregado al fluido operante por el combustible. Un examen de la termotransferencia (heat transfer) que tiene lugar durante el ciclo, indicara el trabajo que el gas puede producir. Puesto que el calor está indicado tanto por la temperatura como por la entropía* el ciclo Brayton para un motor de turbina de gas ideal se puede representar gráficamente con un diagrama de temperatura-entropía, como se muestra en la siguiente figura 2.9. (Un motor "ideal" es aquel que no tiene pérdida mecánicas).

Un parámetro importante en un ciclo Joule-Brayton es la relación de presiones o relación de compresión (γ), donde $\gamma = P_2/P_1$.

La relación de temperaturas está en función de las presiones, mostradas en la siguiente ecuación:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{K-1}{K}} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{K-1}{K}} = \frac{T_4}{T_3} \quad (2.19)$$

Donde:

K: Índice adiabático del aire igual a 1.386

Aplicando la primera ley de termodinámica para flujo estable, a cada uno de los procesos se puede determinar el calor:

El calor ganado en el proceso de calentamiento a P constante, que ocurre en la cámara de combustión, se tiene:

$$Q_{2-3} = m \times C_p(T_3 - T_2) \quad (2.20)$$

El calor perdido por el escape de gases de la turbina,

$$Q_{perdido} = m \times C_p(T_1 - T_4) \quad (2.21)$$

También podemos calcular el trabajo durante los ciclos:

Para la compresión, se tiene:

$$W_C = m \times C_p(T_1 - T_2) \quad (2.22)$$

Para la expansión en la turbina, se tiene:

$$W_T = m \times C_p(T_3 - T_4) \quad (2.23)$$

Con esto calcularemos la Potencia Neta de la planta:

$$W_N = W_T - W_C \quad (2.24)$$

Entonces la eficiencia térmica del ciclo Joule-Brayton se calculará como:

$$\eta_c = \frac{W_N}{Q_{2-3}} \quad (2.25)$$

2.2.4 Generación eléctrica en el Perú

El protagonismo de la producción de energía eléctrica en el Perú, se

reparte con los dos principales tipos que son las Centrales Termoeléctricas y Centrales Hidroeléctricas, como se muestra en la tabla 2.1, el COES al cierre del año 2021 cuantificó la participación por tipo de generación por diferentes tecnologías, muestra que la participación de energía generada por centrales termoeléctricas fue de un 38.38%.

Tabla 2.1 Potencia generada por tipo de generación en el año 2021

Tipo	Energía (GW.h)	Participación (%)
Hidroeléctrica	30,664.41	56.8
Termoeléctrica	20,723.38	38.38
Solar	801.92	1.49
Eólico	1,800.64	3.34
TOTAL	53,990.35	100

Fuente: Estadísticas anuales - 2021

Si bien se tiene una mayor potencia efectiva instalada con el tipo de generación termoeléctrico mediante turbinas a gas o vapor, como se muestra en la tabla 2.2, pues esta es mayormente designada como reserva fría, definido así debido a la diferencia entre costos marginales que justamente es el COES quien administra esto, además esta potencia instalada no generada va a actuar cuando en situaciones como las del fenómeno del niño u otro fenómeno o desastre natural, los niveles se ven impactados y los embalses disminuyan considerablemente, por lo tanto la disponibilidad de estas reservas frías deben ser altamente confiables, el COES se encarga de velar esto mediante Procedimientos Técnicos como es el PR-25 asegurando así con la demanda energética del país.

Tabla 2.2 Potencia Efectiva por tipo de generación a diciembre 2021 (MW)

Área	Hidro eléctrica	Termo eléctrica	Solar	Eólica	Total
Norte	617.39	783.09		150.75	1,551.23
Centro	3,950.57	4,080.37	1.30	261.45	8,293.69
Sur	660.72	2,054.81	280.98		2,996.52
Total	5,228.69	6,918.27	282.28	412.20	12,841.44

Fuente: Portal del COES - Estadísticas anuales 2021

En su mayoría, las centrales termoeléctricas se encuentran instaladas en la zona costera del país y generalmente en el centro y sur costero, debido a la humedad relativa que registran las diferentes ciudades en estas zonas, pero en épocas de verano el clima es desfavorable por las altas temperaturas que se registran haciendo que nos distanciamos más de las condiciones de diseño ISO para centrales termoeléctricas, que tiene como parámetros ideales 15°C y 60% de humedad relativa. Y esto se verá reflejado en el rendimiento y producción de energía-hora.

En turbinas de gas dado que el aire de combustión se toma directamente del ambiente, su desempeño se ve fuertemente afectado por las condiciones climáticas. La potencia nominal puede caer hasta un 20 a 30 %, con respecto a las condiciones de diseño de la organización internacional de normalización (ISO), cuando la temperatura ambiente alcanza los 35 a 45 °C. Una forma de restaurar las condiciones de operación es agregar un enfriador de aire en la entrada del compresor. El sistema de refrigeración por aire sirve para elevar el rendimiento de la turbina a niveles máximos de potencia durante los meses más cálidos cuando la alta temperatura atmosférica hace que la turbina funcione en condiciones fuera de diseño, con una potencia de salida reducida (Thamir, 2011).

Las aplicaciones de enfriamiento de aire de entrada a turbina permiten aumentar la potencia generada por ciclos combinados en condiciones de elevada temperatura exterior. Cobran una importancia muy relevante para

garantizar un suministro energético, siendo la demanda eléctrica elevada en esas condiciones.

2.3 Marco Conceptual

- **Diseño de un sistema de enfriamiento**

Budynas y Keith, (2012) menciona que:

“el diseño es un proceso innovador y altamente iterativo, y a la vez también puede ser un proceso de toma de decisiones, que en ocasiones deben tomarse con muy poca información, en otras con apenas la cantidad adecuada y en ocasiones con un exceso de información parcialmente contradictoria”

Según Whitman (2016), define al sistema de enfriamiento como: “un proceso de extraer calor de un lugar donde no se desea que exista y transferirlo a un lugar donde su existencia no tenga importancia. El cual depende de dimensiones físicas de transferencia, el refrigerante y las condiciones ambientales”.

Con lo descrito por ambos autores, tomaremos la información recopilada y mediante un proceso de diseño con retroalimentación e iteraciones, se diseñará el más conveniente sistema de refrigeración para demostrar el incremento de la potencia generada por la turbina.

- **Optimización de una turbina a gas**

García (2021) menciona que, “para modificar la potencia de una turbina de gas deben alterarse, principalmente, dos parámetros: el flujo másico que pasa a través de los álabes de la turbina y la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del rotor”.

Forero (2017), mediante una simulación con el software Engineering Equation Solver, evidenció que la potencia neta es impactada negativamente conforme la temperatura ambiente aumenta, alejándose desde la temperatura a condición de diseño ISO, 15°C. También mediante

un análisis al compresor, al consumo de potencia y destrucción de exergía, evidenció que el incremento de trabajo de compresión es proporcional al incremento de temperatura ambiente de entrada al compresor, recomendando así algún método de enfriamiento al aire de entrada, que resulte viable.

Así mismo, es posible incrementar la eficiencia y la potencia de un ciclo simple recuperando la energía de los gases de escape mediante un recuperador de calor. Este equipo produce vapor que puede ser expandido en el mismo eje de la turbina de gas o en otro eje mediante una turbina de vapor.

- **Análisis Exergético**

Forero (2017), concluye en su trabajo de investigación que: “la exergía destruida total del sistema debe ser la suma de las exergía destruidas para cada uno de los dispositivos y procesos que se llevan a cabo”. También menciona que la exergía recuperada debe ser la potencia neta obtenida que se entregará a la carga o generador eléctrico.

Cruz (2015), lo define como: “un análisis que permite identificar los componentes o equipos del sistema con las mayores ineficiencias termodinámicas, localizarlos, cuantificar las ineficiencias y saber las fuentes y procesos que las causan”.

El análisis exérgico entonces, es una técnica empleada para el diseño de sistemas, en este caso, térmicos, para optimizar la operación y cuantificar los costos de generación de la electricidad, en la que se relaciona la exergía de los fluidos de trabajo, con los costos asociados para producirlos.

2.4 Definición de términos básicos

- **Compresor:** Aumenta la presión del aire antes de que ingrese en la cámara de combustión en una turbina. Para luego, este aire comprimido se mezcla con combustible y se enciende, lo que crea un gas caliente que se expande. Por último, este gas caliente impulsa la turbina de potencia y genera energía mecánica.
- **Consumo específico:** Consumo de calor en el proceso de generación de una unidad de energía (cal/kWh).
- **Costo de combustible:** Costo total de aquel combustible puesto en toberas o inyectores, es decir, disponible y listo para ser quemado.
- **Costo marginal de corto plazo (CMg):** Costo de producir una unidad adicional de electricidad en cualquier barra del sistema de generación-transporte. Éste varía por barra o nodo.
- **Energía Producida:** Producción de energía eléctrica de una unidad de generación hidroeléctrica o termoeléctrica respectivamente, en el período de un año.
- **Ensayo(s) de Potencia Efectiva y Rendimiento (EPEyR):** Conjunto de pruebas que se efectúan para determinar los valores de la Potencia Efectiva y Rendimiento de una Unidad de Generación mediante un proceso de medición para posterior cálculo.
- **Exergía:** Disponibilidad de energía, es decir, es la máxima cantidad de energía que puede transformarse en trabajo útil.
- **Indisponibilidad:** Estado de una unidad de generación cuando no se encuentra disponible para realizar su función debido a algún evento directamente asociado con la unidad de generación.
- **Máxima Potencia:** Valor máximo de potencia generada que no supera los límites operativos y de seguridad recomendados por el fabricante de la Unidad de Generación y/o límites operativos indicados en el Informe de resultados de las pruebas de recepción y puesta en operación.
- **Período de avenida:** Período donde en forma cíclica se producen las precipitaciones pluviométricas con cierta regularidad, las que permiten

almacenar los reservorios del sistema de generación hidráulica que mayormente se produce entre los meses de noviembre y mayo del siguiente año. Para la aplicación de los procedimientos, corresponde al periodo del 01 de diciembre al 31 de mayo.

- **Período de estiaje:** Período donde en forma cíclica se registra una disminución de precipitaciones pluviométricas y que origina la reducción de los caudales naturales, que para fines de operación del sistema hidráulico del SINAC, es posible complementarlos con un programa de descarga de reservorios. Para la aplicación de los procedimientos, corresponde al periodo del 01 de junio al 30 de noviembre.
- **Potencia Generada:** Producción de energía eléctrica de una unidad de generación hidroeléctrica o termoeléctrica.
- **Potencia Efectiva:** Valor de la Potencia aprobado por el COES, resultante de los ensayos de potencia efectiva determinados de acuerdo a los Procedimientos Técnicos N° 17 y 18.
- **Reserva Fría:** Se refiere a la potencia total disponible de los grupos generadores en reserva que se encuentran fuera de servicio, según lo establecido por la Norma Técnica para la Coordinación de la Operación en Tiempo Real de los sistemas interconectados.
- **Sistema de distribución:** Conjunto de líneas eléctricas con tensiones nominales iguales o menores a 35 kV, subestaciones y equipos asociados, destinados a la distribución de energía eléctrica.
- **Sistema de transmisión:** Conjunto de líneas eléctricas con tensiones nominales superiores a 35 kV subestaciones y equipos asociados, destinados al transporte de energía eléctrica.
- **Sistema interconectado:** Conjunto de líneas de transmisión y subestaciones eléctricas conectadas entre sí, así como sus respectivos centros de despacho de carga, que permite la transferencia de energía eléctrica entre dos o más sistemas de generación.

Temperatura de bulbo seco: Es la temperatura medida con un termómetro convencional de mercurio o similar cuyo bulbo se encuentra seco. Es la temperatura del aire, indicada por un termómetro ordinario.

- **Temperatura de bulbo húmedo:** Es la temperatura indicada por un termómetro convencional, cuyo bulbo está envuelto con una gasa o algodón empapados en agua, expuesto a los efectos de una corriente de aire intensa.
- **Turbina a gas:** La turbina de gas, es la pieza mecánica que contiene una turbomáquina, cuyo componente principal de trabajo es el gas proveniente de la masa de aire fresco que se encuentra en la atmósfera, el cual fluye por medio de un compresor, que lo eleva a una alta presión, que se potencia con la energía suministrada por el combustible, el cual genera un flujo de alta temperatura que hace activar su funcionamiento.
- **Unidad de generación:** Para el caso de las centrales térmicas, es el arreglo: motor primo, generador y transformador asociado.

III. HIPÓTESIS Y VARIABLES

3.1 Hipótesis

3.1.1 Hipótesis general

- El diseño de un sistema de enfriamiento incrementará la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua

3.1.2 Hipótesis específicas

- El dimensionamiento de un sistema de enfriamiento de aire contribuye al incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua
- La selección del tipo de sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor contribuye al incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.
- La simulación de un sistema de enfriamiento de aire valida el incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo – Moquegua.

3.2 Operacionalización de las variables

3.2.1 Definición Conceptual

Variable 1: Diseño de un sistema de enfriamiento

El sistema de refrigeración es un conjunto de elementos y fluidos cuya misión es la de regular la temperatura de partes críticas de un dispositivo, además de proteger las partes que conforman el mismo.

Con ello se garantiza el correcto funcionamiento, como también, la disminución de pérdidas por generación de calor Cabrera y Tigre (2016).

Variable 2: Potencia Generada

Para las centrales eléctricas el trabajo producido puede ser la potencia mecánica en la salida de la turbina, o la salida de potencia eléctrica del generador. Un generador es un dispositivo que convierte energía mecánica en energía eléctrica, y su efectividad se caracteriza por la eficiencia del generador, que es la relación entre la salida de potencia eléctrica y la entrada de potencia mecánica.

La eficiencia térmica de una central eléctrica, la cual es de primordial interés en termodinámica, se define como la relación entre la salida neta de trabajo en la flecha de la turbina y la entrada de calor al fluido de trabajo (Cengel, y otros, 2015 pág. 79).

3.2.2 Definición Operacional

Variable 1: Diseño de un sistema de enfriamiento

Mediante el dimensionamiento y selección del sistema de enfriamiento adecuado, aproximaremos el ingreso de aire al compresor, a las condiciones ambientales ideales de trabajo según la ISO.

Variable 2: Potencia Generada

Los valores de la potencia generada como resultado, será proporcionado por el simulador utilizado con la implementación del sistema de enfriamiento de aire de entrada al compresor.

Operacionalización de variables

Variables	Definición Conceptual	Definición Operacional	Dimensiones	Indicadores	Índices	Métodos y técnicas
V.I. Diseño de un sistema de enfriamiento	Dimensionamiento de las componentes y selección del fluido que regulará la temperatura para garantizar un correcto funcionamiento y disminuir pérdidas de energía producida (Fernandez, 2016).	Define los parámetros del sistema de enfriamiento para incrementar la potencia generada en la turbina a gas	Dimensionamiento del sistema	<ul style="list-style-type: none"> •Ubicación geográfica •Condiciones de temperatura ambiente •Presión •Humedad Relativa 	<ul style="list-style-type: none"> •Latitud (°), longitud (°) y altitud (msnm) •°C •kPa •% 	<p style="text-align: center;">Cuantitativo Análisis documental</p>
			Selección del Sistema de Enfriamiento	<ul style="list-style-type: none"> •Carga Térmica •Temperatura de ingreso y salida •COP 	<ul style="list-style-type: none"> •kcal/h •T (°C) •kW/Ton 	
			Simulación del sistema de enfriamiento	<ul style="list-style-type: none"> •Capacidad de TON de refrigeración •Planos de distribución del sistema •Diagrama de tuberías e instrumentación 	<ul style="list-style-type: none"> •Toneladas de refrigeración •Caudal (GPM)y diámetros de tuberías y secciones de ductos •Temperatura (°C) y dirección de flujos 	
V.D. Potencia Generada	Generación de energía eléctrica producida por transformación de energías (Gil, 2016)	Valida el incremento mediante el correcto sistema de enfriamiento	Evaluación de la Potencia obtenida	<ul style="list-style-type: none"> •Potencia Neta •Eficiencia energética •Heat rate 	<ul style="list-style-type: none"> •MW •n% •kJ/kWh 	

IV. METODOLOGÍA DEL PROYECTO

4.1 Diseño metodológico

4.1.1 Tipo y nivel de investigación: Tecnológica - Aplicada

Según Espinoza (2014) nos menciona que la investigación tecnológica, “tiene como propósito aplicar el conocimiento científico para solucionar los diferentes problemas que beneficien a la sociedad”, mientras que la de nivel aplicada, “tiene como propósito aplicar resultados de la investigación experimental para diseñar tecnologías de aplicación inmediata en la solución de los problemas de la sociedad”.

Este trabajo de investigación es de tipo tecnológica y nivel aplicada, ya que se plasma los conocimientos teórico-prácticos y aplica técnicas de ingeniería, como la simulación mediante un software, para seleccionar y diseñar un sistema de enfriamiento de aire de ingreso a la turbina que logra incrementar la potencia que genera una turbina a gas.

4.1.2 Diseño de investigación: No Experimental

Según Valderrama (2013) menciona que, esta se lleva a cabo sin manipular la variable independiente. Este diseño tiene como tarea sustancial de la de observar el problema para luego analizarlo en su ambiente natural y, así, describirlos o medir los niveles de correlación, o explicando las causa o efectos.

El presente trabajo tiene un diseño de investigación no experimental, dado que la investigación al ser simulada propuso la implementación del sistema de enfriamiento más no la implementación. Se va a validar la potencia generada con los diversos sistemas de enfriamiento que existen por lo que vamos a necesitar la recopilación, análisis y presentación de datos que se utilizó para nuestro sistema y poder así confirmar nuestra hipótesis.

4.1.3 Enfoque: Cuantitativo

El enfoque cuantitativo se caracteriza porque usa la recolección y análisis de datos para contestar a la formulación del problema de investigación (Valderrama, 2013).

El presente trabajo tiene un enfoque cuantitativo, la cual se basa en la observación en campo. Ya que la recolección de datos se realiza en el lugar donde suceden los hechos a estudiar.

4.1.4 Alcance o nivel de profundidad: Descriptivo

El nivel descriptivo mide y describe las características de los hechos o fenómenos (Valderrama, 2013).

Por ello, de acuerdo con el nivel de profundidad de la investigación será de nivel descriptiva, porque mide y describe el sistema de enfriamiento del aire de admisión a la turbina a gas.

4.1.5 Alcance temporal: Transversal

El diseño transversal descriptivo tiene como objetivo indagar la incidencia y los valores en que se manifiesta una o más variables. El procedimiento consiste en medir a grupos de personas u objetos una o más variables y luego describirlas (Valderrama, 2013)

Por ende, es también una investigación transversal ya que se toma datos en un solo período de tiempo a la misma turbina a gas.

