

**Evaluación energética y técnico - mecánica de la turbina de vapor Coppus RL del Laboratorio**

**de Conversión de Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE**

Cobo Cortez, André Alexander y Espinosa Escobar, David Samuel

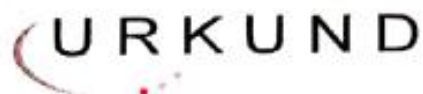
Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Titulación, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico

Ing. Villavicencio Poveda, Ángelo Homero MSc.

11 de agosto del 2020



## Urkund Analysis Result

Analysed Document: EVALUACION ENERGETICA Y TECNICO MECANICA DE LA TURBINA DE VAPOR COPPUS RL DEL LABORATORIO DE CONVERSION DE LA ENERGIA DE LA UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE.pdf (D77681613)

Submitted: 8/11/2020 7:53:00 PM

Submitted By: ahvillavicencio@espe.edu.ec

Significance: 4 %

### Sources included in the report:

TESIS MODERNIZACION BANCO DE PRUEBAS MOTOR A VAPOR.pdf (D30214974)

tesis Velasquez Cedeño.pdf (D10362594)

Tesis\_Salguero\_Buenano2.pdf (D44583799)

TESIS ALDO SIPION TORRES.doc (D49195569)

1572838873\_106\_\_102-Aviles\_Aveiga-Hugo\_Manuel-Visita\_al\_Laboratorio.pdf (D58845325)

<https://www.hisour.com/es/tesla-turbine-40843/>

<https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2099.1/26621/PFC-MarioGarcia.pdf>

<https://gasslave.wordpress.com/2012/09/14/procesos-industriales-termodinamica/>

<https://biblioteca.utb.edu.co/notas/tesis/0062322.pdf>

### Instances where selected sources appear:

36

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Villavicencio Poveda Angelo Homero".

VILLAVICENCIO POVEDA ANGELO HOMERO

TUTOR DEL PROYECTO

1709338931



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Departamento de Ciencias de la Ingeniería y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

### Certificación

Certifico que el trabajo de titulación **“Evaluación energética y técnico – mecánica de la turbina de vapor Coppus RL del Laboratorio de Conversión de Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE”** fue realizado por los señores: **Cobo Cortez, André Alexander, y Espinosa Escobar, David Samuel**, el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizando por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 11 de agosto del 2020

Firma:

Una firma manuscrita en tinta azul, que parece ser la del Ing. Villavicencio Poveda, con una línea horizontal de puntos debajo.

Ing. Villavicencio Poveda, Ángelo Homero MSc.

C.C: 170933893-1



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autoría de responsabilidad

Nosotros, **Cobo Cortez, André Alexander** CI: 171668361-8 y **Espinosa Escobar, David Samuel** CI: 172292917-9, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: " **Evaluación energética y técnico - mecánica de la turbina de vapor Coppus RL del Laboratorio de Conversión de Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE** " es de nuestra autoría y de nuestra responsabilidad cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos y metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 11 de agosto del 2020

**Cobo Cortez, André Alexander**

C.C: 171668361-8

**Espinosa Escobar, David Samuel**

C.C: 172292917-9



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Mecánica

Autorización de publicación

Nosotros, Cobo Cortez, André Alexander CI: 171668361-8 y Espinosa Escobar, David Samuel CI: 172292917-9 autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: "Evaluación energética y técnico - mecánica de la turbina de vapor Coppus RL del Laboratorio de Conversión de Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE" en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 11 de agosto del 2020

Una firma manuscrita en tinta azul sobre una línea horizontal punteada.

Cobo Cortez, André Alexander

C.C: 171668361-8

Una firma manuscrita en tinta azul sobre una línea horizontal punteada.

Espinosa Escobar, David Samuel

C.C: 172292917-9

## Dedicatoria

A mi madre Alba, que a pesar de lo fuerte que fue la tormenta y cuando todo estaba en nuestra contra, nunca se dobló siendo siempre mi ejemplo, mi inmensurable orgullo, mi motivación. Porque si ella no se rindió yo no iba ni voy a rendirme nunca, eres el pilar fundamental donde se irguió este sueño. Esta es la materialización de tu sacrificio.

A mi Abuelita Mamaya, que tomó mi mano desde el primer día que estuve en este mundo, la apretó muy fuerte en homenaje a la vida de mi padre y la soltó cuando me había dado la fortaleza para continuar sólo. La vida no nos permitió llegar juntos a este día, pero en mi corazón estarán siempre los recuerdos latentes de una vida juntos, no hay día que no deje de extrañarle. Misión cumplida.

A mi hermano Roberto, quién en estos años se ha convertido en mi mejor amigo, con quien hombro con hombro hemos y seguiremos sorteando las vicisitudes de la vida. Ten presente que cualquier cosa que te propongas, tienes cómo, por quién y por qué lograrlo. Toma mi ejemplo para superarme.

A mi padre Roberto que tenía muchos sueños para mí, los cuales estoy cumpliendo y aunque físicamente no esté a mi lado para su regocijo, donde quiera que este hago todo esto es para su orgullo. Este es tu hijo.

Con amor y firme determinación vencimos y seguiremos venciendo.

**André Cobo Cortez**

**Dedicatoria**

Dedico este trabajo de titulación a mi padre Diego, a mi madre Mercedes, a mi hermano Diego y a mis abuelitos Carlos, Mercedes, Lauro y Letty, quienes siempre me estimularon a seguir adelante, cumplir cada uno de los objetivos planteados y han estado junto a mí a lo largo de mi carrera universitaria

**David S. Espinosa E.**

## Agradecimiento

A Dios y a la vida por todas las buenas y malas experiencias que me han traído hasta este día.

A mi madre Alba por nunca escatimar esfuerzos para permitirnos cumplir nuestros sueños, por toda la confianza depositada en mí,  
por darme la vida y la dicha de ser su hijo.

A mi abuelita Mamaya por cada uno de los momentos de amor, apoyo, fortaleza y confianza que me regaló marcándome para  
siempre, haciendo de mí el hombre que soy ahora, el hombre quién fue su orgullo.

A mi hermano Roberto por todo lo vivido juntos que ha forjado este sentimiento de hermandad que compartimos y también por  
todo lo que nos falta vivir.

A mi novia Jael, que entró en mi vida para con su existencia llenar de puro amor mis días y ser esa luz en mis horas más oscuras.  
Gracias Mimor por todo el apoyo y comprensión brindado durante esta etapa en la cual has estado siempre a mi lado.

A mi compañero David por este gran equipo que formamos a lo largo de la carrera y concluimos con la satisfacción de haber  
concluido de manera exitosa esta tesis, espero alguna vez volver a hacer dupla contigo.

A mis docentes que con su conocimiento aportaron para mi formación como Ingeniero Mecánico, pero sobre todo a mis amigos  
Ángelo Villavicencio, Roberto Gutiérrez y Roberto Buenaño con los que he tenido el placer de llevar una valiosa amistad fuera de las  
aulas. Siempre cada uno de los que sentimos este amor por Mecánica llevaremos la gratitud por quienes fomentaron este  
sentimiento de orgullo y pertenencia.

A todos quienes pude llamar amigos en este trayecto, pero especialmente a los Hierros, definitivamente con cada uno de ustedes  
formamos una familia que hizo que este paso por la universidad sea memorable y eterno.

Garcés, Balseca, Qiji, Eddy, Guti, por toda su lealtad, apoyo y hermandad profesada en este tiempo de amistad. Gracias por todo lo  
vivido fue un placer compartir con ustedes cada anécdota de vida.

Finalmente quiero agradecer a la ESPE, y específicamente a la Carrera de Ingeniería Mecánica por formarme como profesional,  
hombre y persona, en sus aulas se queda una parte de mi corazón.