4.2 Método de investigación

Valderrama (2013) menciona que, un método analítico se basa en la observación y examinar un hecho en particular para así conocer la naturaleza del fenómeno u objeto que se estudia y comprender su esencia.

Por lo tanto, esta investigación tiene un método analítico debido a que se estudia un problema particular referente a la pérdida de energía que podría

producirse, en donde uno de los parámetros que se trata es la temperatura del aire de ingreso al compresor.

4.3 Población y muestra

Valderrama (2013) indica que, la población es un conjunto de la totalidad de las medidas de las variables en estudio, en cada una de las unidades del universo, mientras que la muestra es un subconjunto representativo de un universo o población y este es representativo, porque refleja fielmente las características de la población.

El presente proyecto se ve enfocado al diseño del sistema de enfriamiento para incrementar la potencia generada de una turbina a gas, por lo que la población es el sistema de enfriamiento de aire para la turbina a gas.

4.4 Lugar de estudio

El lugar de estudio toma lugar en una central termoeléctrica del sur del país. Ubicado a 25km al sur de la ciudad de Ilo, Carretera Costanera Km.25.

4.5 Técnicas e instrumentos para la recolección de información

Se desarrolla la técnica de análisis documental, donde con la recolección de datos que se obtuvo en portales y plataformas que comparten periódicamente mediante informes mensuales y anuales la información de plantas de generación energética.

Así como también se obtuvo datos simulados mediante un software de simulación en turbinas a gas y sistemas de cogeneración energética.

4.6 Análisis y procesamiento de datos

Con los datos recopilados se realizará los cálculos para determinar el diseño del sistema de enfriamiento. De acuerdo a los conocimientos de las teorías fundamentales, establecemos las siguientes etapas.

- **Etapas 1: Dimensionamiento del Sistema**

- **Parámetros de Operación**

Turbina a gas a ser simulada

Se muestra los parámetros de funcionamiento con los que trabaja la turbina, estos datos se recogen del manual técnico de la turbina General Electric MS70001FA, se muestran a continuación en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Parámetros de operación a máxima carga de turbina

Parámetro	Valor
Tipo de ciclo	Simple
Relación de compresión	10:1
Temperatura de entrada a turbina	1327 °C
Flujo másico de aire	447 kg/s
Pérdida de carga en filtros	5 milibares
Humedad Relativa	74 %
Velocidad de eje	3600 RPM
Frecuencia	60 Hertz
Rendimiento del compresor	86.5 %
Rendimiento de la turbina	87.3 %
Combustible	Diésel DB5
Poder Calorífico inferior	42,555.1 kJ/kg

Fuente. General Electric - 2013

○ **Parámetros ambientales**

- Con los parámetros de Operación mostrados en la tabla 5.1 se hace la selección de la turbina a gas.

Gráfico 4.1 Selección de Turbina a Gas del modelo a estudiar

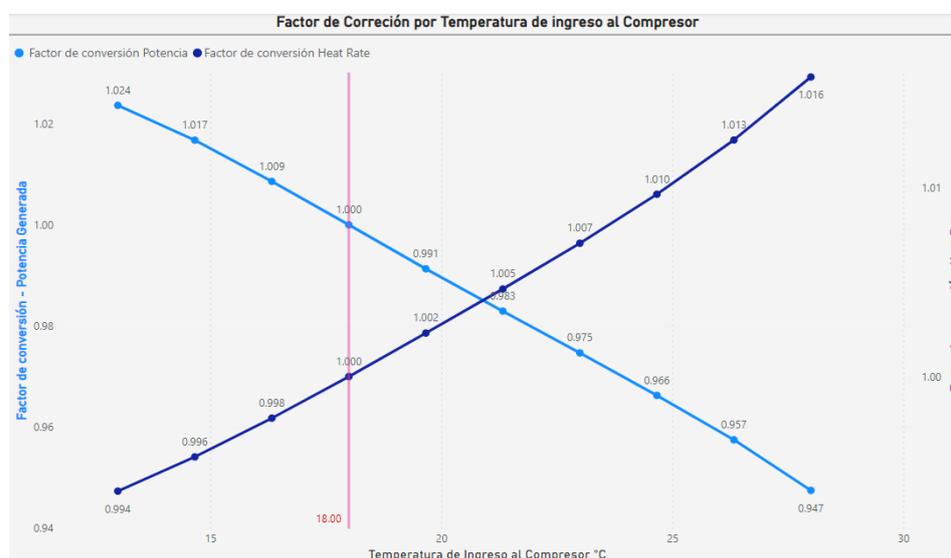
ID	Manufacturer & Model	Other Name(s)	Shafts	RPM	PR	TIT C	TET C	Air Flow kg/s	Gen Power kWe	LHV HR kJ/kWh	LHV Eff %	Price MM\$
173	GE 6101FA		1	5100	14.8	1288	590	204	70905	10481	34.3	20.0
75	GE 6101FA		1	5100	14.8	1288	590	204	71595	10418	34.6	20.1
258	GE 6111FA		1	5100	15.5	1327	600	208	77200	10181	35.4	21.6
354	GE 6111FA		1	5100	15.5	1327	594	210	78300	10086	35.7	21.8
388	GE 6111FA (**)		1	5100	15.5	1327	596	208	78202	10053	35.8	21.8
162	GE 7101		1	3600	11.8	1085	520	280	77110	11025	32.7	21.6
3	GE 7111EA		1	3600	12.4	1104	527	293	84920	10774	33.4	23.1
253	GE 7121EA		1	3600	12.6	1113	534	297	85990	10893	33.0	23.2
390	GE 7121EA (**)		1	3600	12.6	1113	535	297	85962	10953	32.9	23.2
104	GE 7121EA		1	3600	12.6	1113	534	297	86670	10940	33.2	22.7
85	GE 7161EC		1	3600	14.2	1204	549	352	118895	10065	35.8	30.2
56	GE 7171EF		1	3600	12.2	1154	536	413	126200	10540	34.2	31.4
4	GE 7191F		1	3600	13.7	1260	588	420	151300	10154	35.5	36.1
57	GE 7221FA		1	3600	14.8	1288	597	422	161650	9751	36.9	38.5
87	GE 7231FA		1	3600	15.4	1310	591	437	171980	9646	37.3	40.3
391	GE 7241FA (**)		1	3600	15.5	1327	597	449	174514	9796	36.8	43.3
201	GE 7241FA		1	3600	15.5	1327	597	449	174560	9796	36.8	43.3
172	GE 7241FA		1	3600	15.5	1327	600	440	174500	9706	37.1	43.3
202	GE 7241FA		1	3600	15.5	1327	599	448	174600	9812	36.7	42.5
135	GE 7241FA		1	3600	15.5	1327	601	440	175400	9685	37.2	42.7
197	GE 7251FB		1	3600	18.5	1371	626	445	186600	9669	37.2	43.1
175	GE 9151E		1	3000	12.1	1093	525	405	113700	10940	32.9	29.1
38	GE 9161E		1	3000	12.2	1104	528	406	119355	10661	33.8	30.3
209	GE 9171E		1	3000	12.3	1124	541	410	124700	10603	34.0	31.2
312	GE 9171E		1	3000	12.4	1129	540	414	127600	10518	34.2	31.6
392	GE 9171E (**)		1	3000	12.4	1129	540	414	127558	10608	33.9	31.6
53	GE 9171E		1	3000	12.3	1124	541	409	125580	10561	34.1	31.4
311	GE 9171E		1	3000	12.4	1129	540	414	128300	10487	34.3	31.1
79	GE 9231EC		1	3000	14.2	1204	553	515	172885	10144	35.5	40.7
39	GE 9281F		1	3000	13.7	1260	588	604	217870	10154	35.5	47.8
61	GE 9301F		1	3000	13.7	1260	585	606	214000	10234	35.2	47.4
67	GE 9311FA		1	3000	14.6	1288	587	607	231020	9796	36.8	50.1
105	GE 9331FA		1	3000	14.6	1304	591	636	245065	9775	36.8	52.1
256	GE 9351FA		1	3000	15.8	1327	599	648	259500	9643	37.3	54.4
111	GE 9351FA		1	3000	15.8	1327	599	648	259670	9643	37.3	54.4
174	GE 9351FA		1	3000	15.8	1327	606	636	259730	9601	37.5	54.4
313	GE 9351FA		1	3000	15.8	1327	600	654	260700	9674	37.2	55.5
393	GE 9351FA (**)		1	3000	15.8	1327	600	654	261212	9664	37.3	55.5
113	GE 9391G		1	3000	23.2	1427	586	695	282000	9115	39.5	66.0
347	GE 9271FB		1	3000	18.2	1427	637	649	291485	9390	38.3	66.7
394	GE 9271FB (**)		1	3000	18.2	1427	637	649	291406	9418	38.2	66.7
114	GE 9001H		1	3000	23.2	1427	621	685	331000	9115	39.5	76.2

Fuente: Software de simulación GT PRO, 2023

Se muestran a continuación, las curvas de corrección del Heat Rate (Consumo de calor específico) y la Potencia generada de la turbina según la temperatura del aire de ingreso al compresor.

En esta veremos como la temperatura de ingreso afecta o corrige los parámetros mencionados, pues toda máquina al ser diseñada y fabricada tiene parámetros ideales de trabajo, que si estos aumentan o disminuyen tendrá una distorsión positiva o negativa depende del factor influyente en cada parámetro.

Gráfico 4.2 Curvas de corrección del Heat Rate y Potencia, según Temperatura de ingreso al compresor.



Fuente: General Electric - 2013.

Del gráfico 4.2, notamos que el Factor de corrección de la Potencia y Heat Rate de esta turbina en particular, es de valor 1.00 cuando la temperatura del aire de ingreso al compresor es 18°C, entonces según lo mostrado en la gráfica 4.2 podemos concluir que:

- La potencia generada por la turbina a gas disminuye a medida que la temperatura de ingreso al compresor aumenta, reconfirmamos lo mencionado en capítulos anteriores,
- El consumo de calor específico aumenta a medida que la temperatura de ingreso al compresor aumenta.

- **Etapa 2: Sistema de enfriamiento**

- **Selección de Sistema de enfriamiento**

Aire enfriado por sistema de enfriamiento ingresando a compresor

Luego de ingresar el aire a temperatura ambiente (27°C valor promedio asumido) al sistema de enfriamiento, se toma una temperatura de salida ideal de 18°C.

Por lo tanto, mediante el software de simulación GT PRO introduciremos los datos necesarios que nos solicita cada tipo de sistemas de enfriamiento simulados disponibles, los cuales son:

- a. Enfriador eléctrico de agua
- b. Enfriador eléctrico de aire
- c. Enfriador de absorción de 01 etapa
- d. Enfriador de absorción de 02 etapas
- e. Enfriador de evaporación

Enfriador evaporativo de medio húmedo

Previamente, hemos definido el principio del sistema de enfriamiento por evaporación. Además, hemos mencionado que cuando el aire entra en contacto con el agua líquida enfriada en la bandeja de condensados, el vapor de agua que se produce es absorbido por la corriente de aire. Como resultado, se incrementa la humedad presente en el aire, lo que a su vez aumenta su calor latente a medida que atraviesa el enfriador. Finalmente, al examinar la carta psicométrica adjunta (ver anexo 03), podemos observar que la entalpía del flujo de aire que pasa por el evaporador no varía. Esto se debe a que el incremento en el calor latente es igual a la reducción en el calor sensible.

El sistema de enfriamiento funciona de manera sencilla y se repite

en un ciclo. El agua de la bandeja de condensados es impulsada al colector de distribución mediante una bomba de recirculación. Una vez allí, el agua se expulsa de manera uniforme y cae sobre el medio evaporativo, humedeciéndolo. Luego, el agua desciende por la gravedad a través del medio evaporativo hasta llegar nuevamente a la bandeja de condensados. De esta manera, el agua regresa al punto de partida y el ciclo se repite. En este subcapítulo se detallarán, seleccionarán y calcularán las características de los diferentes componentes del sistema de refrigeración.

A pesar de que cuando el aire se pone en contacto con el agua, la humedad presente en la corriente de aire aumenta, el aire no llega a saturarse completamente. Es decir, la corriente de agua no absorbe todo el vapor de agua que puede. Esto se debe a que para que el aire salga completamente saturado, el espesor del medio de evaporado debería ser muy grande, y a que la velocidad de paso del aire a través del medio debería ser muy pequeña, con lo que la sección de paso necesaria debería ser muy grande.

En definitiva, para conseguir que el aire saliera con una humedad relativa del 100 %, el tamaño del enfriador debería ser muy grande, lo que supondría una barrera o restricción tecnológica importante. De esta forma, se introduce la efectividad de un enfriador evaporativo.

- **Cálculo de parámetros de operación**

La efectividad (ϵ): es un parámetro que se define como el cociente entre el salto de temperaturas real que experimenta el aire a su paso por el enfriador y el salto de temperaturas máximo que podría alcanzar el aire, que se correspondería a si el aire saliera completamente saturado, se define la eficiencia como.

$$\epsilon = \frac{\text{salto real}}{\text{salto máximo}} = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_{1,wb}} \quad (4.1)$$

$$\varepsilon = \frac{T_{DB1} - T_{DB2}}{T_{DB1} - T_{wb}} = \frac{T_{DB1} - T_{DB2}}{WBD} \quad (4.2)$$

Donde:

T_{DB1} : Temperatura de bulbo seco a la entrada

T_{DB2} : Temperatura de bulbo seco a la salida

T_{wb} : Temperatura de bulbo húmedo

WBD : Depresión de bulbo húmedo

Por último, se describe el procedimiento para determinar la eficiencia. Las variables externas pueden ser fácilmente cuantificadas, por lo tanto, estarán identificadas. La temperatura del aire exterior, medida en términos de temperatura de bulbo seco, es de 27 °C, con una humedad relativa del 40%. Esto implica que la temperatura de bulbo húmedo es de 17.8 °C. Nuestro objetivo es lograr una temperatura de bulbo seco de salida de 18°C. Utilizando la ecuación 4.2, podemos calcularlo de la siguiente manera:

$$\varepsilon = \frac{T_{DB1} - T_{DB2}}{T_{DB1} - T_{wb}} = \frac{27^{\circ}\text{C} - 18^{\circ}\text{C}}{27^{\circ}\text{C} - 17.8^{\circ}\text{C}} = 97.82\%$$

Por lo tanto, debemos tener un sistema de enfriamiento con una eficiencia de 97.82%, si deseamos lograr el objetivo de maximizar la potencia generada por la turbina a gas hasta en 174,155 MW, que fue resultado de nuestro sistema simulado.

Tasa de evaporación del agua (E): Se define como la cantidad de agua que es absorbida por la corriente de aire, y se denota con la letra E. La tasa de evaporación depende de las condiciones del aire exterior. De esta forma, factores como las temperaturas de bulbo seco y de bulbo húmedo o como la presión determinan la cantidad de agua que se evapora en el aire (Poku, y otros, 2016). La tasa de evaporación se puede calcular mediante la siguiente expresión (Johnson, 1988).

$$E = \frac{\dot{v}_a \times (\omega_2 - \omega_1) \times \rho_{aire}}{\rho_{agua}} \quad (4.3)$$

En donde,

E : Tasa de evaporación [m^3/s]

\dot{v}_a : Caudal volumétrico de aire a la entrada [m^3/s]

ω_1 : Humedad absoluta a la entrada [kg/kg]

ω_2 : Humedad absoluta a la salida [kg/kg]

ρ_{aire} : Densidad del aire a la entrada [kg/m^3]

ρ_{agua} : Densidad del agua [kg/m^3]

Con base en los datos previamente presentados y al obtener las humedades absolutas en la carta psicrométrica del Anexo 03, podemos determinar lo siguiente: a una temperatura de 27 °C y una humedad relativa del 40%, la densidad del aire es de 1,141 kg/m^3 , mientras que la humedad específica es de 0,0091 kg/kg . Por otro lado, al conocer la temperatura de bulbo seco y la temperatura de bulbo húmedo de salida, podemos determinar que la humedad específica de salida es de 0,0128 kg/kg . Por lo tanto, el único valor desconocido es el caudal volumétrico de aire, que está determinado por la turbina de gas. Dado que el flujo másico es de 447 kg/s y la densidad del aire es de 1,141 kg/m^3 a una temperatura de 27 °C, podemos calcular que el flujo volumétrico es de 391.76 m^3/s utilizando la ecuación 5.3.

$$E = \frac{391.76 \frac{m^3}{s} \times (0.0128 - 0.0091) \times 1.141 \frac{kg}{m^3}}{998 \frac{kg}{m^3}} = 1.66 \text{ litros/s}$$

Tasa de sangrado del agua (B): A medida que el agua atraviesa el medio húmedo, parte de ella se evapora, lo que resulta en un aumento en la concentración de sólidos disueltos y no disueltos en el agua restante. Además, el agua no evaporada puede atrapar partículas transportadas por el aire que no fueron eliminadas durante el proceso

de filtración. Debido a estos dos fenómenos, si no se drena el agua acumulada en la bandeja de condensados, la concentración de partículas en el agua aumentaría continuamente. La tasa de drenaje se representa como B, que proviene del término en inglés "blowdown", y depende de la tasa de evaporación y la calidad del agua disponible. En consecuencia, la tasa de drenaje está directamente relacionada tanto con la tasa de evaporación como con la concentración de sólidos en el agua de entrada. Por lo tanto, se proponen dos métodos diferentes y válidos para calcular la tasa de drenaje. El primero de ellos (GE Energy, 2005), utiliza la siguiente expresión:

$$B = \frac{E}{NC-1} \quad (4.4)$$

Donde:

E: Tasa de evaporación [m^3/s]

NC: Ciclos de concentración

El ciclo de concentración depende de la composición del agua de alimentación. De esta manera, cuando la calidad del agua de admisión es buena, dicho parámetro aumentará, y, por lo tanto, disminuirá la tasa de sangrado. Por otra parte, la tasa de sangrado también puede ser calculada utilizando otro método basado en la siguiente expresión (Johnson, 1988).

$$B = E \times R \quad (4.5)$$

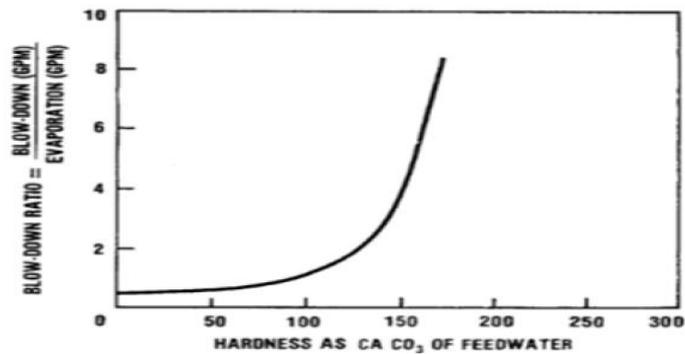
Donde:

E: Tasa de evaporación [m^3/s]

R: Ratio de sangrado

La ratio de sangrado (blowdown ratio **R**) y depende de la concentración de la dureza del agua de alimentación, que se mide a través de la concentración de carbonato cálcico en el agua. Dicha dependencia se ilustra en la siguiente gráfica 4.3.

Gráfica 4.3 Ratio de sangrado en función de la dureza del agua



Fuente: Johnson - 1988

Si se tiene que la tasa de evaporación es la calculada en el ejemplo anterior, y que la concentración de carbonato cálcico en el agua de admisión es de 125 ppm, la ratio de sangrado sería de 2, y la tasa de sangrado se calcularía según la ecuación 4.5.

$$B = 1.66 \frac{l}{s} \times 2 = 3.32 \frac{l}{s}$$

Tasa de reposición de agua (A): Es igual a la cantidad de agua que debe ser suministrada al enfriador evaporativo. Por lo tanto, debe ser igual a la suma de la tasa de evaporación más la tasa de sangrado. De esta forma:

$$A = E + B \quad (4.6)$$

El agua de reposición también se conoce como agua de alimentación (feedwater) o como agua de admisión.

Entonces, con la ecuación 4.6, se tendrá una tasa de reposición de:

$$A = 1.66 \frac{l}{s} + 3.32 \frac{l}{s} = 4.98 \frac{l}{s}$$

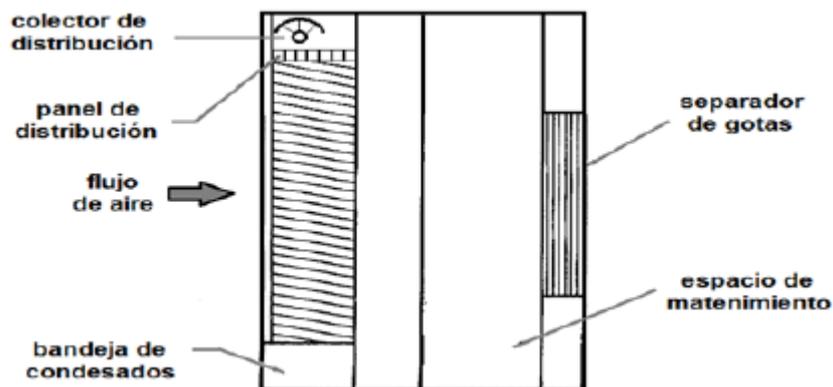
Tasa de recirculación: La tasa de recirculación se refiere al consumo de agua impulsado por la bomba de recirculación. Según el criterio establecido, esta tasa debe ser al menos igual a la velocidad de evaporación. En base a este criterio y considerando que la

evaporación es de 1.66 litros por segundo, asignaremos un valor de 1.85 litros por segundo a la tasa de recirculación.

Colector de distribución: El colector de distribución es un dispositivo compuesto por una tubería con una serie de agujeros y una superficie semicilíndrica situada encima de ella. La tubería cuenta con una válvula de descarga en cada extremo. La bomba transporta el agua a través de otra tubería, conocida como tubería de distribución, y se conecta en forma de T con el colector de distribución.

Posteriormente, el agua es impulsada a través de los agujeros de la tubería hasta que choca con la superficie semicilíndrica. Desde allí, el agua cae por efecto de la gravedad, regando así la superficie que se encuentra húmeda. El colector de distribución puede fabricarse en acero inoxidable 304 o en CPVC. Además, se coloca encima del área húmeda, pero no en el punto medio exacto, sino ligeramente desplazado hacia el lado por donde entra el aire, con el fin de evitar posibles arrastres de agua.

Figura 4.1 Esquema simplificado de un enfriador evaporativo, muestra partes de enfriador.



Fuente: Johnson - 1988

Panel de distribución: Está compuesto por fibras de celulosa y se ubica entre el distribuidor y el entorno húmedo. Se colocan en posición horizontal en la parte superior del medio de evaporación. Su función

es distribuir de manera homogénea el agua sobre el entorno húmedo, con el fin de mejorar la eficiencia en la transferencia de agua.

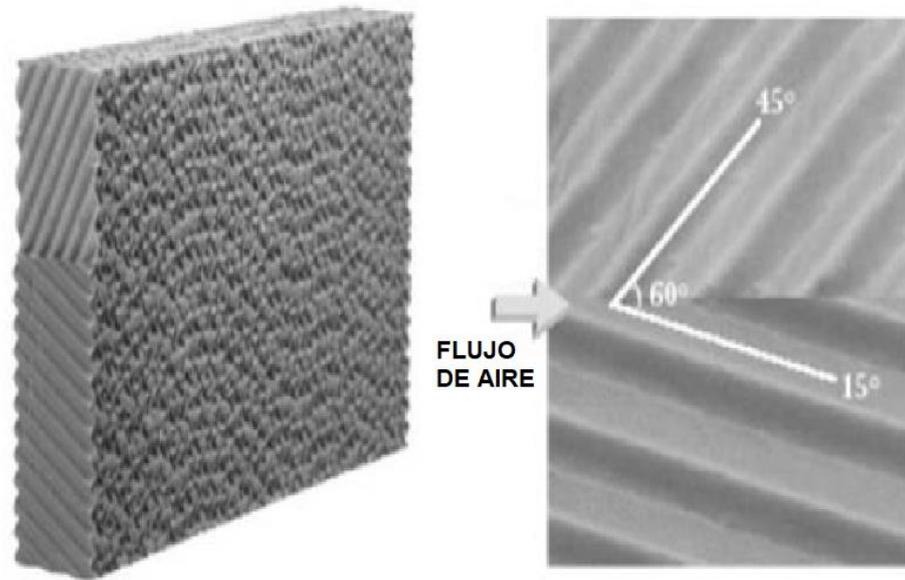
Bandeja de condensados: Este es el elemento que recibirá por un lado el agua de reposición, por la parte superior, que es totalmente abierta recibirá el agua que no fue evaporada por el aire caliente de entrada, y por otro lado tendrá una boquilla de succión, por donde la bomba de recirculación enviará el agua al colector de distribución.

Para la turbina a gas que se estudia en este informe de tesis, como elemento que recibe el aire previo al ingreso del compresor, que contiene filtros de partículas, el área de ingreso de aire de admisión tiene como dimensiones: 4m x 6m, largo y altura, respectivamente.

Con esto podremos dimensionar a la bandeja con las siguientes medidas, que son 1250 mm x 1750mm x 500mm

- **Partes elementales, según sistema**
- **Medio evaporativo:** También conocido como medio húmedo, este material puede estar compuesto tanto de fibra de celulosa como de fibra de vidrio. Durante el proceso de fabricación, se tratan químicamente con agentes que evitan la putrefacción y brindan una mayor resistencia mecánica. Estos medios están formados por placas arrugadas que se unen utilizando un aglutinante inorgánico, lo que aumenta la superficie de transferencia para un volumen determinado. Al unirse, estas placas forman una serie de canales que están orientados a un ángulo de 15° o 45° con respecto a un plano horizontal. El aire circula a través de los canales con una inclinación de 15°, mientras que el agua circula por aquellos con una inclinación de 45° (GE Energy, 2005). En la figura 4.2 se muestran dichos ángulos.

Figura 4.2 Medio evaporativo, muestra canales de los fluidos.



Fuente: IMPAC - 2021.

Otro aspecto a tener en cuenta es la temperatura del agua de alimentación, ya que, si es superior a 54 °C, el medio húmedo podría verse dañado. Por otra parte, como se verá más adelante, el espesor del medio húmedo influirá en la eficiencia del equipo, así como en la pérdida de carga. El espesor suele estar comprendido entre 75 y 300 mm.

Seleccionamos entonces con el proveedor IMPAC, el panel enfriador IK 18000, teniendo en cuenta las dimensiones y capacidad de enfriamiento.

Ahora, debemos tener en cuenta al momento de seleccionar que, mientras más profundidad tiene nuestro panel, tendrá más pérdida de presión al salir del enfriador evaporativo. En la figura 4.3, se muestra los datos técnicos y los detalles del panel seleccionado.

Figura 4.3 Datos técnicos de panel evaporativo IK 18000



Fuente: IMPAC - 2021

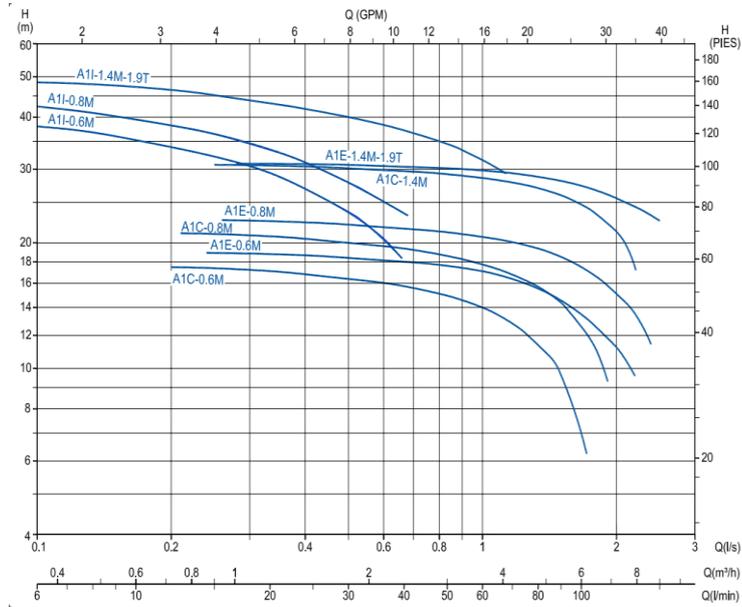
▪ Selección de la Bomba

Bomba de recirculación: El propósito de esta bomba es trasladar el agua desde la bandeja de condensados hasta el colector de distribución. La tubería que conecta la bandeja de condensados con el colector de distribución es conocida como tubería de distribución. En ocasiones, se suele instalar una segunda bomba en paralelo, es decir, se duplica. Esta medida asegura que, si una de las bombas experimenta algún problema, se pueda utilizar la otra bomba mientras se repara la averiada. Por último, con el fin de prevenir la proliferación de bacterias en el ambiente húmedo, la bomba se detiene aproximadamente treinta minutos antes de apagar la turbina para asegurar que el panel de distribución se seque por completo.

Con el dato definido de la tasa de recirculación que es 1.85 l/s, equivalente a 110 l/min, seleccionaremos una bomba de tal caudal máximo.

Entonces seleccionaremos la bomba a partir de su curva de operación a 60 Hz, mostrada en el gráfico 4.4, con un caudal de 1.85 l/s y una altura de 12 m de elevación.

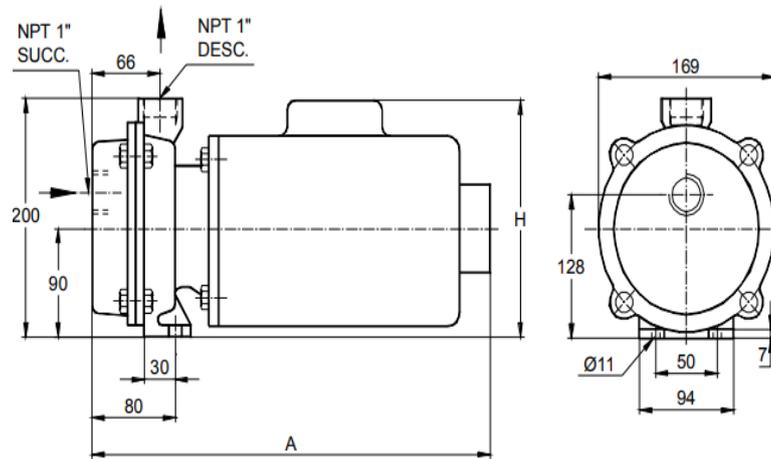
Gráfico 4.4 Curvas de operación de Electrobombas centrífugas Monoblock



Fuente: Hidrostral -2023. Ver Anexo 04

Con la curva de operación seleccionamos entonces la Bomba Hidrostral de Serie A1C-0.8M, que tiene las siguientes características físicas y datos técnicos, mostrados en la figura 5.4 y tabla 5.15.

Figura 4.4 Electrobomba centrífuga monoblock. Serie A Tipo 1C.



Fuente: Hidrostral - 2023. Ver Anexo 04

De la figura notamos que, la tubería de descarga y succión son de Ø1" NPT, lo cual tendremos en consideración para la boquilla de succión de la bandeja de concentrados.

Tabla 4.2 Datos técnicos de electrobomba seleccionada

Modelo	Dimensiones		Prueba	Motor		Peso (kg)
	(mm)		Hidroestática			
	A	H	Presión	HP	F.S	
A1C 0.8M	335	202	70	0.8	1.0	17.1

Fuente: Hidrostral - 2023. Ver Anexo 04

▪ Selección de tubería de descarga

Para la dimensión de la tubería que transportará el agua de recirculación, tomaremos como fórmula de diseño, el código ASME, según el capítulo B31.1.

En este caso, acudimos al párrafo 104.1.2, que nos facilita la fórmula para dimensionar espesores de tuberías bajo presión interna.

$$t_m = \frac{PD_0}{2(SE+Py)} + A \quad (4.7)$$

Donde:

t_m : Espesor de tubería [pulg]

P : Presión Interna [psi]

D_0 : Diámetro exterior [pulg]

S : Tensión máxima admisible [psi]

E : Factor de eficiencia

y : Factor y

A : Sobre espesor de corrosión

Tabla 4.3 Datos y cálculo de espesor de tubería

Propiedad	Abrev.	Valor	Unidad
Presión	P	1000	psi
Diámetro Ext	D ₀	1	pulg
Tensión Máx.	S	13196	psi
F. Eficiencia	E	1	
Factor	y	0.45	
Corrosión	A ₁	0.1	pulg
Espesor	t _m	0.13664077	pulg

Fuente: Formación Industrial & ASME B31.1

De la tabla 4.3, obtuvimos el espesor de nuestra tubería, con la fórmula 4.7, siendo la de 0.136 pulgadas, siendo equivalente a 3.45 mm. Sabiendo que, el diámetro nominal de succión y descarga de la bomba centrífuga es de Ø1", consultaremos con el gráfico 4.5, el tipo de tubería a seleccionar. Entonces, con Ø1" y 3.45 mm de espesor, seleccionamos la tubería ASTM A53 de tipo SCH40 de Ø1" de diámetro.

Gráfico 4.5 Tabla de dimensiones y pesos nominales

Diámetro nominal	Diámetro exterior	SCH-40		SCH-80	
		pulg	mm	Espesor (mm)	Peso (kg/m)
1/4"	13.70	2.24	0.63	3.02	0.80
3/8"	17.10	2.31	0.84	3.20	1.10
1/2"	21.30	2.77	1.27	3.73	1.62
3/4"	26.70	2.87	1.69	3.91	2.20
1"	33.40	3.38	2.50	4.55	3.24
1 1/4"	42.20	3.56	3.39	4.85	4.47
1 1/2"	48.30	3.68	4.05	5.08	5.41
2"	60.30	3.91	5.44	5.54	7.48
2 1/2"	73.00	5.16	8.63	7.01	11.41
3"	88.90	5.49	11.29	7.62	15.27
3 1/2"	101.60	5.74	13.57	8.08	18.63
4"	114.30	6.02	16.08	8.56	22.32
5"	141.30	6.55	21.77	9.53	30.97
6"	168.30	7.11	28.26	10.97	42.56
8"	219.10	8.18	42.55	12.70	64.64
10"	273.00	9.27	60.29	15.09	95.98
12"	323.80	10.31	79.71	17.48	132.05
14"	355.60	11.13	94.55	19.05	158.11
16"	406.40	12.70	123.31	19.05	181.98

Fuente: Yohersa - 2023

- **Etapas 3: Simulación de sistema de enfriamiento**
 - **Simulación de turbina con sistema de enfriamiento implementado**

A continuación, procedemos a hacer la simulación ya con el sistema de enfriamiento definido, que es un enfriador evaporativo de medio húmedo.

Viendo el esquema mostrado en la figura 5.1, el cual muestra los elementos y etapas por las que pasa el aire, desde su temperatura ambiente, que se consideró 27°C, que luego pasa por el enfriador evaporativo, ingresando entonces ya aire frío al compresor, quien luego se mezcla con el combustible presurizado en la cámara de

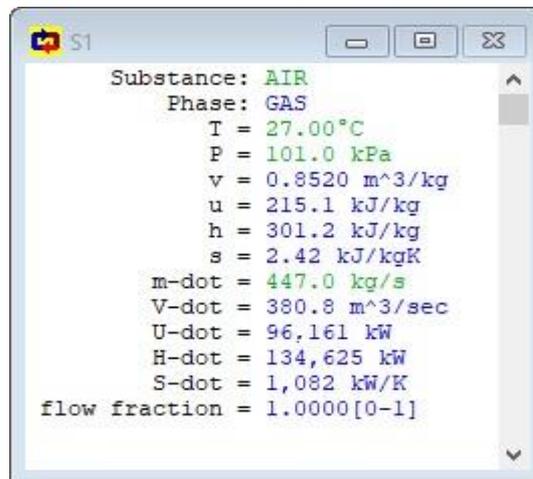
combustión, para finalmente pasar por la turbina, y ya que es una turbina a gas de ciclo simple, los gases calientes son expulsados al exterior.

Entonces tenemos:

Estado 1: Ingreso de aire

Se ingresa como datos, la sustancia, que es el aire, a una temperatura de 27°C y Presión atmosférica de 101kPa, y caudal másico de 447 kg/s, siendo este último, dato brindado por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 4.6 Etapa 1 – Aire de ingreso a enfriador

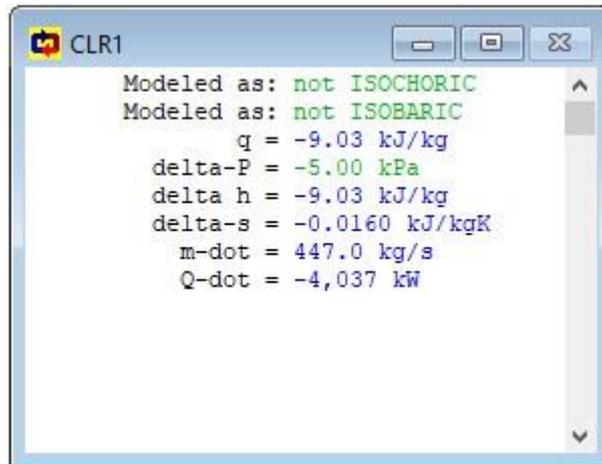


Fuente: Cyclepad - 2023

Enfriador evaporativo:

Para esto consideramos datos reales, como también indicar que es un proceso no Isocórico y no Isobárico. Se ingresa que existe una pérdida de presión de 5kPa.