*Veni, Vedi. Vici.*

**André Cobo Cortez**



## **Agradecimiento**

Agradezco primeramente a Dios por ser mi guía en todo momento y darme la oportunidad de poder formarme como profesional en la carrera que siempre soñé y en esta prestigiosa Universidad.

A mis padres Diego y Mercedes, por ser ese soporte incondicional en todo momento, por animarme en los momentos difíciles y estar conmigo en los tiempos de alegría. Por darme la dicha de vivir y por ese amor inagotable que me acompañará por el resto de mi vida, al igual que sus consejos, enseñanzas y principios.

A mi hermano Diego por ser un hermano, amigo y compañero que siempre me ha brindado su apoyo incondicional y por acompañarme durante todo este camino, y siempre estar ahí cuando lo he necesitado.

A mis abuelitos Carlos, Mercedes, Lauro y Letty, que con su ejemplo de disciplina, constancia y dedicación me han inspirado y motivado a desarrollarme como ser humano y profesional. Este logro es por ustedes y para ustedes.

A mi novia Sofía que con su compañía, consejos y total apoyo me ha ayudado a seguir adelante, no rendirme en conseguir esta meta y estar conmigo hasta conseguir este logro tan anhelado para mi vida.

A todos mis tíos, primos, y familiares que siempre tuvieron una palabra de aliento y ánimo para mi vida.

Las palabras no me alcanzan para describir mi gratitud hacia todos ustedes.

**David S. Espinosa E.**

### Nomenclatura

$a$	:	Distancia entre filas de tubos del condensador
$b$	:	Distancia entre tubos del condensador
$C_1$	:	Factor de corrección
$cp$	:	Calor específico
$d_i$	:	Diámetro interno de tubos del condensador
$d_o$	:	Diámetro externo de tubos del condensador
$f$	:	Factor de fricción
$h$	:	Entalpía específica de la mezcla
$h_f$	:	Entalpía específica del líquido saturado
$h_{fg}$	:	Entalpía específica de cambio de fase
$h_g$	:	Entalpía específica del vapor saturado
$h_i$	:	Coefficiente de convección del fluido interno
$h_{io}$	:	Coefficiente de convección del fluido interno referida al área ext
$h_o$	:	Coefficiente de convección del fluido externo
$h'_o$	:	Coefficiente de convección corregido del fluido externo
$k$	:	Coefficiente de conductividad térmica del agua
$L$	:	Longitud de tubos internos del condensador
$\dot{m}$	:	Flujo másico.
$N$	:	Newton
$Nu$	:	Número de Nusselt
$NPS$	:	Tamaño nominal de la tubería.
$NPT$	:	Rosca americana para tubos.

$\eta_{isen}$	:	Eficiencia isentrópica
$\eta_m$	:	Eficiencia mecánica
$\eta_{turb}$	:	Eficiencia de la turbina
$\eta_{th}$	:	Eficiencia térmica
$P$	:	Presión
$P_{sat}$	:	Presión de saturación
$Pr$	:	Número de Prandtl
$PF_{max}$	:	Potencia al freno máxima
$\rho$	:	Densidad
$Q_{ent}$	:	Calor de entrada
$Q_{sal}$	:	Calor de salida
$Re$	:	Número de Reynolds
$Re_{max}$	:	Número de Reynolds máximo
$s$	:	Entropía específica de la mezcla
$s_f$	:	Entropía específica del líquido saturado
$s_{fg}$	:	Entropía específica de cambio de fase
$s_g$	:	Entropía específica del vapor saturado
$SSC$	:	Consumo específico de vapor.
$SSU$	:	Viscosidad universal de Saybolt.
$T$	:	Temperatura
$Tb$	:	Temperatura media
$T_{hi}$	:	Temperatura de entrada del fluido caliente
$T_{ho}$	:	Temperatura de salida del fluido caliente

$T_{ci}$	:	Temperatura de entrada del fluido frío
$T_{co}$	:	Temperatura de salida del fluido frío
$T_{sat}$	:	Temperatura de saturación
$U$	:	Coefficiente global de transferencia de calor
$\dot{V}$	:	Flujo volumétrico
$v$	:	Volumen específico de la mezcla
$v_f$	:	Volumen específico del líquido saturado
$v_g$	:	Volumen específico del vapor saturado
$\vartheta$	:	Viscosidad cinemática
$W_b$	:	Trabajo realizado por la bomba
$W_{neto}$	:	Trabajo neto
$W_{turb}$	:	Trabajo de la turbina
$x$	:	Calidad
$\%F.S$	:	Porcentaje de la escala total
$\%rdg$	:	Porcentaje de la lectura de la medición

**Contenido**

Certificación.....	3
Autoría de responsabilidad .....	4
Autorización de publicación .....	5
Dedicatoria .....	5
Agradecimiento .....	8
Contenido .....	12
Índice de tablas.....	23
Índice de figuras.....	26
Resumen.....	30
Abstract .....	31
Generalidades.....	32
Definición del Problema. ....	33
Justificación e Importancia. ....	34
Justificación Técnica. ....	34
Justificación Académica.....	34
Área de Influencia. ....	35
Objetivos.....	35
Objetivo General: .....	35
Objetivos Específicos. ....	35

	13
Alcance del Proyecto.....	35
MARCO TEÓRICO.....	37
Máquina Térmica.....	37
Elementos de una Máquina Térmica .....	37
Planta de vapor.....	37
Elementos de la planta de vapor.....	38
Caldera.....	38
Tipos de Calderas.....	39
Supercalentador.....	40
Tipos de Supercalentadores.....	41
Turbina de vapor.....	42
Principios Termodinámicos de la Turbina de Vapor.....	43
Clasificación de las turbinas.....	43
Reacción.....	43
Impulso.....	43
Monoetapa.....	44
Multietapa.....	44
Flujo Axial.....	44
Flujo Radial.....	44
Turbina con extracción de vapor.....	44

	14
Turbina de contrapresión. ....	44
Turbina de condensación.....	44
Turbina Coppus RL.....	45
Partes y accesorios de la turbina.....	46
Condensador.....	48
Bomba de Retorno de Condensado. ....	49
Clasificación de Bombas de Retorno de Condensado. ....	49
Bomba de Vacío. ....	51
Torre de Enfriamiento. ....	52
Clasificación de las Torres de Enfriamiento. ....	52
Generador Eléctrico.....	55
Partes del Generador Eléctrico. ....	55
Principio de Funcionamiento del Generador Eléctrico.....	56
Generadores de Corriente Directa. ....	57
Ciclo Rankine Ideal. ....	58
Análisis de Energía del Ciclo Rankine. ....	60
Eficiencia Térmica.....	62
Ciclo Rankine Real. ....	62
Eficiencia Isentrópica de la Turbina.....	63
Eficiencia de la Turbina.....	63

	15
Consumo Específico de Vapor.....	64
Análisis estado físico y funcional inicial de la turbina Coppus RL.....	65
Panel Eléctrico de Control de la Turbina. ....	65
Interruptor Eléctrico de Cuchillas.....	66
Fusibles. ....	66
Contactores de los Pulsadores de las Bombas.....	67
Bombas.....	68
Torre de Enfriamiento. ....	69
Boquilla de Descarga de Agua.....	69
Empaquetaduras. ....	70
Ventilador. ....	71
Depósito de Agua. ....	71
Tuberías y Accesorios. ....	71
Tubería.....	71
Tubería de Línea de Vapor. ....	72
Tubería de Línea de Torre de Enfriamiento-Condensador. ....	73
Válvulas.....	74
Válvulas de Línea de Vapor. ....	75
Válvulas de la Turbina.....	76
Válvulas de Torre de Enfriamiento- Condensador. ....	77