Gráfico 4.7 Sistema de enfriamiento evaporativo

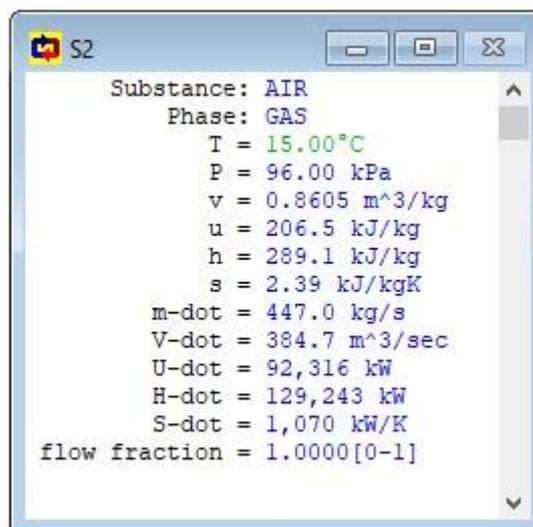


Fuente: Cyclepad - 2023

Estado 2: Aire enfriado

Se ingresa como datos solamente, la temperatura deseada de salida, que es 15°C, la cual es la temperatura de operación ideal según ISO.

Gráfico 4.8 Etapa 2 – Aire enfriado (Salida de enfriador)



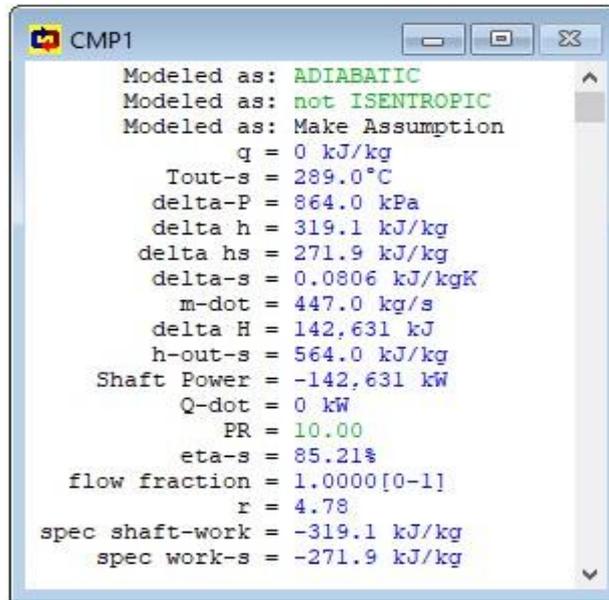
Fuente: Cyclepad - 2023

Compresor:

Para esto consideramos datos reales, como también indicar que es un proceso adiabático y no isoentrópico. Se ingresa solamente la relación de presión que para esta turbina es de 10:1, dato brindado

por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 4.9 Compresor

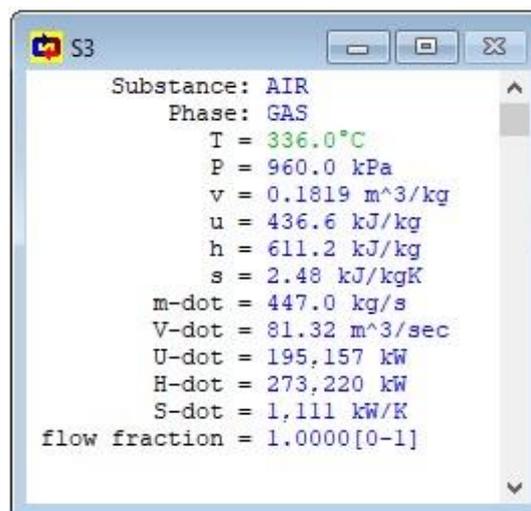


Fuente: Cyclepad - 2023

Estado 3: Aire comprimido

Se ingresa como datos solamente, la temperatura de salida del compresor, que tiene como dato 336°C, dato brindado por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 4.10 Aire comprimido, previo a ingreso a cámara de combustión

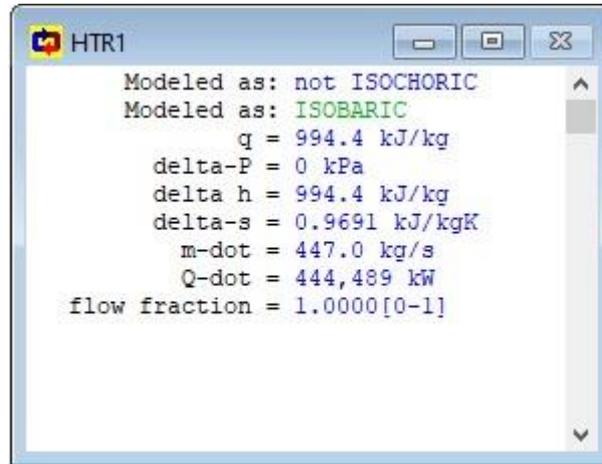


Fuente: Cyclepad - 2023

Cámara de combustión:

Para esto consideramos datos reales, como también indicar que es un proceso no Isocórico e isobárico. Se ingresa solamente esos datos.

Gráfico 4.11 Cámara de combustión

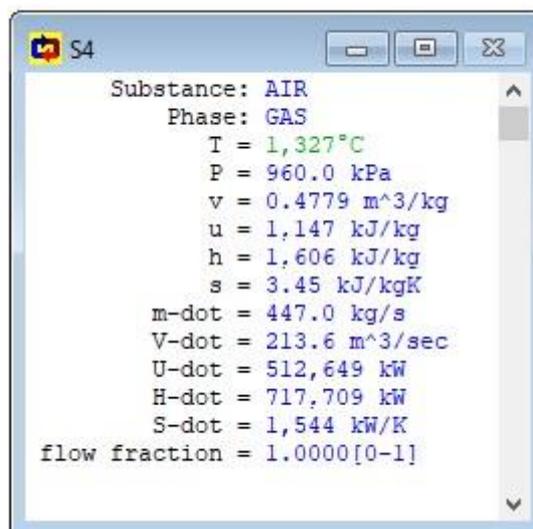


Fuente: Cyclepad - 2023

Estado 4: Gases combustionados

Se ingresa como datos solamente, la temperatura de salida de la cámara de combustión, que tiene como dato 1327°C, dato brindado por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 4.12 Gases de combustión previo ingreso a la turbina

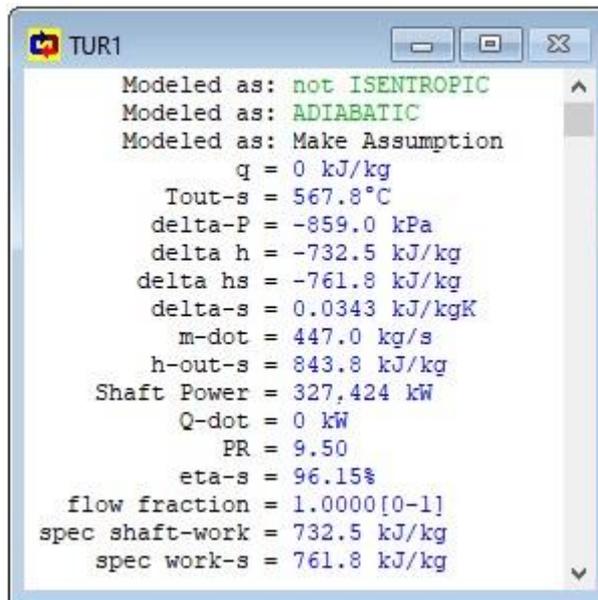


Fuente: Cyclepad - 2023

Turbina:

Para esto consideramos datos reales, como también indicar que es un proceso no Isocórico y adiabático. Se ingresa solamente esos datos.

Gráfico 4.13 Cámara de combustión

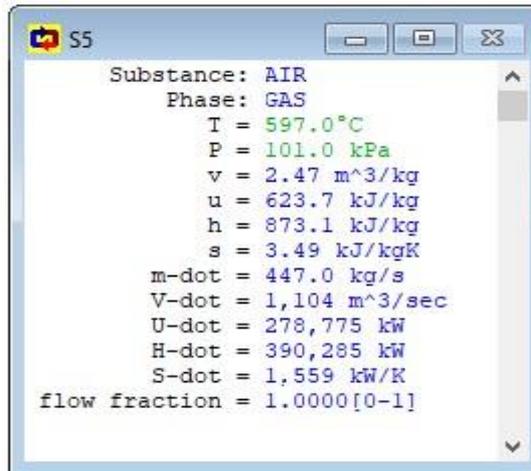


Fuente: Cyclepad - 2023

Estado 5: Gases de escape de turbina

Se ingresa como datos solamente, la temperatura de salida de la turbina, que tiene como dato 597°C y como es expulsado al exterior, la presión será la atmosférica, dato brindado por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 4.14 Gases a la salida de la turbina



Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

4.7 Aspectos éticos en investigación

Gonzales (2002), señala que, el ejercicio de la investigación científica y el uso del conocimiento producido por la ciencia demandan conductas éticas en el investigador. La conducta no ética carece de lugar en la práctica científica. Esta debe ser señalada y erradicada. Aquel investigador que con intereses particulares desprecia la ética en una investigación, corrompe a la ciencia y a sus productos y se corrompe a sí mismo.

El presente trabajo no perjudica a ninguna persona ni entidad, los datos obtenidos son reales y los cálculos que se muestran en este son verídicos, por lo que puede ser base de investigaciones de la misma línea.

V. RESULTADOS

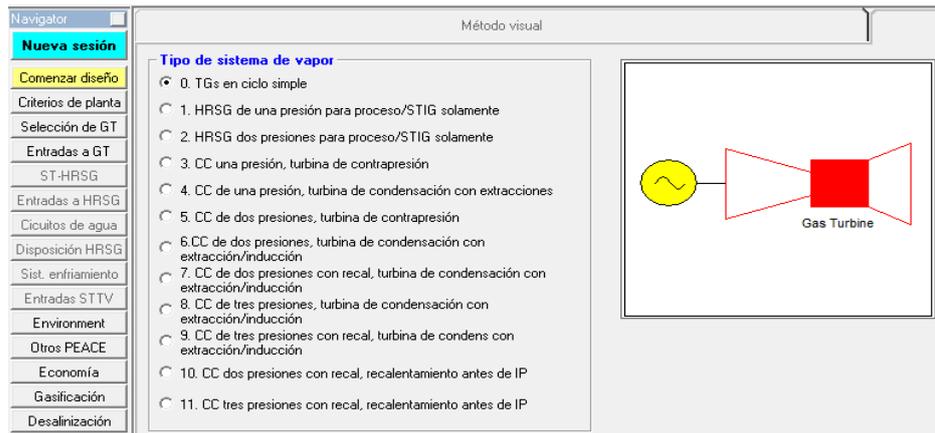
5.1 Resultados Descriptivos

• Hipótesis Específica 1:

El dimensionamiento de un sistema de enfriamiento de aire contribuye al incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo – Moquegua

Para demostrar esta hipótesis, se ingresa los requerimientos que nos solicita el software, luego de seleccionar la turbina a gas, indicaremos que esta turbina trabaja en un ciclo simple, lo cual se muestra en el gráfico 5.1.

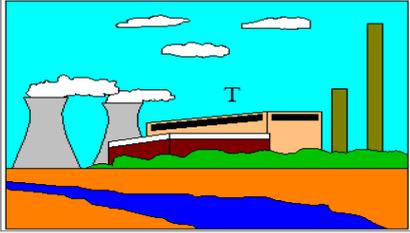
Gráfico 5.1 Selección del tipo de sistema en el que trabajará la turbina a gas



Fuente: Software de simulación GT PRO, 2023

Y a la vez introducimos los parámetros ambientales del sitio.

Gráfico 5.2 Introducción de parámetros ambientales del sitio

Sitio	Opciones de cálculo	Pérdidas cañerías vapor principal
Temperatura ambiente: 27 C Altitud: 30 m Presión ambiente: 1.01 bar Humedad relativa ambiente: 78 % Temperatura bulbo húmedo: 23.97 C Frecuencia de línea: <input type="radio"/> 50 Hz <input checked="" type="radio"/> 60 Hz	<input type="button" value="Mostrar datos clima ASHRAE"/>	Makeup water source pressure: 3.447 bar Temperatura fuente agua de reposición: 15 C Process condensate return pressure: 3.447 bar Temperatura de retorno condensado de proceso: 93.33 C Porcentaje de retorno condensado de proceso: 100 % Process water return pressure: 3.447 bar Temp retorno agua de proceso: 15 C % de retorno agua de proceso: 100 %
		

Fuente: Software de simulación GT PRO, 2023

- **Hipótesis Específica 2:**

La selección del tipo de sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor contribuye al incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.

Por lo descrito ya en los capítulos anteriores, se dan valores reales propios de la turbina y el valor asumido del sistema de enfriamiento por definir.

Figura 5.1 Esquema de Ciclo Brayton en software Cyclepad

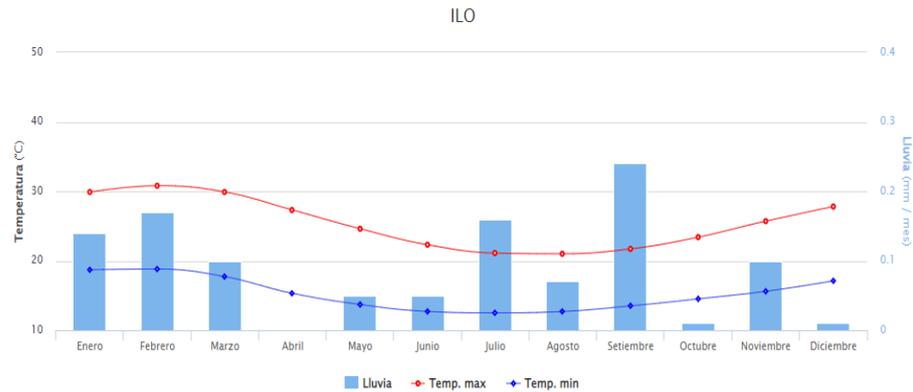


Fuente: Software de ciclos termodinámicos: Cyclepad, 2023

- **Proceso 1: Ingreso del aire a Sistema de enfriamiento**

El aire ingresará a la casa de filtros donde se propone instalar un sistema de enfriamiento, por lo que teniendo datos de temperatura promedio de la ciudad de Ilo, lugar donde se ubica la turbina estudiada.

Gráfico 5.3 Promedio de Temperatura de Ilo, Máximos y mínimos.



Fuente: Herramientas e Información del tiempo y Clima – Senamhi (MINAM, 2020)

Del gráfico 5.3, nos muestra que las temperaturas máximas están en intervalos de 21°C a 31°C, sin embargo, se tomará como temperatura de ensayo el valor de 27°C, que es la temperatura actual promedio, la cual se indica en el sub capítulo anterior.

Por lo tanto, tenemos:

Tabla 5.1 Parámetros y valores en estado 1

Estado 1 (S1)		
T_1	27.0	°C
P_1	101.0	kPa
\dot{m}_a	447.0	kg/s

Fuente: Guía para Operación de TGs General Electric, 2013 y (MINAM, 2020)

- **Proceso 2: Aire enfriado por sistema de enfriamiento ingresando a compresor**

Luego de ingresar el aire a temperatura ambiente (27°C valor promedio asumido) al sistema de enfriamiento, se toma una temperatura de salida ideal de 18°C.

Por lo tanto, mediante el software de simulación GT PRO introduciremos los datos necesarios que nos solicita cada tipo de

sistemas de enfriamiento simulados disponibles, los cuales son:

- f. Enfriador eléctrico de agua
- g. Enfriador eléctrico de aire
- h. Enfriador de absorción de 01 etapa
- i. Enfriador de absorción de 02 etapas
- j. Enfriador de evaporación

Si bien cada sistema de enfriamiento trabaja con distintos parámetros, la temperatura de salida será la misma, pues es esa nuestra temperatura objetivo, que tiene un valor de 15°C.

Se asume también que la pérdida de presión de estos sistemas de enfriamiento es de 5 milibares, y a su vez la casa de filtros ocasiona una pérdida de hasta 5 milibares, por lo que se introducirá en los simuladores una pérdida total de presión de 10 milibares, previo al ingreso del compresor.

Definido lo anterior, procedemos a hacer las simulaciones por cada tipo de sistema de enfriamiento mencionado.

a.- Enfriador eléctrico de agua

Con los datos mencionados anteriormente, lo introducimos al simulador.

Tabla 5.2 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de agua

DATOS		
Caída de temperatura	12	°C
Caída de presión	5	mbar
COP de diseño	0.7	kW/ton
Aproximación aire a agua enfriada	10	°C

Caída de presión-tuberías de agua	0.7	bar
Caída de presión-serpentes de diseño	0.8	bar
Número de enfriadores	1	und
Capacidad de enfriador	7033	kW

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

Los datos mostrados en la tabla 5.2 se introducen en la ventana del simulador, que se muestra a continuación en la gráfica 5.4.

Gráfica 5.4 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de agua

Fuente: Software de simulación GT PRO, 2023

Lo cual la simulación nos proporciona los siguientes valores como resultados:

Tabla 5.3 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de
Enfriador eléctrico de agua

RESULTADOS

Potencia neta de TG	173,355.37	kW
Rendimiento de TG	36.71	%
Potencia eléctrica de enfriamiento	7606.52	kW
Potencia térmica extraída	11,421.20	TON
COP	0.666	kW/ton

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

b.- Enfriador eléctrico de aire

Con los datos mencionados, lo introducimos al simulador.

Tabla 5.4 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire

DATOS

Caída de temperatura	12	°C
Caída de presión	5	mbar
COP de diseño	0.7	kW/ton
Aproximación aire a agua enfriada	10	°C
Caída de presión-tuberías de agua	0.7	bar
Caída de presión-serpentines de diseño	0.8	bar
Número de enfriadores	1	und
Capacidad de enfriador	7033	kW

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

Los datos mostrados en la tabla 5.4 se introducen en la ventana del simulador, que se muestra a continuación en la gráfica 5.5.