	16
Válvulas del Condensador.....	78
Bridas.....	79
Brida de Entrada a la Torre de Enfriamiento. ....	79
Brida de Salida a la Torre de Enfriamiento. ....	79
Supercalentador.....	79
Turbina. ....	80
Acople Fenaflex.....	81
Mecanismo de Marcha de Seguridad.....	82
Governor.....	82
Caja de vapor. ....	82
Lubricación.....	84
Condensador.....	84
Generador.....	85
Resistencias. ....	86
Verificación, selección y sustitución de instrumentos de medición.....	87
Verificación del Estado Funcional Inicial de Instrumentos de Medición.....	87
Instrumentos de Medición de Temperatura.....	88
Instrumentos de Medición de Presión. ....	93
Balanza de Medición del Condensado.....	97
Instrumentos de medición de las variables del generador. ....	98

	17
Selección e Instalación de Instrumentos de Medición.....	99
Instrumentos de Medición de Temperatura.....	99
Selección de Sensores de Temperatura.....	100
PT 100 .....	102
Selección Visualizadores de Temperatura.....	103
Controladores de Temperatura.....	105
Conexión para PT 100 y Termocuplas Tipo K .....	106
Termómetros de Mercurio. ....	108
Instrumentos de Medición de Presión. ....	109
Manómetro Tipo Bourdon. ....	109
Presión en la Línea de Vapor y Entrada de la Turbina. ....	110
Presión a la Salida de la Turbina.....	111
Presión de los Sellos de Vapor. ....	111
Presión del Condensador.....	113
Instrumentos de Medición de las Variables del Generador. ....	114
Medidor de Amperaje. ....	114
Medidor de Voltaje.....	115
Velocidad del Eje de la Turbina. ....	116
Análisis energético inicial de la turbina Coppus RL.....	119
Parámetros Iniciales.....	119

Análisis Energético del Ciclo Rankine. ....	120
Cálculos de la Turbina.....	121
Entrada al Supercalentador, Estado 3. ....	121
Salida del Supercalentador, Estado 4. ....	122
Entrada a la Turbina, Estado 5. ....	122
Entrada al Condensador, Estado 6. ....	123
Trabajo Realizado por la Bomba. ....	124
Calor de Entrada.....	126
Calor de Salida.....	126
Trabajo Neto. ....	126
Eficiencia Térmica.....	127
Trabajo de la Turbina.....	127
Eficiencia de la Turbina.....	127
Eficiencia Isentrópica.....	127
Condensador.....	128
Coeficiente Global de Transferencia de Calor.....	128
Tasa de Flujo Másico del Condensado.....	139
Cálculos del Generador Eléctrico. ....	139
Eficiencia del Generador Eléctrico. ....	139
Parámetros Iniciales Generador Eléctrico.....	140

	19
Consumo Específico de Vapor. ....	141
Puesta a punto.....	142
Panel Eléctrico de Control. ....	142
Fusibles. ....	143
Contactores de los Pulsadores de las Bombas. ....	143
Bombas.....	144
Bomba Línea Torre de Enfriamiento - Condensador.....	144
Bomba de Vacío. ....	145
Bomba de Retorno del Condensado. ....	146
Torre de Enfriamiento. ....	147
Depósito de Agua. ....	147
Tuberías, Válvulas y Accesorios. ....	149
Válvulas de Línea de Vapor.....	149
Válvula de Ingreso de Vapor a la Turbina V1. ....	149
Válvulas de la Turbina. ....	151
Válvula de Drenaje de Ingreso de Vapor a la Turbina. ....	151
Válvula Manual de Tobera 4. ....	152
Válvulas Torres de Enfriamiento-Condensador.....	152
Válvula de Drenaje de la Torre de Enfriamiento.....	152
Válvulas del Condensador. ....	154

	20
Válvula de Drenaje del Tanque de Medición Condensado.....	154
Válvula de Drenaje de la Bomba de Vacío.....	154
Bridas.....	155
Brida de Entrada a la Torre de Enfriamiento.....	155
Supercalentador.....	156
Turbina.....	157
Análisis Termográfico.....	158
Chumaceras.....	159
Acople Fanaflex.....	160
Lubricación.....	161
Condensador.....	163
Generador.....	164
Análisis energético final y discusión de resultados.....	166
Balance Energético Final.....	166
Procedimiento Para la Puesta en Marcha de la Planta de Vapor.....	166
Parámetros Finales.....	171
Análisis Energético Final Ciclo Rankine.....	172
Entrada al Supercalentador, Estado 3´.....	172
Salida del supercalentador, Estado 4´.....	173
Entrada a la turbina, Estado 5´.....	174

	21
Entrada al condensador, Estado 6' .....	174
Trabajo Realizado Por la Bomba .....	175
Calor de Entrada.....	176
Calor de Salida.....	176
Trabajo Neto. ....	176
Eficiencia Térmica.....	177
Trabajo de la Turbina.....	177
Eficiencia de la Turbina.....	177
Eficiencia Isentrópica.....	177
Cálculos del Condensador.....	178
Coeficiente Global de Transferencia de Calor.....	178
Flujo másico del Condensado.....	181
Cálculos Generador Eléctrico.....	182
Parámetros Finales Generador Eléctrico. ....	182
Eficiencia del Generador.....	182
Consumo específico de vapor.....	183
Análisis de Resultados. ....	183
Análisis económico .....	189
Costos Indirectos.....	189
Costos Directos. ....	190

	22
Remuneración a Docentes.....	190
Remuneración a Estudiantes. ....	190
Materiales y Equipos. ....	190
Costos Totales.....	192
Conclusiones y recomendaciones.....	194
Conclusiones.....	194
Recomendaciones.....	195
Referencias Bibliográficas.....	196
Anexos.....	202

### Índice de tablas

Tabla 1 Características de los Fusibles del Panel de Control .....	67
Tabla 2 Estado Inicial de las Bombas.....	68
Tabla 3 Características de los Motores de las Bombas .....	69
Tabla 4 Características Válvulas de la Línea de Vapor .....	75
Tabla 5 Características Válvulas de la Turbina.....	76
Tabla 6 Características Válvulas Condensador-Torre de Enfriamiento.....	77
Tabla 7 Características Válvulas del Condensador.....	78
Tabla 8 Características Turbina de Vapor .....	80
Tabla 9 Especificaciones Junta Fenaflex.....	81
Tabla 10 Características Intercambiador de Calor .....	84
Tabla 11 Características Técnicas del Generador. ....	85
Tabla 12 Estado Inicial Instrumentos de Medición de Temperatura.....	90
Tabla 13 Estado Inicial de Instrumentos de Medición de Presión.....	94
Tabla 14 Estado Balanza de Medición del Condensado.....	97
Tabla 15 Estado Inicial Instrumentos de Medición del Generador.....	98
Tabla 16 Ponderación de los criterios para la selección de sensores de temperatura.....	101
Tabla 17 Matriz de selección de alternativas para sensores de temperatura.....	101
Tabla 18 Especificaciones Técnicas PT 100 Clase A .....	103
Tabla 19 Ponderación de los criterios para la selección de visualizadores de temperatura..	104
Tabla 20 Matriz de selección de alternativas para visualizadores de temperatura .....	105
Tabla 21 Especificaciones Técnicas Controlador de Temperatura .....	106