Gráfica 5.5 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de aire

The screenshot shows the 'Enfriador' (Chiller) configuration window in the GT PRO software. The window is divided into several sections:

- Entradas ppales turbina de gas**: Tab selected.
- Calentar y enfriar entrada**: Main title.
- Ajustes del modelo**: Tab.
- Enfriador**: Section header.
- Opciones del enfriador**: Dropdown menu set to 'Air-cooled electric chiller'.
- Balance de calor actual**:
 - Caida temperatura aire entrada: 12 C
 - Caida de presión aire entrada: 5 millibar
- Criterio de dimensionamiento**:
 - Usar datos balance calor actual (selected)
 - Dimensionamiento por usuario
 - Capacidad placa enfriador relativa caudal nomin aire de GT: 38.76 kW / kg/s
 - Número mínimo de enfriadores por GT: 2
 - Máxima capacidad de placa de unidad de enfriamiento: 7000 kW
- Configuración de enfriamiento**: Dropdown menu set to 'Air-cooled'.
- Calentador**: Tab.
- Detalle bomba agua enfriada**: Button.
- Especificación enfriador**:
 - COP de placa: 5.024
 - Enfriador eléctrico enfriado agua: 7 kW/ton
 - Enfriador eléctrico enfriado aire: 3.517 kW/ton
 - Enfriador absorción una etapa enfriado con agua: 0.67
 - Enfriador absorción dos etapas enfriado con agua: 1.1
 - Aproxim aire a agua enfriada: 10 C
 - Rango de agua enfriada: 7.222 C
 - Aprox. agua enfria. a bulbo húmedo: 8.333 C
 - DP tubo lado agua @ caudal diseño: 0.7 bar
 - DP tubo agua fría @ caudal diseño: 0.8 bar
 - Cooling water DT / Condenser CW DT: 1

Fuente: Software de simulación GT PRO, 2023

Lo cual la simulación nos proporciona los siguientes valores como resultados:

Tabla 5.5 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire

RESULTADOS		
Potencia neta de TG	172,355.37	kW
Rendimiento de TG	36.71	%
Potencia eléctrica de enfriamiento	18,562.22	kW
Potencia térmica extraída	11,975.63	TON
COP	1.55	kW/ton

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

c.- Enfriador de absorción de 01 etapa

Con los datos mencionados, lo introducimos al simulador.

Tabla 5.6 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador

eléctrico de aire

DATOS

Caída de temperatura	12	°C
Caída de presión	5	mbar
COP de diseño	0.7	kW/ton
Aproximación aire a agua enfriada	10	°C
Caída de presión-tuberías de agua	0.7	bar
Caída de presión-serpentines de diseño	0.8	bar
Número de enfriadores	2	und
Capacidad de enfriador	7500	kW

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

Los datos mostrados en la tabla 5.6 se introducen en la ventana del simulador, que se muestra a continuación en la gráfica 5.6.

Gráfica 5.6 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de aire

Fuente: Software de simulación GT PRO, 2023

La simulación proporciona los siguientes valores como resultados:

Tabla 5.7 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de
Enfriador eléctrico de aire

RESULTADOS		
Potencia neta de TG	174,522.45	kW
Rendimiento de TG	36.71	%
Potencia eléctrica de enfriamiento	18,562.22	kW
Potencia térmica extraída	11,975.63	TON
COP	1.55	kW/ton

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

d.- Enfriador de absorción de 02 etapas

Con los datos mencionados, lo introducimos al simulador.

Tabla 5.8 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador
eléctrico de aire

DATOS		
Caída de temperatura	12	°C
Caída de presión	5	mbar
COP de diseño	0.7	kW/ton
Aproximación aire a agua enfriada	10	°C
Caída de presión-tuberías de agua	0.7	bar
Caída de presión-serpentines de diseño	0.8	bar
Número de enfriadores	2	und
Capacidad de enfriador	7500	kW

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

Los datos mostrados en la tabla 5.8 se introducen en la ventana del simulador, que se muestra a continuación en la gráfica 5.7.

Gráfica 5.7 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de aire

Fuente: Software de simulación GT PRO, 2023

Lo cual la simulación nos proporciona los siguientes valores como resultados:

Tabla 5.9 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de
Enfriador eléctrico de aire

RESULTADOS

Potencia neta de TG	170,213.32	kW
Rendimiento de TG	36.71	%
Potencia eléctrica de enfriamiento	41,997.22	kW
Potencia térmica extraída	28,963.60	TON
COP	1.45	kW/ton

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

e.- Enfriador de evaporación

Con los datos mencionados, lo introducimos al simulador.

Tabla 5.10 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de Enfriador eléctrico de aire

DATOS		
Caída de temperatura	12	°C
Caída de presión	5	mbar
COP de diseño	1.1	kW/ton
Aproximación aire a agua enfriada	10	°C
Caída de presión-tuberías de agua	0.7	bar
Caída de presión-serpentes de diseño	0.8	bar
Número de enfriadores	2	und
Capacidad de enfriador	7500	kW

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

Los datos mostrados en la tabla 5.10 se introducen en la ventana del simulador, que se muestra a continuación en la gráfica 5.8.

Gráfica 5.8 Ventana ingreso de datos – Sistema de enfriamiento eléctrico de aire

Fuente: Software de simulación GT PRO, 2023

Lo cual la simulación nos proporciona los siguientes valores como resultados:

Tabla 5.11 Datos para simulación de Sistema de enfriamiento de
Enfriador eléctrico de aire

RESULTADOS		
Potencia neta de TG	174,155.02	kW
Rendimiento de TG	36.71	%
Potencia eléctrica de enfriamiento	41997.00	kW
Potencia térmica extraída	28963.45	TON
COP	1.45	kW/ton

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

❖ Comparación de resultados

Con los resultados obtenidos por cada sistema de enfriamiento simulado en nuestra turbina, mostramos la tabla 5.12, que reflejará el sistema más óptimo para nuestra turbina.

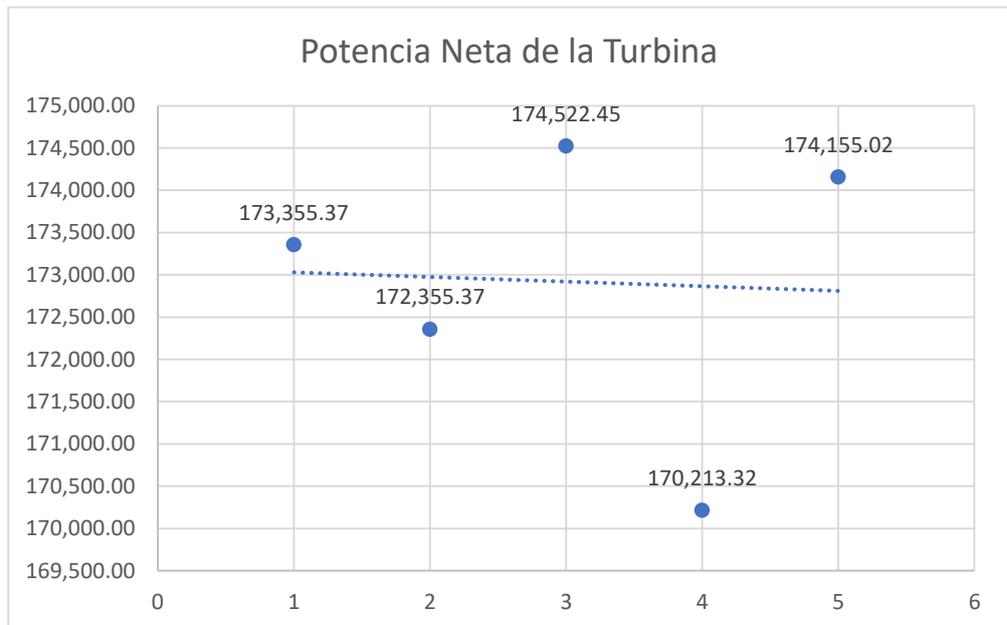
Tabla 5.12 Potencia Neta de TG por cada Sistema de enfriamiento simulado

Sistema de enfriamiento	Potencia Neta de la TG [kW]
Enfriador eléctrico de agua	173,355.37
Enfriador eléctrico de aire	172,355.37
Enfriador de absorción de 01 etapa	174,522.45
Enfriador de absorción de 02 etapas	170,213.32
Enfriador de evaporación	174,155.02

Fuente: Simulador GT PRO, 2023

Notamos de la tabla 5.12, que los sistemas de enfriamiento más óptimos resultaron ser el enfriador de evaporación y el enfriador de absorción de 01 etapa, con 174,155.02 kW y 174,522.45 kW respectivamente.

Gráfico 5.9 Potencia Neta de turbinas con diferentes sistemas de enfriamiento simulados



Fuente: Simulador GT PRO, 2023

Ahora, definiremos brevemente cada sistema de enfriamiento más óptimo descrito, para así lograr optar por uno de estos dos, pues son sistemas con diferentes tipos de elementos y operación, un más compleja que la otra.

➤ **Sistema de refrigeración por absorción**

Este sistema es un medio de producir frío que, al igual que en el sistema de refrigeración por compresión, aprovecha que ciertas sustancias absorben calor al cambiar de estado líquido a gaseoso.

Generalmente utilizan amoníaco, debido a su elevado calor latente de vaporización y debido a su gran solubilidad en el agua, que disuelve aproximadamente 900 volúmenes de él a 0°C (Aguilar, 1992).

La refrigeración por absorción se ha comprobado como una excelente alternativa a las enfriadoras de compresor en situaciones donde la energía es poco confiable, inaccesible o costosa, donde se cuenta con calor residual disponible, o cuando las restricciones de ruido hacen que las enfriadoras de compresor sean ineficaces.

Partes del Ciclo de Refrigeración por Absorción

Generador: En esta etapa, se utiliza una fuente de calor para generar vapor de amoníaco a partir de una solución concentrada de amoníaco. Antes de ingresar al condensador, el vapor de amoníaco pasa por un rectificador para deshidratarse.

Condensador: El amoníaco deshidratado y a alta presión entra en el condensador, donde se enfría y se condensa. Durante este proceso, se elimina calor y se reduce ligeramente la presión, preparando así al amoníaco para pasar al elemento expansor.

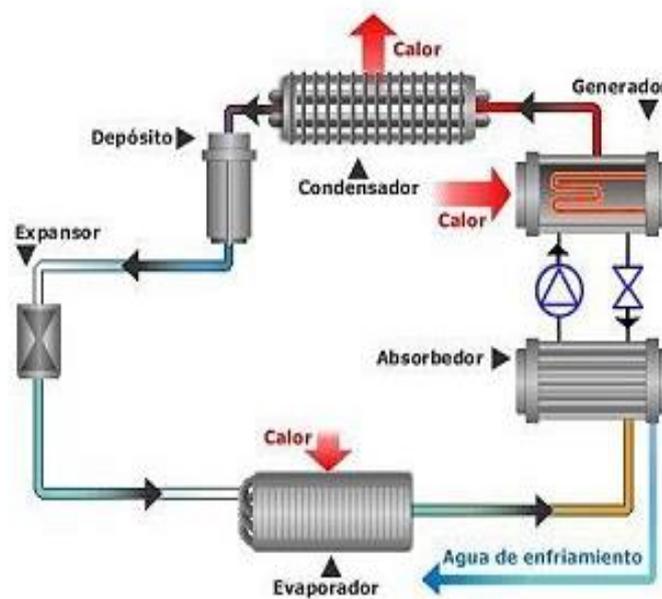
Válvula de Expansión: Después de enfriarse, el amoníaco pasa a través de una válvula de mariposa o de expansión, donde se reduce tanto la presión como la temperatura. Los nuevos valores deben ser inferiores a los que mantiene el evaporador, que es la siguiente etapa

del ciclo. A partir de este punto, comienza la fase fría del ciclo.

Evaporador: Ahora se presenta el evaporador, que es básicamente el espacio refrigerado frío. El amoníaco enfriado ingresa al evaporador, absorbe calor y luego sale como vapor de amoníaco saturado. Es en esta etapa donde se aprovechan las propiedades refrigerantes del ciclo. Aquí se puede utilizar para enfriar aire o agua, siendo esta última la opción más común.

Absorbedor: Cuando el vapor ingresa al absorbedor, se expone a una pulverización de una solución débil de amoníaco-agua. Esta solución débil se convierte en una solución concentrada. Mediante una bomba, la nueva solución se dirige de nuevo al generador a través del regenerador o intercambiador de calor. Al llegar al generador, la solución ya ha alcanzado la presión necesaria. El proceso se reinicia nuevamente.

Figura 5.2 Esquema de Sistema de enfriamiento por absorción



Fuente: Web: Aire acondicionado total (2021)

➤ Sistema de refrigeración por evaporación

Este es el sistema de refrigeración del aire de admisión en turbinas de gas que primero se desarrolló. Dicho sistema consiste en poner en contacto la corriente de aire que se quiere enfriar con una corriente de agua. El aire, que está a una temperatura superior a la del agua, evapora parte de ésta, y al hacerlo, cede calor al agua. Como consecuencia, la temperatura de bulbo seco del aire disminuye. Por tanto, el calor sensible de la corriente de aire ha disminuido (Fernandez, 2016).

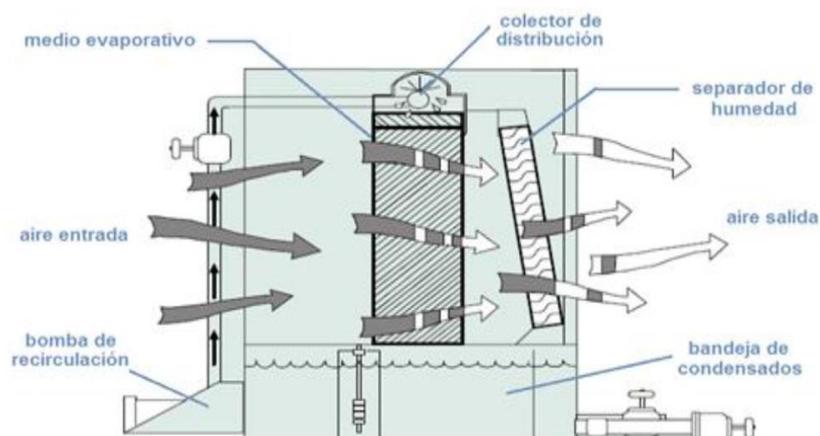
Partes del Ciclo de Refrigeración por Absorción

Bandeja de condensados: Depósito de recolección del agua pulverizada que absorbió el calor del aire caliente.

Bomba de recirculación: Bomba de agua, que succiona el agua a baja temperatura de la bandeja de condensados hacia un colector de distribución, o también llamado manifold.

Colector de distribución: Generalmente está conformada por una tubería con perforaciones que distribuye uniformemente el fluido refrigerante, en este caso agua a baja temperatura.

Figura 5.3 Esquema de Sistema de enfriamiento por evaporación



Fuente: Poku y otros – 2016

➤ **Comparación de sistemas de enfriamiento**

A continuación, se expondrá las ventajas y desventajas que tiene cada sistema de enfriamiento.

Tabla 5.13 Ventajas y Desventajas de los sistemas de evaporación y por absorción

Sistema de Enfriamiento	Ventajas	Desventajas
Evaporativo	<ul style="list-style-type: none"> - No ocupa mucho volumen - Agua como refrigerante - Solo consume energía mediante la bomba - Tiene pocos elementos - Operación - Costos de mantenimiento reducido - Costo de implementación y operación reducido 	<ul style="list-style-type: none"> - Temperatura de salida limitada - Aumenta la humedad del aire enfriado - Sistema de media eficiencia - Tratamiento de agua de circulación - Ocupa mucho volumen - Amoníaco como refrigerante
Absorción de (01) etapa	<ul style="list-style-type: none"> - Temperatura de salida óptima - Tiempo de vida útil de 15 años - Sistema de alta eficiencia 	<ul style="list-style-type: none"> - Consume mucha energía - Costos de mantenimiento elevado - Costos de implementación y operación elevados

Fuente: Luba - 2012

Tabla 5.14 Costos referenciales de sistemas de enfriamiento

Sistema de Enfriamiento	Implementación		Mantenimiento
	\$ 5,250	Elementos del sistema	
Evaporativo	\$ 2,100	Instalación	\$ 1350 / TRIMESTRE
	\$ 7,350	TOTAL	
	\$ 24,200	Equipo Integrado	
Absorción de (01) etapa	\$ 3,500	Instalación	\$3850 / TRIMESTRE
	\$ 27,700	TOTAL	

Fuente: Twenergy y Porinox - 2012

Por lo expuesto en la tabla 5.13 y tabla 5.14, se opta por el sistema de enfriamiento de evaporación, resaltando que este sistema es de medio húmedo, siendo el agua como refrigerante quien aporta humedad y absorbe el calor del aire de entrada al compresor.

Hipótesis Específica 3:

- La simulación de un sistema de enfriamiento de aire valida el incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo – Moquegua.

Simulador de turbina con enfriador evaporativo

A continuación, procedemos a hacer la simulación ya con el sistema de enfriamiento definido, que es un enfriador evaporativo de medio

húmedo.

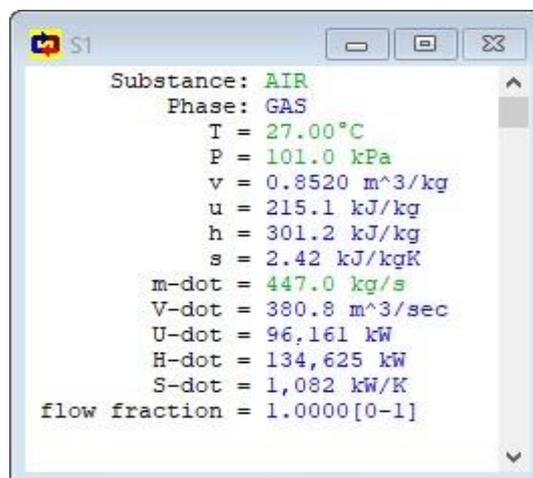
Viendo el esquema mostrado en la figura 5.1, el cual muestra los elementos y etapas por las que pasa el aire, desde su temperatura ambiente, que se consideró 27°C, que luego pasa por el enfriador evaporativo, ingresando entonces ya aire frío al compresor, quien luego se mezcla con el combustible presurizado en la cámara de combustión, para finalmente pasar por la turbina, y ya que es una turbina a gas de ciclo simple, los gases calientes son expulsados al exterior.

Entonces tenemos:

Estado 1:

Se ingresa como datos, la sustancia, que es el aire, a una temperatura de 27°C y Presión atmosférica de 101kPa, y caudal másico de 447 kg/s, siendo este último, dato brindado por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 5.10 Etapa 1 – Aire de ingreso a enfriador

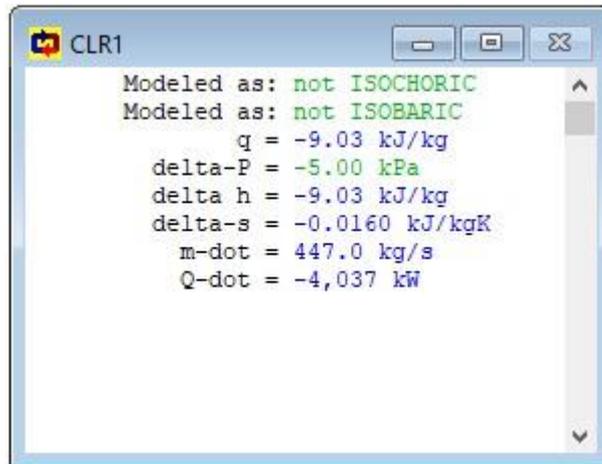


Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Enfriador evaporativo:

Para esto consideramos datos reales, como también indicar que es un proceso no Isocórico y no Isobárico. Se ingresa que existe una pérdida de presión de 5kPa.