Tabla 22 Especificaciones Manómetro Bourdon, Línea y Entrada Turbina.....	110
Tabla 23 Especificaciones Técnicas Manómetro Bourdon, Salida de Turbina.....	111
Tabla 24 Especificaciones Técnicas Manómetro Bourdon, Sellos de Vapor .....	112
Tabla 25 Especificaciones Técnicas Bourdon, Condensador .....	113
Tabla 26 Características Técnicas Medidor de Amperaje .....	115
Tabla 27 Especificaciones Técnicas Medidor de Voltaje .....	115
Tabla 28 Especificaciones Técnicas Sensor de Proximidad .....	117
Tabla 29 Características Técnicas Medidor de Impulsos.....	118
Tabla 30 Parámetros Iniciales.....	119
Tabla 31 Factor de corrección .....	138
Tabla 32 Parámetros Generador Eléctrico .....	140
Tabla 33 Consumo Específico de Vapor Inicial .....	141
Tabla 34 Especificaciones Técnicas Relés Térmicos Nuevos .....	143
Tabla 35 Especificaciones Químicas Limpiador .....	148
Tabla 36 Especificaciones Técnicas Válvula Ingreso de Vapor a la Turbina .....	151
Tabla 37 Especificaciones Técnicas Válvula Drenaje Ingreso de Vapor .....	152
Tabla 38 Especificaciones Técnicas Válvula de Vacío.....	154
Tabla 39 Características Técnicas Pegamento Epóxico .....	156
Tabla 40 Especificaciones Técnicas Chumaceras.....	159
Tabla 41 Especificaciones Lubricante.....	163
Tabla 42 Parámetros Finales .....	171
Tabla 43 Parámetros Finales Generador Eléctrico.....	182
Tabla 44 Consumo Específico de Vapor Final .....	183

Tabla 45 Comparación del Estado Inicial y Final de la Eficiencia Térmica y de la Turbina. ....	183
Tabla 46 Comparación Estado Inicial y Final de la Eficiencia Isentrópica .....	184
Tabla 47 Comparación Estado Inicial y Final de la Pérdida de Flujo Másico .....	184
Tabla 48 Comparación del estado inicial y final del “U” del condensador .....	185
Tabla 49 Comparación Estado Inicial y Final Eficiencia del Generador Eléctrico.....	187
Tabla 50 Comparación Estado Inicial y Final Consumo Específico de Vapor .....	187
Tabla 51 Costos Indirectos .....	189
Tabla 52 Remuneración Docente.....	190
Tabla 53 Remuneración Estudiantes.....	190
Tabla 54 Costo de Materiales y Equipos .....	191
Tabla 55 Costos Totales.....	192
Tabla 56 Resumen de Costos del Proyecto .....	193

### Índice de figuras

Figura 1 Planta de Vapor, Ciclo Rankine.....	38
Figura 2 Caldera Acuotubular .....	39
Figura 3 Caldera Piro tubular.....	40
Figura 4 Supercalentador de Convección.....	41
Figura 5 Supercalentador de Radiación .....	42
Figura 6 Intercambiador de Calor Multitubos .....	48
Figura 7 Bomba Eléctrica Centrífuga.....	50
Figura 8 Bomba mecánica .....	51
Figura 9 Bomba de Vacío.....	52
Figura 10 Torre de Circulación Natural .....	53
Figura 11 Torre de Tiro Mecánico Forzado .....	54
Figura 12 Torre de Tiro Mecánico Inducido .....	55
Figura 13 Partes del generador eléctrico .....	56
Figura 14 Diagrama T-S, Ciclo Rankine Ideal Simple.....	59
Figura 15 Ciclo Rankine Real.....	63
Figura 16 Interruptor de Cuchillas .....	66
Figura 17 Fusibles del Panel de Control .....	67
Figura 18 Relé Térmico quemado.....	68
Figura 19 Vista Superior de la Torre de Enfriamiento.....	70
Figura 20 Incrustaciones en Empaquetaduras .....	70
Figura 21 Ventilador en Funcionamiento.....	71
Figura 22 Estado Interno Tubería .....	72

	27
Figura 23 Estado Línea de Vapor .....	73
Figura 24 Estado Interno Tubería .....	74
Figura 25 Fuga de Condensado en Válvula V1.....	75
Figura 26 Válvulas de Boquillas de Ingreso de Vapor a la Turbina .....	77
Figura 27 Fuga en la Brida de la Torre.....	79
Figura 28 Junta Fenaflex, Turbina y Generador.....	82
Figura 29 Conjunto de Regulación de Velocidad .....	83
Figura 30 Condensado Liberado Válvula VA1.....	83
Figura 31 Estado Interno del Condensador .....	85
Figura 32 Comprobación del Generador.....	86
Figura 33 Banco de Resistencias.....	86
Figura 34 Sensores Instalados en la Turbina .....	89
Figura 35 Instrumentos instalados en el intercambiador de calor .....	89
Figura 36 Medidor de Carátula Roto.....	91
Figura 37 Verificación Termocupla Tipo K.....	91
Figura 38 Sensor PT 100 Roto .....	92
Figura 39 Sockets Rectos Termómetros Hg.....	93
Figura 40 Manómetro Tipo Bourdon Dañado .....	95
Figura 41 Manómetro Presión Sellos de Vapor .....	95
Figura 42 Manómetro Roto Tipo Bourdon .....	96
Figura 43 Trasmisor de Presión .....	97
Figura 44 Balanza de Medición de Condensado.....	98
Figura 45 Conexión PT 100 tipo tres hilos .....	102

Figura 46 Controlador de Temperatura .....	105
Figura 47 Conexión Controlador a Termocupla y PT100.....	107
Figura 48 Programación de Termocupla K y PT 100 en Controlador de Temperatura .....	107
Figura 49 Sockets Limpios. ....	108
Figura 50 Empalmes T Retirados .....	109
Figura 51 Manómetro Bourdon .....	110
Figura 52 Manómetro Empaques de Vapor .....	112
Figura 53 Manómetro Condensador.....	113
Figura 54 Medidor de Voltaje .....	114
Figura 55 Sensor de Proximidad Inductivo.....	116
Figura 56 Conexión Sensor de Proximidad.....	117
Figura 57 Medidor de Impulsos Hanyoung Nux .....	118
Figura 58 Diagrama T-S del estado inicial, Ciclo Rankine .....	120
Figura 59 Disposición de Tubos. Variables a y b .....	134
Figura 60 Coeficientes de Corrección .....	135
Figura 61 Panel de Control de la Turbina Nuevo. ....	142
Figura 62 Fusibles y Contactores Reparados del Panel.....	144
Figura 63 Corto Circuito Bomba Torre-Condensador .....	145
Figura 64 Estado Inicial Bomba de Vacío.....	146
Figura 65 Rebobinado del Rotor .....	147
Figura 66 Limpieza Química Depósito Torre de Enfriamiento.....	148
Figura 67 Desmontaje Válvula V1.....	150
Figura 68 Estructura Interna Válvula V1.....	150

Figura 69 Obstrucción Válvula de Drenaje Torre de Enfriamiento .....	153
Figura 70 Obstrucción Drenaje Torre de Enfriamiento .....	153
Figura 71 Limpieza Línea Retorno de Condensado .....	155
Figura 72 Verificación Controladores Supercalentador .....	157
Figura 73 Termografía Turbina en operación .....	158
Figura 74 Estado Interno Chumacera.....	159
Figura 75 Torsión de la Geometría de los Discos del Acople.....	160
Figura 76 Rectificación de los Discos .....	161
Figura 77 Viscosidades Equivalentes.....	162
Figura 78 Estator del Generador.....	165
Figura 79 Rotor del Generador .....	165
Figura 80 Diagrama T-S Final Ciclo Rankine.....	172
Figura 81 Coeficiente Global de Transferencia de Calor .....	186
Figura 82 Potencia al Freno vs Consumo Específico de Vapor .....	188

## Resumen

El presente trabajo de titulación detalla el análisis energético y técnico mecánico de la turbina de vapor Coppus del Laboratorio de Conversión de la Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas- ESPE, tomando como punto de partida la verificación del estado físico funcional de la turbina, sus accesorios y elementos constitutivos que intervienen en el proceso de transformación de energía mecánica en eléctrica. Una vez aseguradas las condiciones de seguridad necesarias para la puesta en marcha de la planta de vapor, se verificó la funcionalidad de los instrumentos de medición y dependiendo el requerimiento establecido, se remplazaron, mantuvieron u optimizaron en número. Con medidas exactas de las diferentes variables del ciclo termodinámico, se realizó el balance energético, y por primera vez fue posible calcular el coeficiente global de transferencia de calor del condensador. Las observaciones detalladas en el análisis técnico funcional previo, se solventaron tomando en cuenta el cumplimiento de las indicaciones del fabricante, con el fin de prolongar el tiempo de vida útil del conjunto de la turbina, y para maximizar eficiencias en términos energéticos. Finalmente se realizó un balance final para establecer la incidencia directa de la intervención realizada, mediante una comparación de los valores de eficiencia iniciales y finales.

### Palabras clave:

- **ENERGÍA**
- **CICLO RANKINE**
- **TURBINA**
- **CONDENSADOR**

### **Abstract**

The following degree theses details the energetic and technical mechanical analysis of Coppus steam turbine of Energy Conversion Laboratory from Armed Forces University- ESPE. Taking as initial point the physical and functional state verification of turbine, accessories and constituent elements that are part of mechanical energy transformation into electrical. The measuring instruments were verified once the necessary safety conditions for steam plant commissioning were guaranteed. Instruments were replaced, maintained or optimized in number according the requirements stablished previously. The energetic balance was realized with accurate measures of the different thermodynamic variables and for first time was possible determine the condenser global heat exchange coefficient. Observations detailed in previous analysis were solved matching fabricant recommendations to extend turbine useful life time and maximize efficiency in energetic terms. Finally, energetic balance was done to determine the direct incidence of the turbine set intervention with an initial and final efficiency comparison.

#### **Key words:**

- **ENERGY**
- **RANKINE CYCLE**
- **TURBINE**
- **CONDENSER**



### Generalidades

El laboratorio de Conversión de la Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE adquirió una planta de vapor en el año 1981 con el objetivo de brindar a sus estudiantes el soporte práctico necesario para el entendimiento de una central termoeléctrica que funcione bajo los principios del ciclo de potencia Rankine y así cumplir con la misión y visión institucional que estipulan la formación de profesionales e investigadores de excelencia para contribuir con el desarrollo nacional y atender las necesidades de la sociedad.

La planta contaba con un caldero pirotubular de procedencia inglesa marca Fulton No B2607, potencia de 15 BHP (11 kW) para la producción de vapor saturado con una presión de vapor de trabajo (SWP) de 150 psi y presión hidráulica de 300 psi. Sin embargo, en el año 2007 se determinó que no se garantizaban los parámetros de funcionamiento y las condiciones de seguridad debido a los años de operación del caldero Fulton, por lo que se adquirió un nuevo caldero marca York Shipley Global Serie VTB, con una capacidad de 30 BHP (22 kW).

La jefatura del laboratorio de Conversión de la Energía determinó en el año 2009 la necesidad de establecer un análisis del funcionamiento y automatización del caldero, por lo que se desarrolló el proyecto de titulación “Puesta en marcha, automatización y curvas de calibración para el caldero York Shipley del Lab. De Termodinámica del DECEM”. (Silva, Velasteguí. 2009), y además se desarrolló la tesis “Análisis, Evaluación Termodinámica y Puesta a Punto del Sistema Térmico del Caldero York Shipley”. (Jurado. Tapia. 2019).

Otro dispositivo fundamental de la planta es el supercalentador Boltions Superheater & Piperworks LTD, modelo 6591, serie SK3-8LF, de procedencia inglesa. Este equipo logra obtener vapor sobrecalentado a partir del vapor saturado generado en el caldero. En este equipo se desarrolló el trabajo de titulación “Mantenimiento de Cuarto y Quinto Escalón e

Implementación de un Sistema de Adquisición de Datos para el Supercalentador de la Planta de Vapor del Laboratorio de Conversión de Energía”. (Buenaño, Salguero. 2018).

La energía interna del vapor sobrecalentado producido en el supercalentador es aprovechada por la turbina de vapor de impulso Coppus para generar energía mecánica. Con una velocidad de operación de hasta 3000 rpm y 5 kW de potencia, adquirida en el año de 1992. En la turbina en el año 2008 se realizó el trabajo de titulación “Automatización y Desarrollo de un Programa de Mantenimiento de la Turbina de la Planta de Vapor del Laboratorio de Termodinámica Perteneciente al DECEM”. (Mosquera, Soria. 2010).

Sin embargo, no se han realizado trabajos de intervención en la turbina, sus accesorios y componentes constitutivos, por lo cual el presente trabajo de titulación se enfocará en la evaluación térmica, técnico-mecánica y puesta a punto de la turbina de vapor de impulso Coppus RL.

### **Definición del Problema.**

Debido a que en la turbina no se ha realizado una evaluación de los elementos internos y constitutivos durante los años de operación de la turbina las pérdidas energéticas en el fluido de trabajo han aumentado, lo que constituye un problema ya que puede acarrear un aumento de presión y mal aprovechamiento del vapor, además de la posibilidad de pérdida de material por la presencia de corrosión, lo que puede producir fallas mecánicas, desbalanceo o inclusive la destrucción total de la turbina con el consabido riesgo en la integridad del equipo y en la seguridad de los usuarios de la planta de vapor del laboratorio de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

**Justificación e Importancia.*****Justificación Técnica.***

Puesto que no se conoce el estado térmico y el nivel de pérdidas técnico-mecánicas por la influencia de los parámetros energéticos sobre los componentes internos de la turbina, no se puede asegurar un funcionamiento adecuado que garantice la integridad del equipo y seguridad de los estudiantes, docentes y usuarios del laboratorio por las presiones y velocidades del fluido de trabajo empleadas en el funcionamiento de la turbina.

***Justificación Académica.***

La energía es una de las áreas de conocimiento en las cuales incide fundamentalmente la formación del ingeniero mecánico, siendo el laboratorio de Conversión de la Energía una de las principales herramientas para la aplicación de la teoría en la práctica, a través de la experimentación con los diferentes equipos presentes en la dependencia del Departamento siendo soporte para la ejecución de prácticas de laboratorio en materias como Termodinámica, Termodinámica Aplicada, Transferencia de Calor y Diseño Térmico, que cuentan con 71 estudiantes y llevan a cabo en promedio 18 prácticas por semestre con 60 horas operativas del equipo.

La turbina de la planta de vapor y sus sistemas periféricos permiten a los estudiantes realizar análisis termodinámicos, balances energéticos, procesos de transferencia de calor y procesos de conversión de energía que constituyen conocimientos necesarios para diseñar sistemas energéticos convencionales siendo esto una de las competencias establecidas dentro de las etapas de formación estipuladas en la malla de la carrera de Ingeniería Mecánica.

**Área de Influencia.**

El proyecto incidirá en el área de Energía y Termo fluidos de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE con un óptimo y seguro desempeño de la turbina para una correcta adquisición de datos que requieren las prácticas del laboratorio de las diferentes asignaturas de la carrera de Ingeniería Mecánica.

**Objetivos.*****Objetivo General:***

Realizar la evaluación térmica y técnico-mecánica de la Turbina de Vapor Coppus del Laboratorio de Conversión de Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

***Objetivos Específicos.***

- Realizar un análisis energético de la turbina de vapor Coppus RL.
- Efectuar un análisis técnico-mecánico de la turbina de vapor Coppus RL.
- Elaborar el análisis teórico-práctico a través de una guía de prácticas de la turbina de vapor Coppus RL.