Gráfico 5.11 Sistema de enfriamiento evaporativo

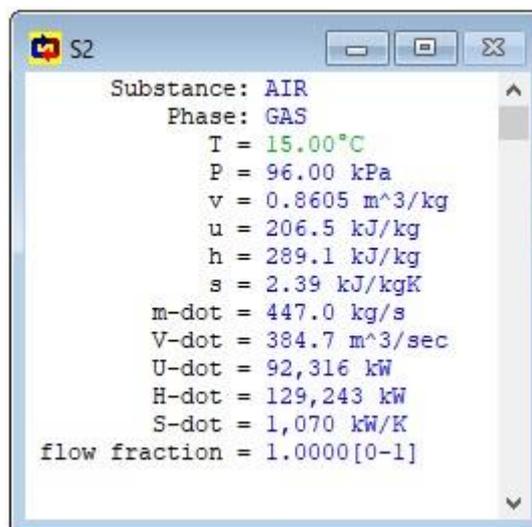


Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Estado 2:

Se ingresa como datos solamente, la temperatura deseada de salida, que es 15°C, la cual es la temperatura de operación ideal según ISO.

Gráfico 5.12 Etapa 2 – Aire enfriado (Salida de enfriador)



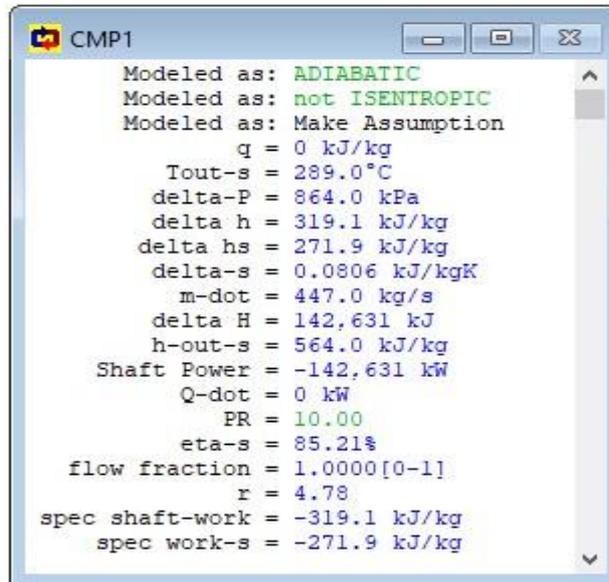
Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Compresor:

Para esto consideramos datos reales, como también indicar que es un proceso adiabático y no isoentrópico. Se ingresa solamente la relación de presión que para esta turbina es de 10:1, dato brindado

por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 5.13 Compresor

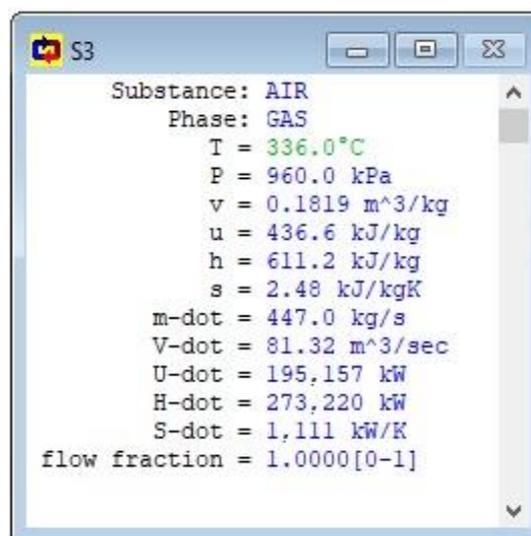


Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Estado 3:

Se ingresa como datos solamente, la temperatura de salida del compresor, que tiene como dato 336°C, dato brindado por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 5.14 Aire comprimido, previo a ingreso a cámara de combustión

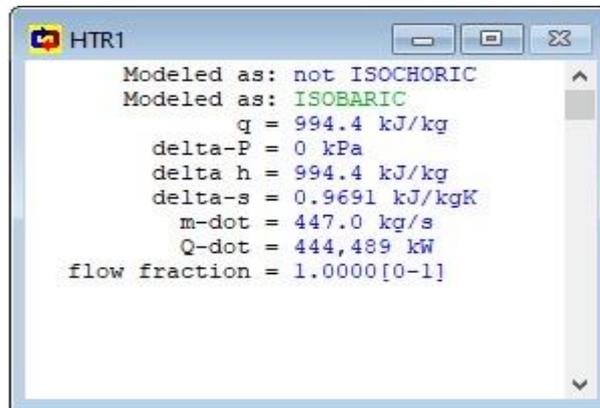


Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Cámara de combustión:

Para esto consideramos datos reales, como también indicar que es un proceso no Isocórico e isobárico. Se ingresa solamente esos datos.

Gráfico 5.15 Cámara de combustión

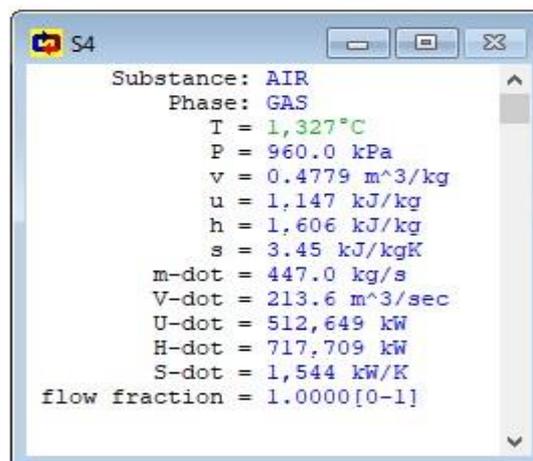


Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Etapa 4:

Se ingresa como datos solamente, la temperatura de salida de la cámara de combustión, que tiene como dato 1327°C, dato brindado por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 5.16 Gases de combustión previo ingreso a la turbina



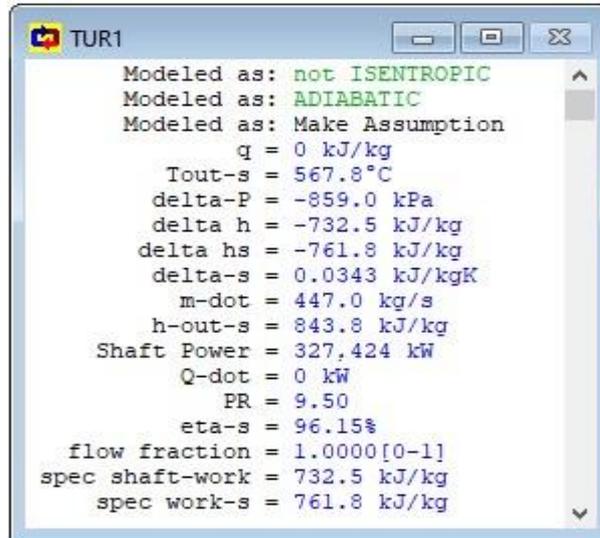
Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Turbina:

Para esto consideramos datos reales, como también indicar que es

un proceso no Isocórico y adiabático. Se ingresa solamente esos datos.

Gráfico 5.17 Cámara de combustión

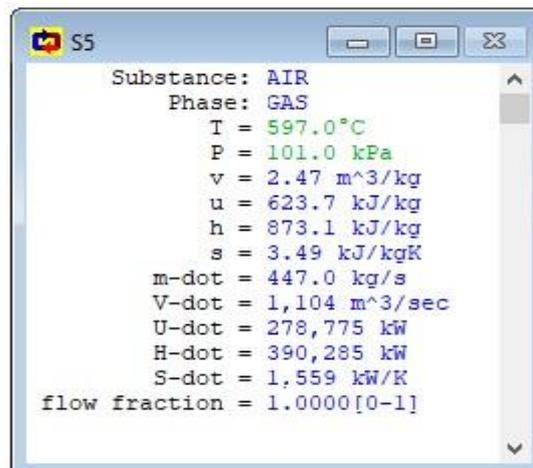


Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Etapa 5:

Se ingresa como datos solamente, la temperatura de salida de la turbina, que tiene como dato 597°C y como es expulsado al exterior, la presión será la atmosférica, dato brindado por la ficha técnica de la turbina.

Gráfico 5.18 Gases a la salida de la turbina

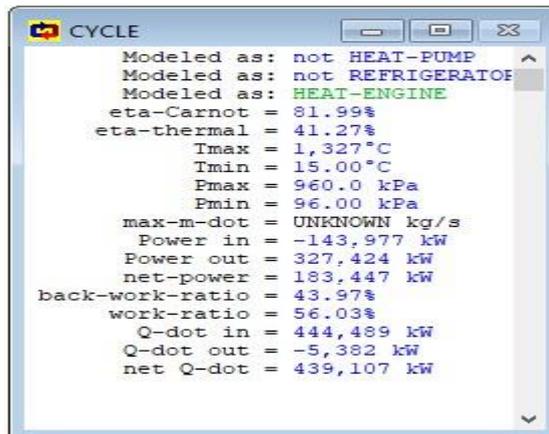


Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Potencia Generada:

Con todo lo ingresado en las ventanas de cada elemento y etapa, tenemos el siguiente gráfico que nos da la potencia generada.

Gráfico 5.19 Resultados de Potencia Generada



Fuente: Simulador termodinámico Cyclepad, 2023

Entonces, mediante el gráfico 5.19, vemos datos productos de la simulación que se realizó, nos da una potencia generada de 183.447 kW, de lo simulado en el sub capítulo 5.1.2, donde el resultado de la simulación fue de 174,155 kW. La explicación del porque esta última simulación nos da una mayor potencia, esto se debe a que la última simulación no contempla la potencia consumida por sistemas auxiliares, es decir, no está teniendo en cuenta los sistemas que dan balance y funcionamiento a la turbina a gas.

Llamaremos a la potencia generada de la última simulación como PG_2 y la primera potencia simulada como PG_1 y a la potencia de sistemas auxiliares como P_{BOP} , con esto podemos definir:

$$\begin{aligned} \text{Potencia simulada} &= PG_2 - P_{BOP} \\ &= 183,447 \text{ kW} - 9500 \text{ kW} = 173,947 \text{ kW} \end{aligned}$$

Esta potencia simulada, es similar a la primera simulación de promedio 174,000 kW.

VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

6.1 Contrastación y demostración de la hipótesis con los resultados.

- **Con referencia a la hipótesis general**

Se planteó que: “Si se diseña un sistema de enfriamiento para el aire de ingreso al compresor incrementará la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica”. Se logró comprobar que el diseño del sistema de enfriamiento de aire, se tuvo que simular los diferentes tipos de sistemas de enfriamiento como lo son, enfriadores eléctricos por agua y por aire, enfriadores de absorción de (01) etapa y de (02) etapas, así como también un enfriador de medio evaporativo, para así llegar a las condiciones de temperatura de ingreso al compresor de 18°C de temperatura y 60% de humedad de acuerdo al estándar ISO de parámetros ideales para operación de una turbina a gas. Además de ello se realizó el cálculo de la cantidad de aire exterior que, por consiguiente, influye en la carga térmica debido a que genera una carga adicional por tener parámetros a condiciones ambientales. Es por ello que con la carta psicrométrica se realiza el cálculo de la verdadera capacidad de enfriamiento del sistema de enfriamiento al realizar el análisis de mezcla entre el retorno de aire interior y exterior.

Con los valores obtenidos de la simulación de la capacidad de los equipos de refrigeración de 170 TON, se procedió a realizar la selección del sistema de enfriamiento adecuado, evaluando los costos y beneficios que cada sistema implica.

Por lo que la hipótesis planteada es aceptada.

- **Con referencia a las hipótesis específicas**

- H1: El dimensionamiento de un sistema de enfriamiento de aire contribuye al incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo – Moquegua. Se comprobó que, dimensionando un sistema de enfriamiento del aire a la entrada del compresor, este contribuye

en el incremento de la potencia que es generada en la turbina a gas, pues el aumento de la densidad del aire conduce a un aumento de la producción de la turbina a gas, ya que la temperatura ambiente influye en la densidad del aire.

Por lo que la hipótesis planteada es aceptada

- H2: La selección del tipo de sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor contribuye al incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua. Se pudo comprobar que la selección del sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor contribuye al incremento de la potencia que es generada por la turbina, pues se seleccionó el sistema de enfriamiento adecuado, con el criterio de mayor producción energética y menor costo de adquisición, instalación y mantenimiento.

Por lo que la hipótesis planteada es aceptada.

- H3: La simulación un sistema de enfriamiento de aire para validar el incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo – Moquegua. Se comprobó que la simulación con el sistema de enfriamiento seleccionado previamente seleccionado, valida el incremento de la potencia generada por la turbina a gas, pues en esta segunda simulación ya nos da como resultado un valor de la potencia más exacto considerando las potencias consumidas por sistemas auxiliares que forman parte de la planta generadora.

Por lo que la hipótesis planteada es aceptable.

6.2 Contrastación de los resultados con otros estudios similares.

- **En el área internacional**

Esta investigación concuerda con lo mencionado por POKU y otros (2016) en su artículo de investigación titulado “Análisis termo económico del enfriamiento evaporativo en una planta turbina a gas en el delta del Níger, Nigeria”, pues estudia una turbina a gas instalada en un país africano que

durante todo el año tiene temperaturas elevadas, Por lo que evalúa la implantación de los diferentes sistemas de enfriamiento posibles a instalar, es más no solo opta por un solo sistema, sino dos sistemas en serie, haciendo un sistema híbrido obteniendo mayor efectividad en el enfriamiento de aire al ingreso del compresor.

Finalmente, Poku, opta por la implementación de sistema de enfriamiento por absorción de 01 etapa, su elección se debe a que obtiene mejores resultados en la diferencia de temperaturas entre aire de ingreso y salida, y por el volumen disponible para este sistema.

- **En el área nacional**

Gordillo (2019), en su tesis doctoral “Análisis termodinámico de una central termoeléctrica de ciclo combinado a gas-vapor con el programa EES” muestra que las variables que más influyen en las eficiencias son: la relación de presiones en el ciclo a gas, la presión de ingreso del vapor en la turbina a vapor, la humedad a la salida de la turbina de vapor, la temperatura máxima del ciclo a gas. Esta investigación se enfoca parcialmente entonces al tratamiento del aire que ingresa al compresor debido a que si este sufre calentamiento el trabajo realizado por el compresor aumentará y hará que la potencia neta se vea afectada.

Finalmente, Gordillo, hace un análisis termo económico concluyendo que la implantación de un sistema de enfriamiento del aire al ingreso del compresor es factible no solo en maximización de la potencia generada sino en posibles reducciones de mantenimientos a los primeros álabes del compresor.

VII. CONCLUSIONES

- El dimensionamiento del sistema de enfriamiento permitió determinar la temperatura adecuada y la humedad con los valores de 15°C y HR 60%, respectivamente, lo que permitió contribuir de manera significativa al incremento de la potencia neta de la turbina a gas, estos resultados fueron simulados con un software de alta confiabilidad, por lo que nos permitió realizar la elección de un sistema de enfriamiento y así poder hacer los cálculos correspondientes según los equipos y accesorios que contenga el sistema de enfriamiento.
- El sistema de enfriamiento de aire al ingreso del compresor seleccionado fue el sistema de enfriamiento evaporativo, dado que tiene menor costo de instalación, operación y mantenimiento, el cual contribuye de forma eficiente al incremento de la potencia neta generada por la turbina. Esta elección se hizo mediante una comparativa entre 05 sistema de enfriamiento diferentes los cuales son los apropiados para este tipo de turbinas a gas.
- En el gráfico 5.19 que muestra nuestro simulador, nos muestra que la temperatura reducida, con nuestro sistema de enfriamiento por evaporación, de hasta 15°C, este sistema de enfriamiento de aire por evaporación hizo incrementar la potencia de salida, POWER_OUT, que es la potencia bruta hasta en un valor de 183,447 kW

VIII. RECOMENDACIONES

- Para realizar el diseño de un sistema de enfriamiento para acondicionar a la temperatura ideal de operación en una turbina a gas, se recomienda recopilar información, data meteorológica y pronósticos y/o evaluar el impacto de proyectos que influyan o afecten el entorno ambiental en la cual estén instalados las turbinas a gas.
- Para la elección de un sistema de enfriamiento, se recomienda tener en cuenta los costos de implantación, mantenimientos y operativos que este tendrá, así como también el volumen que ocupará y si este volumen es de libre acceso, y sin contaminantes o factores que afecten al sistema.
- Para la simulación de un sistema por implementar, deberá ser de alta confiabilidad y autorizada, esto para tener mayor credibilidad en los cálculos predictivos pues dependen de estos resultados la selección del sistema y de sus componentes.

IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AAT. 2021. Aire Acondicionado Total. [En línea] Abril de 2021. <https://aireacondicionadototal.com/sistemas-de-refrigeracion-por-absorcion/>.
- Abregu, Jim. 2021. *Modificación del sistema de enfriamiento de un generador de 10 MVA para la disminución de la temperatura de la Fase C del Estator*. Universidad Nacional del Centro del Perú. Huancayo : s.n., 2021. Tesis de Maestría en Ingeniería Mecánica.
- Aguilar, Guillermo. 1992. *Refrigeración elemental práctica*. México D.F. : Publímex, 1992. 968-422-111-8.
- Amrandado, Felipe. 2021. *Fundamentos de refrigeración* . Sevilla : s.n., 2021.
- Análisis paramétrico del costo exergético del residuo de una turbina de gas*. Torres, Edgar, y otros. 2015. 2631-2948, Cuenca : Revista de la Facultad de Ciencias Químicas, 2015, Vol. 10, págs. 29-41. 1390-1869.
- Anaya, Miguel Ángel. 2022. *Diseño e Implementación de un sistema de climatización automatizado en un centro de transformación eléctrica, en la localidad de Lima Perú*. Lima, Universidad Tecnológica del Perú. Lima : s.n., 2022. págs. 67-70, Tesis para optar el Grado de Ingeniero Mecánico.
- Barreto, Deibys. 2018. *Investigación del rango óptimo enfriamiento del aire a la entrada de plantas de potencia con turbinas a gas y ciclo STIG*. Cartagena: Universidad Tecnológica de Bolívar : s.n., 2018. pág. 18, Tesis Master en Ingeniería.
- Bernal, C. 2010. *Metodología de la Investigación*. Colombia : Pearson, 2010. 978-958-699-128-5.
- Bonyasri, M., y otros. 2017. *Aumento de la eficiencia de un generador termoeléctrico mediante un sistema de refrigeración por evaporación*. s.l. : Journal of Electronic Materials, 2017. 3043-3048.
- Boyce, Meherwan P. 2002. *Manual de Ingeniería de Turbinas a Gas*. Houston : Butterworth-Heinemann, 2002. 0-88415-732-6.
- Budynas, Richard G. y Keith Nisbett, J. 2012. *Diseño en ingeniería mecánica de*

Shigley. México D.F. : McGraw Hill, 2012. 978-60715-0771-6.