**Alcance del Proyecto.**

El proyecto realizará una evaluación térmica y técnico-mecánica actual de la turbina de vapor Coppus RL de la planta de vapor del Laboratorio de Conversión de la Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

El punto de partida es el análisis del estado físico y funcional de la turbina y elementos constitutivos, después se realizará la verificación del funcionamiento y de ser necesario reemplazo de los instrumentos de medida que permitan la recopilación de datos de operación y funcionamiento para desarrollar un análisis de eficiencia térmica, eficiencia del ciclo Rankine, eficiencia isentrópica, consumo específico de vapor, coeficiente global de transferencia de calor

del condensador, eficiencia del generador eléctrico. Esta evaluación nos permitirá determinar la influencia de los parámetros energéticos sobre las partes de la turbina en función de las pérdidas térmicas y mecánicas.

La siguiente etapa es la puesta a punto de la turbina que implica solucionar los inconvenientes mecánicos detallados previamente mediante selección, adaptación y corrección de partes de la turbina y elementos constitutivos.

Posteriormente se pondrá en marcha la turbina obteniendo nuevos parámetros de operación y elaborará un nuevo análisis térmico contrastando los resultados obtenidos con la evaluación inicial. Finalmente se desarrollará un informe técnico, y una nueva guía para las prácticas de laboratorio.

## MARCO TEÓRICO.

### Máquina Térmica.

Hasta un 80% de la energía generada alrededor del mundo es producto de ciclos termodinámicos que se originan en máquinas térmicas, sistemas donde se intercambia calor y trabajo con su medio circundante. Un ejemplo de máquina térmica es la planta de vapor donde tiene lugar un ciclo termodinámico de Rankine. (Robles & Inmaculada, 2013)

### Elementos de una Máquina Térmica

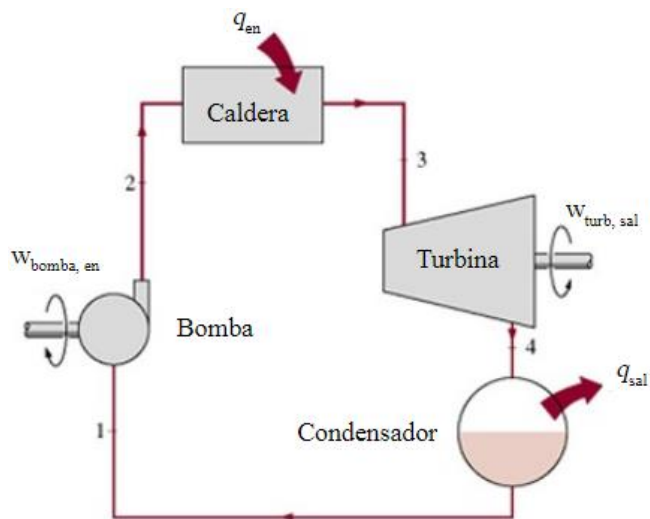
- **Operante:** Fluido que recibe y cede calor, realiza el trabajo. En el caso de la planta que opera con un ciclo Rankine es el vapor.
- **Receptor frío:** También conocido como sumidero de calor o receptor frío, elemento al cual el operante cede calor. En el ciclo Rankine es el condensador.
- **Fuente de Calor:** Elemento del cual recibe calor el operante. Caldera y el supercalentador.
- **Máquina:** Elemento en el cual el operante realiza el trabajo. Turbina. (Faires, 1982)

### Planta de vapor.

Una planta de generación de energía por vapor es un medio para convertir la energía química del combustible en energía eléctrica. (Chebataroff, 2011). Consiste en un conjunto de máquinas y dispositivos tales como generadores de vapor donde intervienen las calderas y supercalentadores, una turbina asociada a un generador eléctrico, un intercambiador de calor, una bomba de retorno de condensado, bomba de vacío y sistemas periféricos como la torre de enfriamiento.

**Figura 1**

*Planta de Vapor, Ciclo Rankine.*



*Nota.* El gráfico representa a los elementos principales que conforman al ciclo de potencia Rankine. Tomado de *Termodinámica* (p.563), por Y. A. Cengel, 2012, McGraw Hill.

### Elementos de la planta de vapor.

#### **Caldera.**

Se denomina así al recipiente en el cual se calienta el agua para transformarla en vapor, sin embargo, se puede extender este nombre a todo el sistema a presión en el que el agua se convierte en vapor como consecuencia del intercambio de calor por parte de los gases de combustión. Este sistema está compuesto por un recipiente a presión que contiene al agua y donde se produce el intercambio de calor, el mismo que debe ser diseñado y construido con materiales apropiados para resistir satisfactoriamente las condiciones de presión y temperatura. Además, está compuesto por el hogar, que es un equipo en donde se realiza la quema del combustible, los tubos conductores de humo de combustión, los calentadores del aire de combustión, recalentadores de vapor, entre otros.

Existen varios factores que intervienen en el funcionamiento de un generador de vapor los cuales son presión de vapor, cantidad de aire suministrado al hogar, superficie de calefacción y calidad del combustible. (Robles & Inmaculada, 2013).

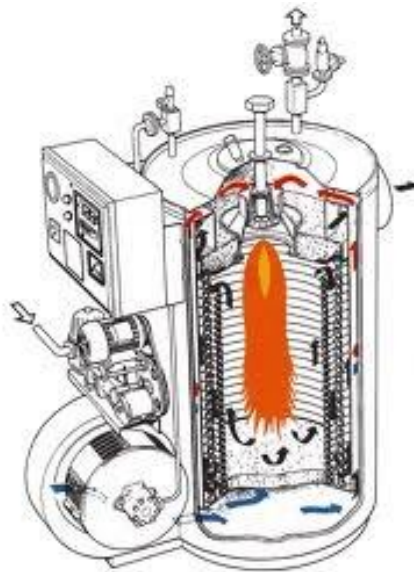
### **Tipos de Calderas.**

Las calderas más utilizadas en las centrales térmicas se las puede clasificar como

- **Caldera Acuotubular:** Aquella en la que el agua circula por el interior de los tubos y los gases de combustión por el exterior de estos. En este tipo de calderas, la circulación del agua alcanza altas velocidades lo que ayuda a una transferencia eficiente de calor y por lo tanto una elevada producción de vapor.

### **Figura 2**

*Caldera Acuotubular*



*Nota.* El grafico representa un esquema básico del funcionamiento de una caldera acuotubular.

Recuperado de Absorsistem. (2019).

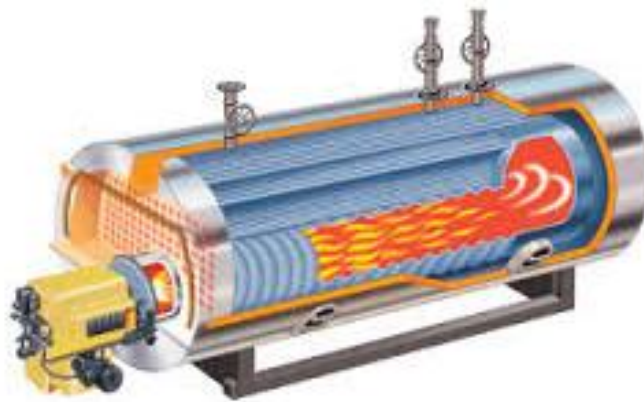
- **Caldera Piro-tubular:** A diferencia de los acuotubulares, el agua circula por el exterior de los tubos y los gases de combustión por el interior de estos. Este tipo de caldera trabaja



en su mayoría con tiro forzado, el cual se produce mediante el flujo de vapor de la misma caldera o utilizando vapor de escape del elemento motriz, en su mayoría de casos de una turbina.

### **Figura 3**

#### *Caldera Piro-tubular*



*Nota.* El grafico representa un esquema básico del funcionamiento de una caldera piro-tubular.

Recuperado de Absorsistem. (2019).