Cabrera, Franklin Alberto y Tigre, Edison Mauricio. 2016. *Diseño y construcción de los sistemas de refrigeración de un vehículo formula SAE eléctrico*. Cuenca : UPS-Sede Cuenca, 2016. pág. 87.

Cengel. 2009. *Termodinámica*. s.l. : Mc Graw Hill, 2009. pág. 2.

Cengel, Yunus A. y Boles, Michael A. 2015. *TERMODINÁMICA*. México D.F. : Mc Graw Hill, 2015. 978-607-15-1281-9.

COES. 2021. PORTAL COES. [En línea] 2021. https://www.coes.org.pe/portal/browser/download?url=Publicaciones%2FEstadisticas%20Anuales%2F2021%2FExcel%2FCap%C3%ADtulo%2001_Estad%C3%ADstica%20Relevante%20del%20SEIN.xlsx.

Cruz, Pedro. 2015. *El análisis exergético: Herramienta de evaluación de procesos*. Madrid : Madrid Blogs, 2015.

Cyclepad. 2023. *Simulador Termodinámico*. 2023.

Dirección de Políticas y programas de CTI. 2020. *Guía práctica para la formulación y ejecución de proyectos de investigación y desarrollo*. Lima : CONCYTEC, 2020.

Espinoza, Ciro. 2014. *Metodología de la investigación*. Huancayo : s.n., 2014. 978-612-00-1667-1.

Fernandez, Francisco. 2016. *Sistemas de tratamiento de admisión de las turbinas de gas*. Sevilla : idUS, 2016.

Fernández, Pedro. 2017. *Turbinas de gas*. *Turbinas de gas*. Cantabria : Universidad de Cantabria, 2017.

Forero, Daniel. 2017. *Balance de exergía aplicado a un ciclo de potencia de turbina a gas en un ciclo Brayton modificado y análisis termodinámico del sistema de enfriamiento de aire a la entrada del ciclo para maximizar la potencia de salida*. BOGOTÁ : UNIANDES, 2017. pág. 108, Tesis de Grado - Maestría.

García, Santiago. 2021. *Optimización de turbinas a gas*. [En línea] 2021.

<https://cicloscombinados.com/index.php/articulos/articulos-avanzados/turbinas-de-gas/turbinas-de-gas>.

GE Energy. 2005. *Operation and Maintenance Recommendations for Media Type Gas Turbine Inlet Air Evaporative Coolers*. 2005.

General-Electric}. 2013. *Guía para operación de turbinas a gas*. Oklahoma : GE, 2013.

Gil, Gregorio. 2016. *Turbinas y compresores de gas*. Barcelona : MARCOMBO, 2016. 978-84-267-1895-2.

Gonzales, Manuel. 2002. *Aspectos éticos de la investigación cualitativa*. Madrid : Redalyc, 2002. págs. 85-103. 1681-5653.

Goñi, Arturo, Linares, José y Ceballos, Carlos. 2011. *Enfriamiento de aire de entrada a turbina para ciclos combinados*. Bilbao : Anales de Mecánica y Electricidad, 2011. ISSN 0003-2506.

Gordillo, Carlos Alberto. 2019. *Análisis termodinámico de una central termoeléctrica de ciclo combinado a gas-vapor con el programa EES*. Arequipa : s.n., 2019.

Herrera, Andrés Felipe. 2020. *Diseño de un sistema de refrigeración para un motor de combustión interna*. Medellín : Universidad de Antioquía, 2020.

Johnson, R.S. 1988. *The theory and operation of evaporative coolers for industrial gas turbine installations*. *Journal of engineering for gas turbines and power*. s.l. : Office of Scientific and Technical Information, 1988.

Luba, Fred. 2012. *La industria frigorífica: Producción y aplicaciones del frío artificial*. Barcelona : Editorial Ossó, 2012.

MINAM. 2020. Senamhi. *Herramientas/Información del tiempo y clima*. [En línea] 2020. <https://www.senamhi.gob.pe/>.

Pizarro, José Julio. 2014. *Cálculo de la potencia efectiva y de las curvas de rendimiento de una turbina a gas*. Lima : EAP I.M.F UNMSM, 2014.

Poku, Robert, Ogbonnaya, Ezenwa y Oyinki, Tokoni. 2016. *Análisis*

termoeconómico del enfriamiento evaporativo en una planta turbina a gas en el delta del Níger, Nigeria. Niger, Nigeria : Universidad del Delta de Niger, 2016. 2278-8719.

Radchenko, Andrii, y otros. 2020. *Innovadores sistemas de enfriamiento de aire de admisión de turbinas y su diseño racional.* Basel : MDPI, 2020.

Razak, A. M. 2007. *Industrial gas turbines: Performance and operability.* New York : CRC Press LLC, 2007. 978-1-4200-4455-3.

Saucedo, Mohamed Arafath y Silva, Cristhian Omar. 2019. *DISEÑO PARAMÉTRICO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA PARA LA LÍNEA DE ESTRUSIÓN DE PET EN LA EMPRESA "EL ÁGUILA S.R.L."*. Pimentel : USS, 2019. Tesis para optar el Grado de Ingeniero Mecánico.

Thamir, Ibrahim. 2011. *Improvement of gas turbine performance based on inlet.* Malaysia : International Journal of Physical Sciences, 2011.

Valarezo, Andrés. 2012. *Uso de enfriadores de líquido para disminuir la temperatura del aire de alimentación de las turbinas a gas para optimizar su generación de energía.* Guayaquil : s.n., 2012.

VALDERRAMA MENDOZA, Santiago. 2002. *Pasos para elaborar proyectos de investigación científica.* Lima : San Marcos EIRL, 2002. 978-612-302-878-7.

Valderrama, Santiago. 2013. *Pasos para elaborar proyectos de investigación científica: Cuantitativa, cualitativa y mixta.* Lima : San Marcos E.I.R.L, 2013. 978-612-302-878-7.

Westinghouse, George. 2015. *Manual de Familiarización con Turbinas de gas Westinghouse W501D5.* 2015.

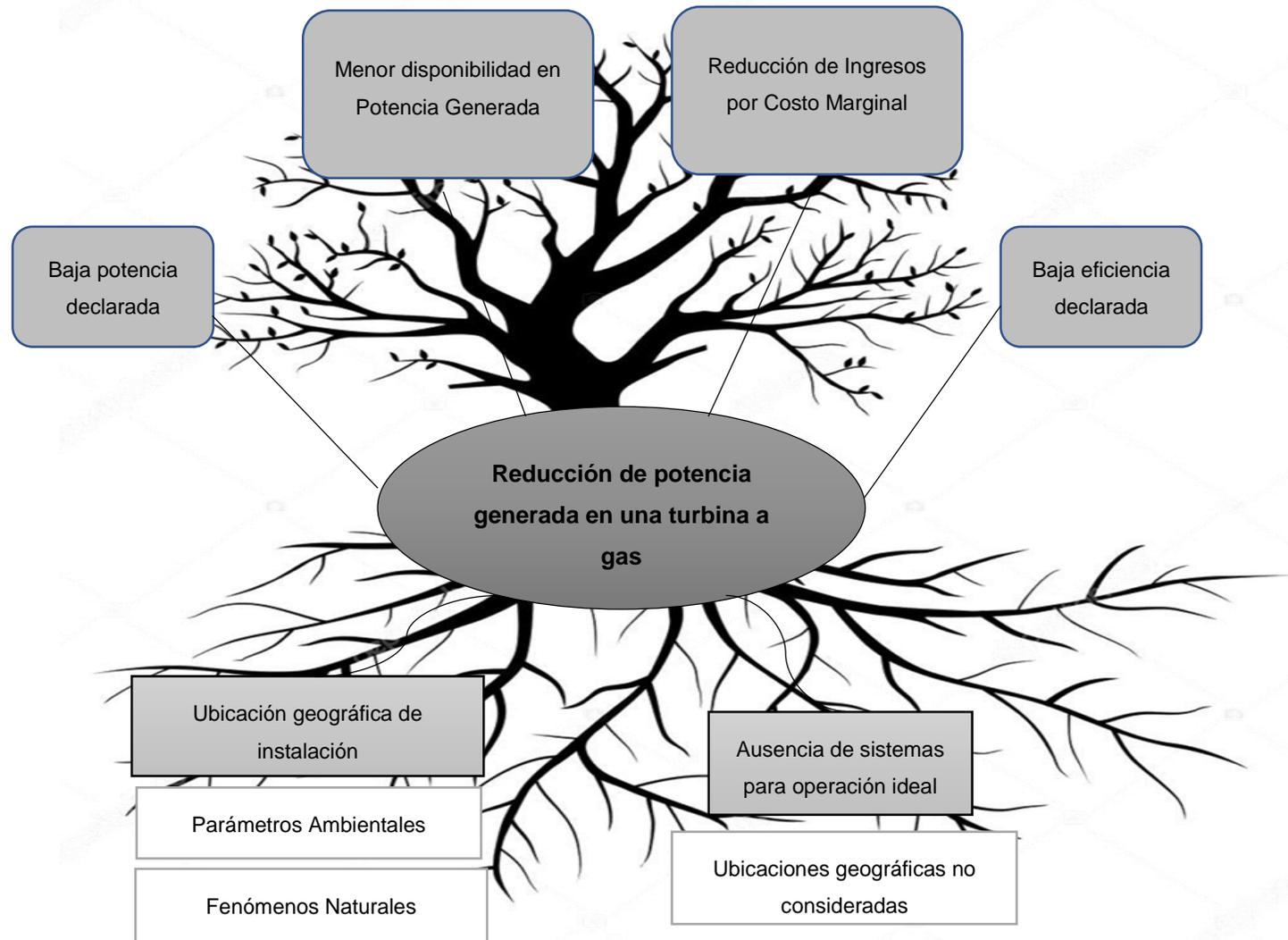
Whitman, William C. 2016. *Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado Tomo I.* Madrid : Ediciones Paraninfo, 2016.

X. ANEXOS

Anexo 1. Matriz de consistencia

PROBLEMA	OBJETIVOS	HIPÓTESIS	VARIABLES			
PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPÓTESIS GENERAL	VARIABLE 1	DIMENSIONES	METODOLOGÍA	POBLACIÓN
¿Cómo diseñar un sistema de enfriamiento para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua?	Diseñar un sistema de enfriamiento para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua	El diseño de un sistema de enfriamiento incrementará la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua		Dimensionamiento del Sistema	Tipo de Investigación: Aplicada Diseño de Estudio: No Experimental Método: Método de diseño en ingeniería. Técnicas de recolección de información: Registro de datos utilizando data de simulador y Software de simulador de ingeniería térmica. Fuentes: Libros Artículos científicos Papers Bibliografías Revistas digitales Páginas Web.	Turbina a gas
PROBLEMA ESPECÍFICO	OBJETIVO ESPECÍFICO	HIPÓTESIS ESPECÍFICO				MUESTRA
- ¿Cómo dimensionar un sistema de enfriamiento de aire para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua?	- Dimensionar un sistema de enfriamiento para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.	- El dimensionamiento de un sistema de enfriamiento de aire contribuye al incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua	Sistema de enfriamiento	Selección del Sistema de Enfriamiento		
- ¿Qué tipo de sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor se podría implementar para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua?	- Determinar un sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor que permita incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.	- La selección del tipo de sistema de enfriamiento al aire de entrada al compresor contribuye al incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.		Simulación del sistema de enfriamiento		Sistema de enfriamiento de aire para la turbina a gas
- ¿Cómo simular un sistema de enfriamiento de aire para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua?	- Simular un sistema de enfriamiento de aire para incrementar la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.	- La simulación un sistema de enfriamiento de aire valida el incremento de la potencia generada de una turbina a gas en una Central Termoeléctrica en Ilo - Moquegua.	VARIABLE 2	Evaluación de la Potencia obtenida		
			Potencia Generada			

Anexo 2. Árbol de problemas



Anexo 3. Carta psicrométrica



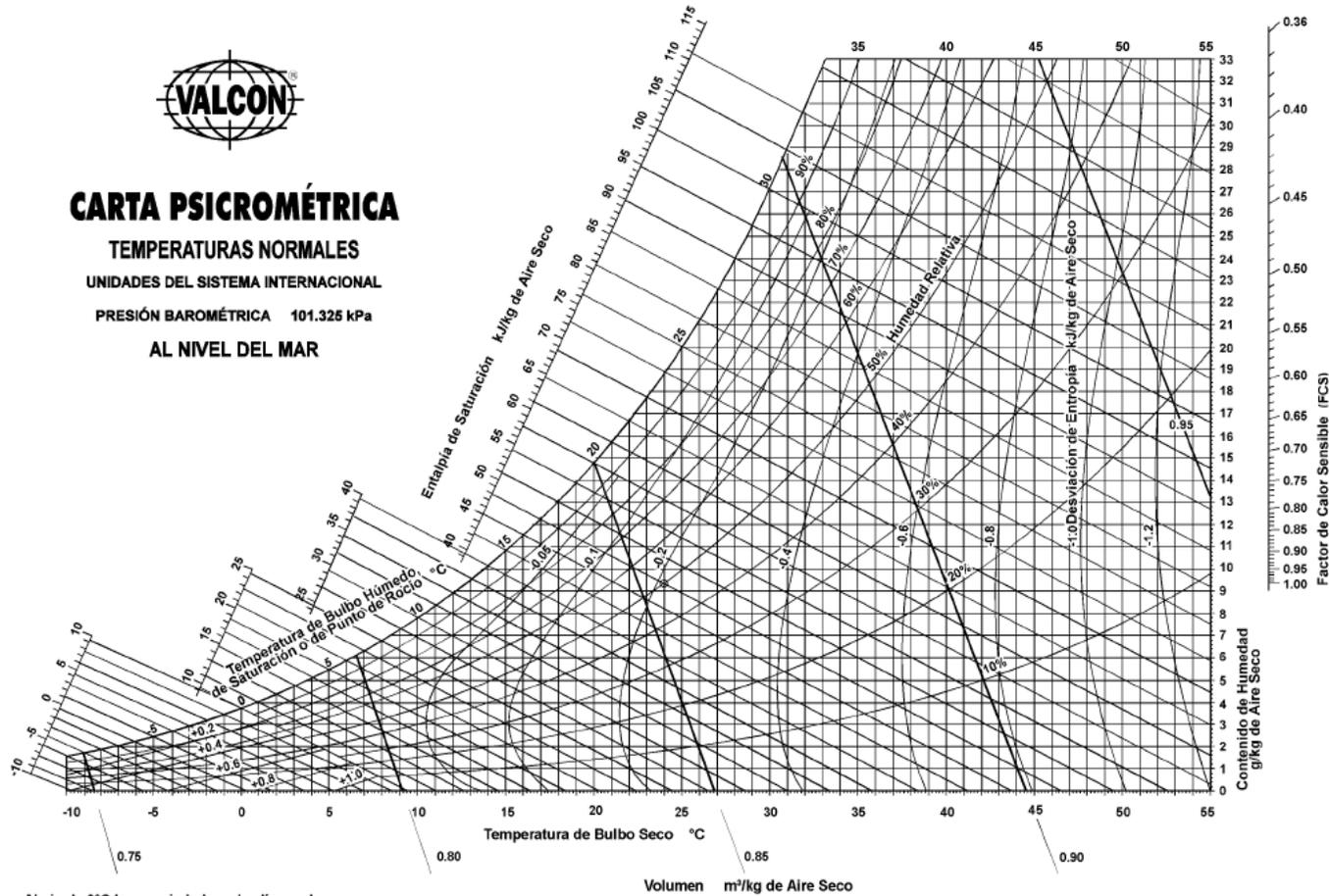
CARTA PSICROMÉTRICA

TEMPERATURAS NORMALES

UNIDADES DEL SISTEMA INTERNACIONAL

PRESIÓN BAROMÉTRICA 101.325 kPa

AL NIVEL DEL MAR

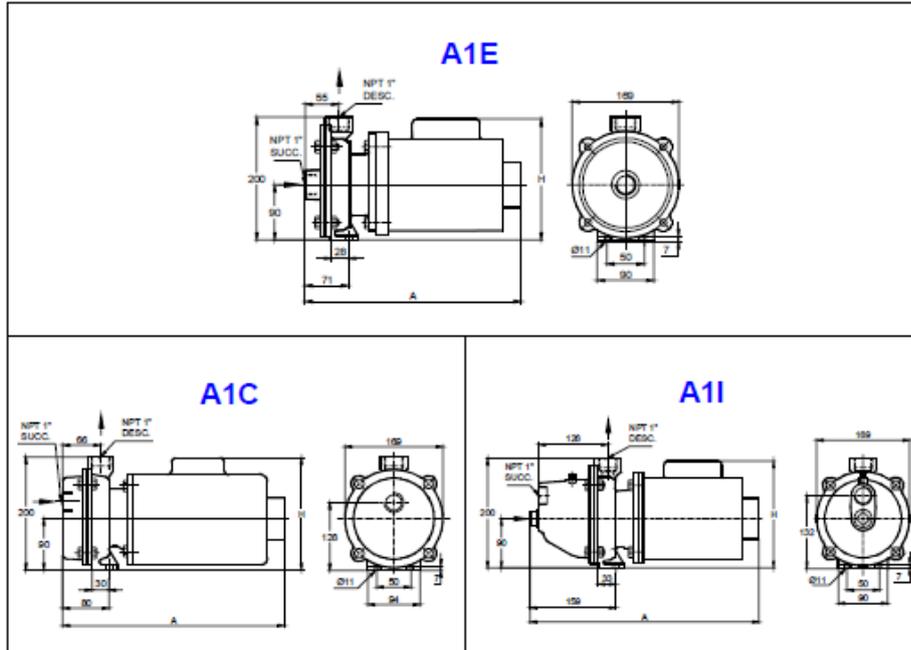


Abajo de 0°C las propiedades y las líneas de desviación de la entalpia son para el hielo

Anexo 4. Catálogo bombas centrífugas Hidrostat



DIMENSIONES



DATOS TECNICOS

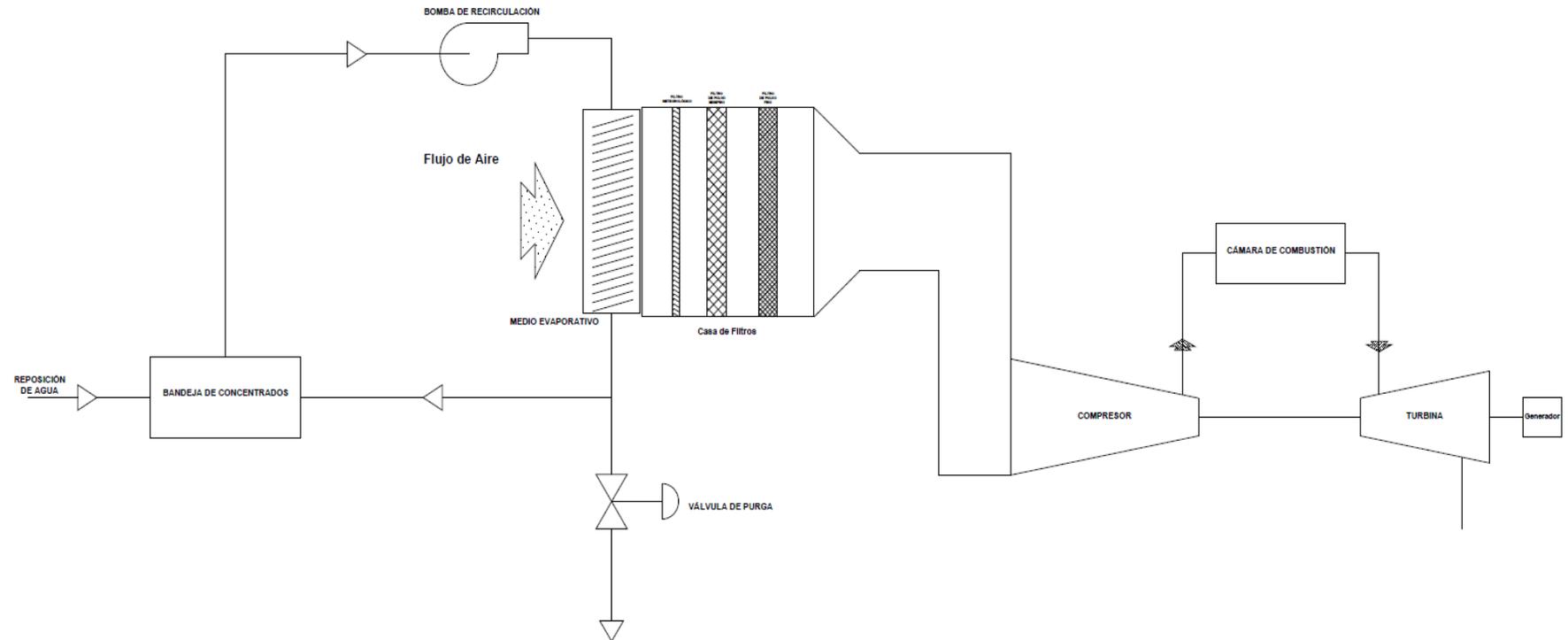
MODELO	DIMENSIONES		PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA (m)	DIAMETRO EJE (PULG.)		MOTOR			PESO (Kg.)		
	A	H		IMPULSOR	SELLO	HP	FACTOR DE SERVICIO	FRAME			
A1E-0.6M	330	202	70	NF 7/16	5/8	0.6	1.0	NEMA C56	14.8		
A1E-0.8M						0.8				NEMA D56	15.8
A1E-1.4M	387	220				1.4					
A1E-1.9T	458	173				1.9		NEMA C56	16.1		
A1C-0.6M	335	202				0.6				NEMA D56	17.1
A1C-0.8M						0.8					
A1C-1.4M	395	220				1.4		NEMA C56	19.0		
A1I-0.6M	432	202				0.6				NEMA D56	19.0
A1I-0.8M						0.8					
A1I-1.4M	458	220	1.4	NEMA D56	24.2						
A1I-1.9T	387	173	1.9			23.2					

MEDIDAS EN MM.

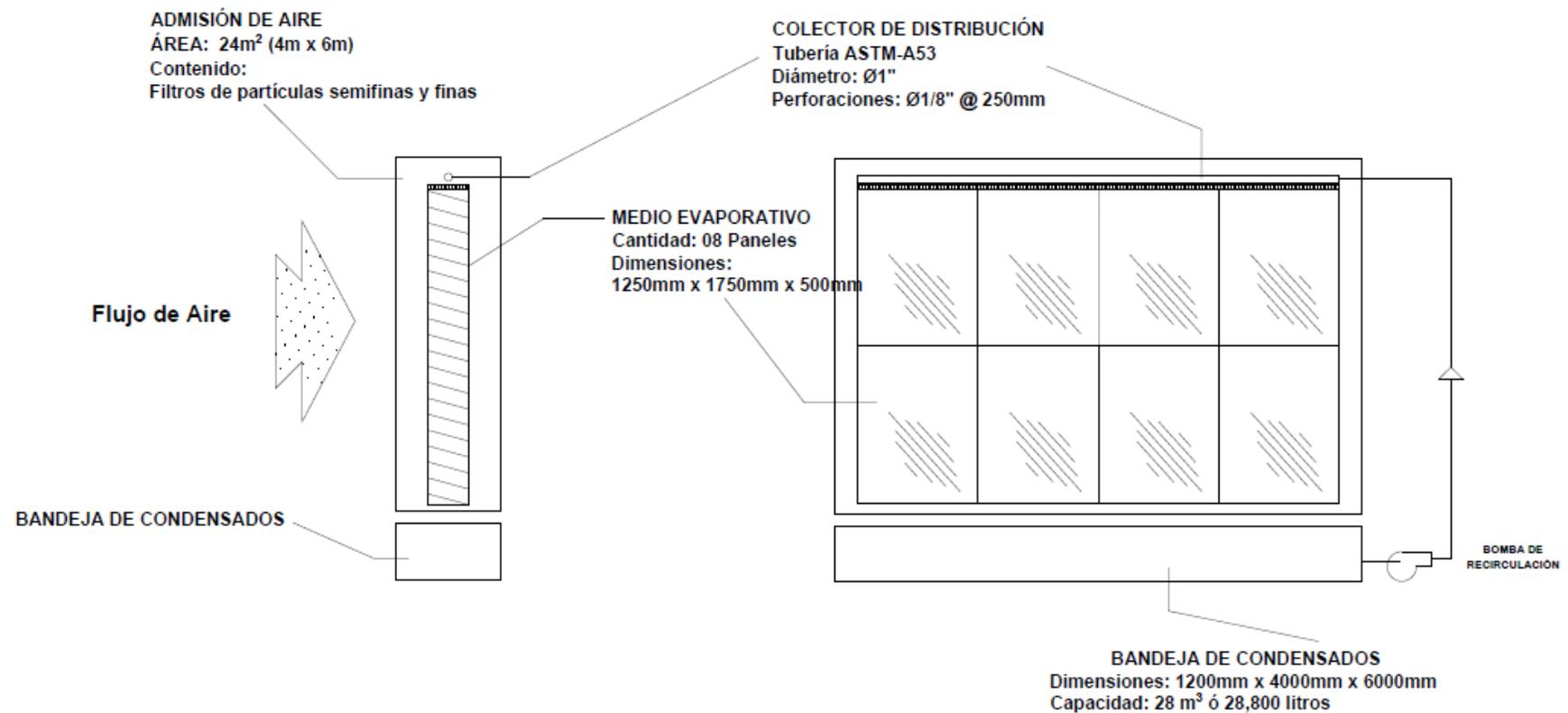
ELECTROBOMBA CENTRIFUGA
MONOBLOCK SERIE A
CATALOGO I - VERSIÓN D
REV.12 09/2014



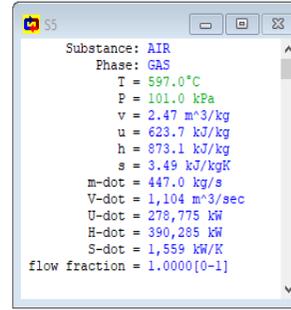
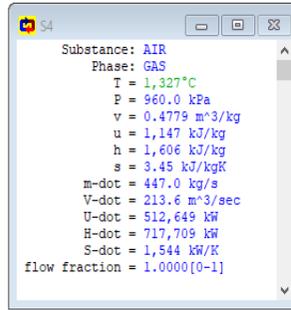
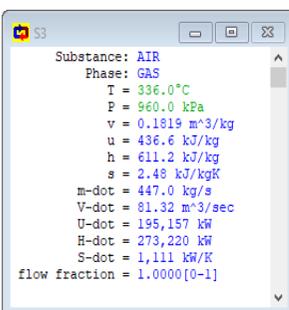
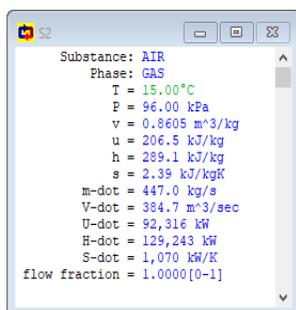
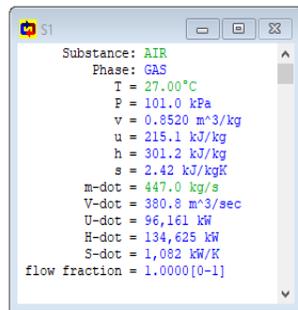
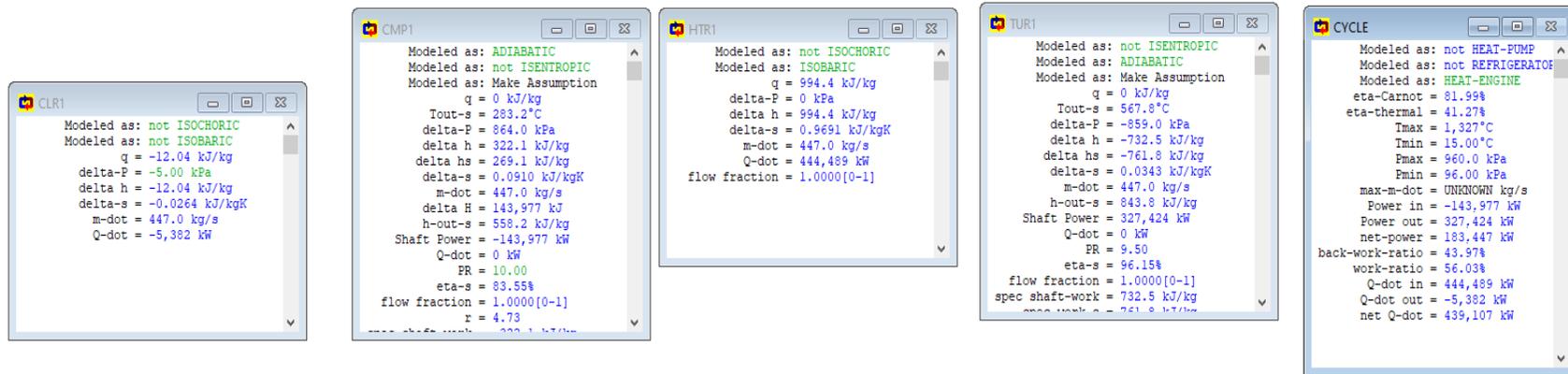
Anexo 5. Esquema de enfriador evaporativo



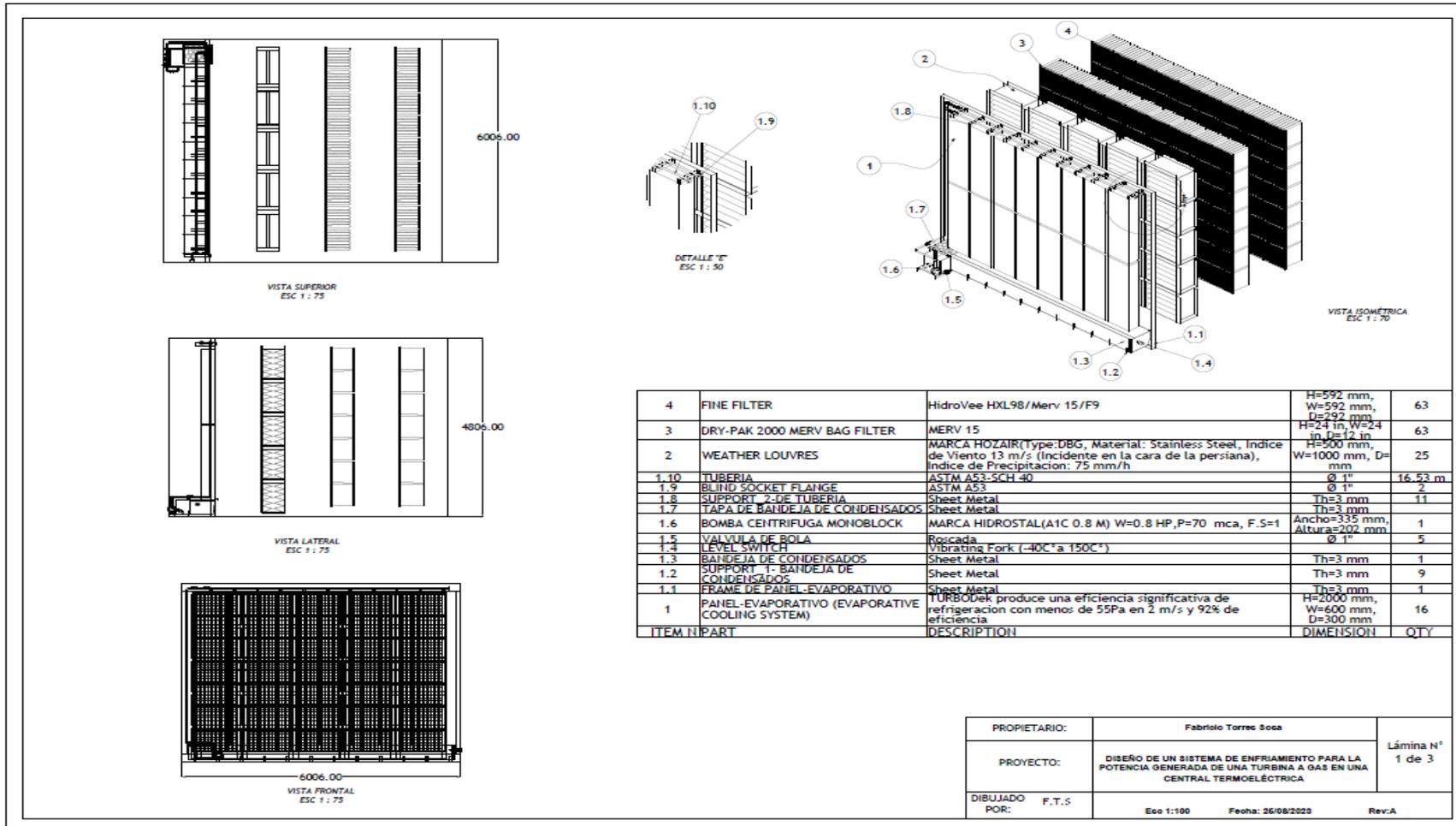
Anexo 6. Esquema detallado de enfriador evaporativo

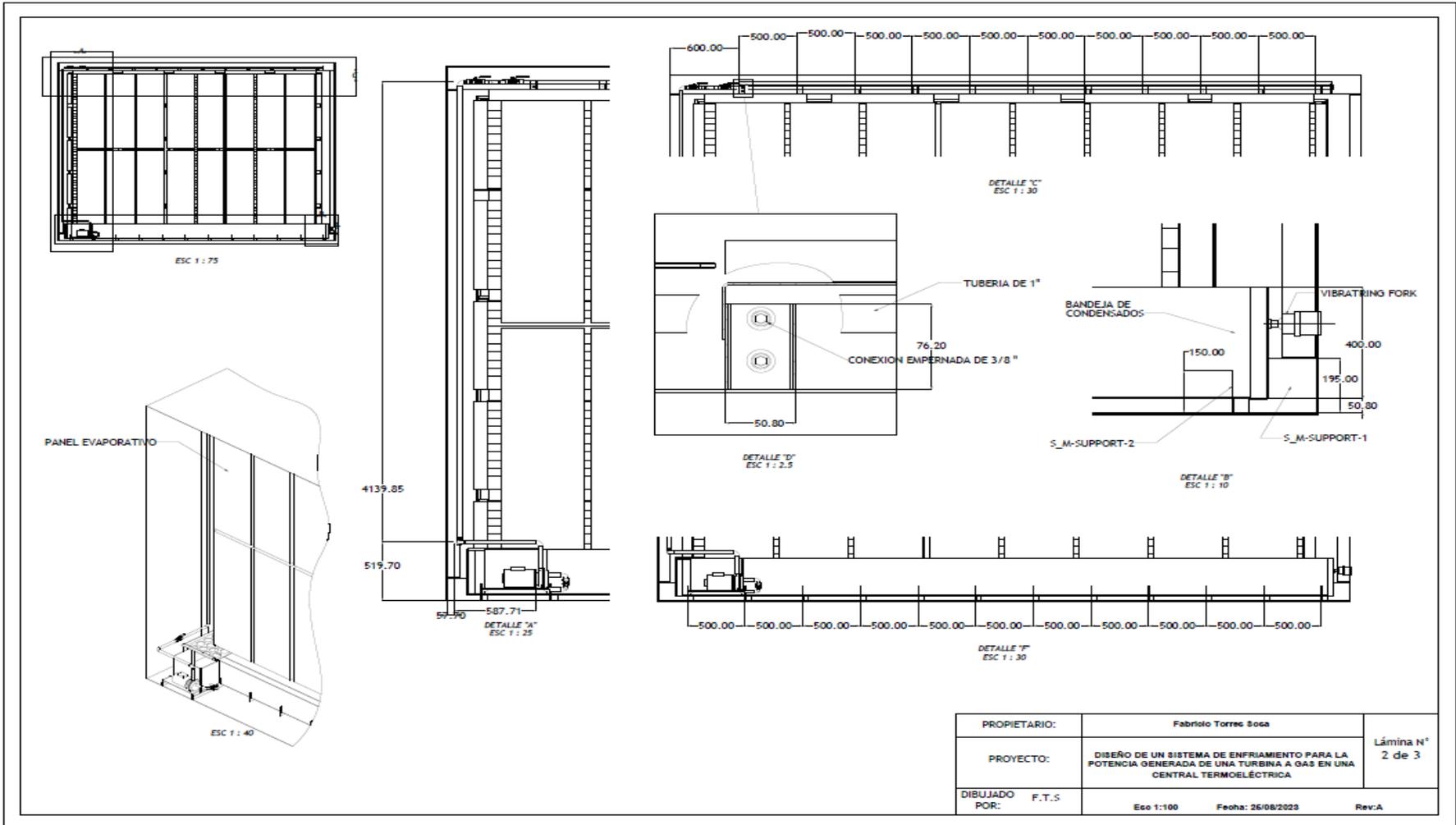


Anexo 7. Simulación con sistema de enfriamiento evaporativo



Anexo 8. Planos de fabricación y montaje





PROPIETARIO:	Fabriolo Torres Sosa	Lámina N° 2 de 3
PROYECTO:	DISEÑO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PARA LA POTENCIA GENERADA DE UNA TURBINA A GAS EN UNA CENTRAL TERMOLÉCTRICA	
DIBUJADO POR:	F.T.S	Eso 1:100 Fecha: 26/08/2023 Rev:A