#### ***Supercalentador.***

El supercalentador es un equipo térmico que a través de un proceso isobárico agrega calor adicional por parte de los gases de combustión al vapor proveniente de la caldera que pasa a través de un tubo serpentín, convirtiendo así al vapor saturado en vapor sobrecalentado. Este elemento resulta indispensable dentro de una planta de vapor debido a que para realizar el trabajo en la turbina es necesario producir vapor sobrecalentado ya que de ser el caso en el que ingrese vapor saturado o mezcla a la turbina, puede producir erosiones a los alabes de la misma, generando desbalanceo por pérdida de masa y así alterar su correcto funcionamiento. Está compuesto por una cámara de combustión, intercambiador de calor y chimenea para gases de combustión.

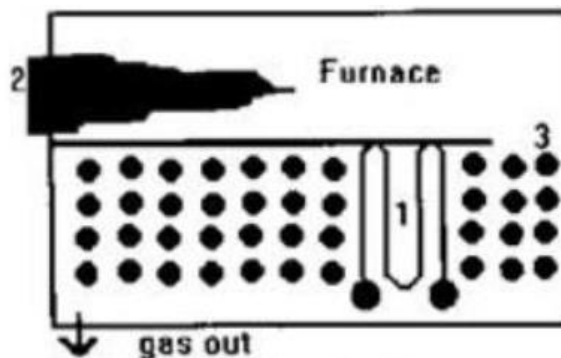
### Tipos de Supercalentadores.

Por la forma en que se realiza la transferencia de calor desde los gases de combustión al vapor, existen los supercalentadores de convección y radiación.

- **Supercalentador de Convección:** Se ocupa generalmente cuando la temperatura de los gases de combustión es relativamente baja, lo que incrementa su vida útil. La temperatura del vapor a la salida aumenta con la producción de la caldera, generando una absorción total mayor de calor. Además, la transferencia de calor depende principalmente de la velocidad y la cantidad de flujo másico. (Ammourah, 2016).

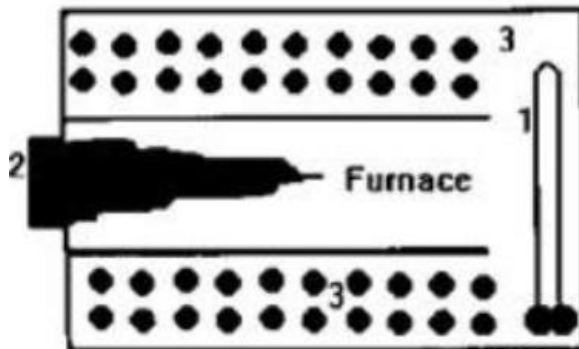
**Figura 4**

*Supercalentador de Convección*



*Nota.* Tomado de Ammourah. (2016).

- **Supercalentador de Radiación:** En este tipo de supercalentador la transmisión de calor depende de la temperatura de los gases de combustión que generalmente es alta. La temperatura de vapor que sale del equipo es más baja a una mayor producción de la caldera debido a que la absorción por radiación no aumenta tan rápido como la salida del vapor de la caldera. (Ammourah, 2016).

**Figura 5***Supercalentador de Radiación*

*Nota.* Tomado de Ammourah. (2016).

***Turbina de vapor.***

Las turbinas de vapor constituyen el 70% de energía eléctrica del mundo, son un tipo de turbo maquinaria que extraen energía del fluido de trabajo que es el vapor. Este tipo de máquinas cuentan con un eje rotativo de donde se obtiene el nombre de turbo maquinarias, turbo es una palabra deriva del latín que significa rotación.

Este tipo de turbo maquinaria es utilizada para cambiar el estado del fluido de trabajo con una carga elevada de energía de trabajo desde una alta a una baja presión, convirtiendo esta energía interna del vapor generado en la caldera en energía mecánica. El vapor se acelera en el conjunto de toberas adquiriendo energía cinética mediante una caída en la entalpía. Los chorros de vapor de alta velocidad descargados por las toberas cambian de dirección en su paso de los álabes curvos de la turbina, unidas al rotor, El trabajo útil es entonces producido en el eje del rotor que unido en mediante una junta fenaflex con el generador produce energía eléctrica. (White, 2014).

### ***Principios Termodinámicos de la Turbina de Vapor.***

La turbina es un sistema de flujo constante que opera bajo los siguientes principios.

- La intensidad de flujo másico hacia la turbina es igual a la intensidad de flujo desde la turbina.
- La intensidad de flujo de calor  $Q$  y de trabajo  $W$  son constantes en tanto opere a condición constante de flujo de vapor.
- En las fronteras de entrada y salida del sistema las propiedades del operante o fluido de trabajo son uniformes. (Energiza, 2018) .

### **Clasificación de las turbinas.**

Las turbinas de vapor se pueden clasificar de acuerdo a lo siguientes criterios.

- **Según la forma en la que transforman la energía del vapor:**

**Reacción.** El vapor se expande en las boquillas y continúa su expansión a medida que fluye sobre las aspas con una pérdida de presión y velocidad, los álabes móviles tienen una boquilla de vapor convergente donde el vapor se expande convirtiendo la energía térmica del vapor en energía cinética, impacta los álabes cambiando su dirección que genera una fuerza que hace que el rotor. En este tipo de turbinas la caída de presión se da en varias etapas.

**Impulso.** En la turbina de impulso el chorro en movimiento se expande en las toberas con una caída de presión convirtiendo la mayor parte de energía del vapor en energía cinética. Posteriormente el vapor a alta velocidad y presión constante golpea los álabes cambiando su dirección lo que genera una fuerza. Este impulso resultante hace que el rotor gire. (White, 2014)

- **Según el número de etapas:**

**Monoetapa.** Son turbinas de construcción simple, lo que hace que su fabricación, así como su instalación y mantenimiento impliquen menos costos, además de ser más robustas y seguras. Se utilizan para generar hasta 2MW de potencia.

**Multietapa.** Los escalonamientos de las etapas de la turbina buscan disminuir la velocidad del rodete con una velocidad constante de los alabes con relación a la velocidad del chorro de vapor. (Energiza, 2018).

- **Según la dirección de flujo de vapor:**

**Flujo Axial.** En este tipo de turbinas el flujo de vapor direccionado a través de un cono situado en mismo eje, es el más común en las turbinas.

**Flujo Radial.** En este tipo de turbinas el flujo de vapor direccionado en sentido perpendicular al eje de la turbina. (Energiza, 2018).

- **Según la presión de salida del vapor.**

**Turbina con extracción de vapor.** Envía a la caldera parte del vapor generado en etapas de alta presión para sobrecalentarlo y reenviarlo a etapas intermedias.

**Turbina de contrapresión.** La presión de vapor es superior a la presión atmosférica en la salida de la turbina. El vapor se condensa en un intercambiador de calor o condensador obteniendo líquido saturado o sobrecalentado, que puede ser aprovechado posteriormente.

**Turbina de condensación.** Diseño utilizado en turbinas de gran potencia y alto rendimiento donde la presión de vapor es inferior a la atmosférica a la salida de la turbina. El vapor se condensa y se obtiene agua de refrigeración, con un mayor aprovechamiento térmico que en las turbinas de contrapresión. (Energiza, 2018)

***Turbina Coppus RL.***

La turbina Coppus RL de la planta de vapor del Laboratorio de Conversión de la Energía es de tipo impulso, una sola etapa, un rotor y una fila estacionaria de alabes entre las dos filas de los álabes rotatorios. El rotor se encuentra sellado entre la cubierta de la turbina que contiene la conexión de la entrada de vapor y la carcasa de la turbina que contiene las conexiones de salida de vapor. (WARDS, 1974).

El vapor entra en la cubierta de la turbina después de pasar por el filtro de vapor, válvula de marcha de exceso de velocidad y válvula interceptora de admisión. Dentro de la turbina, el diafragma de vapor contiene varias toberas de vapor individuales. Algunas de estas toberas son controladas por válvulas manuales.

El vapor se expande y es dirigido a alta velocidad contra los álabes rotatorios de la primera fila del rotor de la turbina, luego el vapor es re direccionado por los álabes estacionarios a la segunda fila de álabes rotatorios. Después el vapor se descarga en la carcasa de la turbina y posteriormente en la línea de salida de vapor.

La velocidad del flujo de vapor a través de turbina es muy alta por lo que el proceso se asume como adiabático, pero debido a la fricción entre el vapor y los álabes el proceso no es reversible por lo que no es considerado isentrópico. El trabajo máximo que puede obtenerse del eje del rotor se producirá por una expansión del vapor isentrópica, reversible y adiabática. (WARDS, 1974)

La velocidad máxima controlada es de 3000 RPM. La salida de energía de la turbina es aprovechada por un generador eléctrico con un banco de resistencias de carga. La instrumentación del generador incluye un amperímetro, voltímetro, indicadores de RPM, además de interruptores para incrementar la carga eléctrica de la turbina. (WARDS, 1974)

### **Partes y accesorios de la turbina.**

- **Estator:** Está formado por álabes fijos unidos a la carcasa de la turbina, su función es mantener alineado al eje independiente de los efectos térmicos de vapor sobre los componentes de la turbina.
- **Rotor:** Está formado por alabes unidos al eje de la turbina que permiten su rotación.
- **Carcasa:** Fabricada de hierro fundido unida a la bancada de la turbina, contiene la línea de salida de vapor de la turbina.
- **Cubierta:** Parte desmontable de la turbina donde se encuentran el diafragma de vapor, contiene la línea de ingreso del vapor.
- **Diafragma de Vapor:** Recibe el vapor que ingresará a las toberas contenidas en el diafragma.
- **Toberas de Vapor:** Incrementan la velocidad del vapor y lo dirigen hacia la primera fila de álabes giratorios.
- **Válvulas Manuales de la Tobera.:** La turbina operará de una manera más eficiente cuando el vapor en el diafragma esté en su máxima presión, aproximadamente un 90 % de la línea de presión. La mayor presión ocurre cuando el menor número de válvulas manuales están abiertas y con todas las válvulas abiertas y la carga normal aplicada, se ajusta el regulador para obtener la velocidad de operación requerida.
- **Mecanismo de Marcha de Seguridad:** La condición de exceso de velocidad opera cerrando una válvula de desconexión en la en la entrada de la línea de vapor, se establece cuando la velocidad de la turbina excede la velocidad establecida en un 25 %. Incluye un dispositivo sensitivo de velocidad montado en el eje de la turbina, un

mecanismo de cierre, válvula pilotada de vapor y una válvula pistón de desconexión accionada por vapor.

- **Governor RL:** Es el dispositivo de control primario de la velocidad de la turbina. El governor hidromecánico posiciona la válvula interceptora de admisión de vapor para lograr el control de la velocidad. Tiene una capacidad máxima 13.5 J (10 ft – lbs), impulsada en ambas direcciones para una respuesta rápida y precisa. Requiere un mantenimiento mínimo debido a la simplicidad del diseño, las pocas partes móviles y su construcción a prueba de agua. Contiene un suministro propio de aceite para una mayor limpieza. La velocidad de turbina se regula mediante el tornillo ajustable localizado en la placa del governor. El mecanismo de ajuste de velocidad está previsto de suficiente fricción interna para eliminar la necesidad de asegurar externamente el tornillo. Para incrementar la velocidad de la turbina se debe ajustar el tornillo en sentido horario, y para disminuir la velocidad se debe ajustar el tornillo en sentido antihorario.
- **Caja de vapor:** Sello de vapor para el cuerpo de la válvula de admisión de vapor.
- **Válvula de admisión de vapor:** Válvula de regulación del ingreso de vapor a la turbina pilotada por el governor en condiciones de exceso de velocidad.
- **Válvula de alivio:** Permite liberar presión excesiva de la carcasa.
- **Tubería de sello de vacío:** En las turbinas de escape a vacío, debe ser suministrado vapor de 1 a 2 bar a través de los sellos de vapor de anillos de carbono para prevenir la entrada de aire del exterior.
- **Tubería de Vapor:** Apoyada de tal manera que se evitan esfuerzos resultantes de los cambios de temperatura que ocurren dentro de la turbina.



**Condensador.**

El condensador es un intercambiador de calor de carcasa y tubos acoplado a la estructura de la turbina, consiste de un gran número de tubos por el cual pasa un suministro de agua de enfriamiento y está diseñado para que los tubos estén situados transversalmente al flujo de vapor. El vapor se libera de la turbina a través de la tubería que incluye una válvula para crear contrapresión variable e introducir el vapor en el condensador.

**Figura 6**

*Intercambiador de Calor Multitubos*



*Nota.* Tomado de HRS Heat Exchangers. (2019).

El condensado se extrae del condensador mediante una bomba de vacío y es descargado en el tanque de medición del condensado que está montado sobre una balanza que permite una medición directa del peso del condensado. Del tanque de medición el condensado se descarga y puede ser desechado o puede ser extraído mediante una bomba de retorno de condensado y regresado al tanque de alimentación del caldero. (WARDS, 1974)

***Bomba de Retorno de Condensado.***

Es un elemento mecánico cuyo objetivo es regresar el agua que sale del intercambiador de calor hacia el caldero y es indispensable para realizar el proceso de reutilización del agua en una planta de vapor.

**Clasificación de Bombas de Retorno de Condensado.**

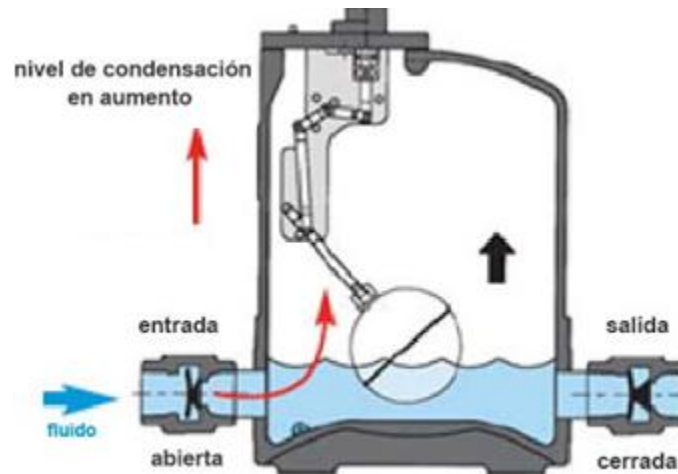
Existen dos tipos de bombas mayormente utilizadas en el proceso de retorno y recuperación del condensado, las cuales son:

- **Bomba de Condensado Eléctrica Centrífuga:** Este tipo de bomba utiliza la fuerza centrífuga que imparte velocidad alta al líquido bombeado donde la presión es obtenida mediante la rotación de un rodete que se encuentra dentro de una carcasa de tipo voluta. El líquido ingresa a la bomba y se dirige hacia el centro, que se conoce como oído del rodete. La carcasa está diseñada para transformar la velocidad en presión por un aumento uniforme del área de la voluta, o por la acción de álabes encauzadores del difusor. La bomba centrífuga es la más común para diversas aplicaciones en las que interviene la circulación de agua fría o caliente dentro del proceso, y son adecuadas para aplicaciones en las que se requiere retornar grandes cantidades de condensado.  
(Spirax Sarco España, 2020)

**Figura 7***Bomba Eléctrica Centrífuga*

*Nota. Tomado de Direct Industry. (2020).*

- **Bomba de Condensado Mecánica:** Constituida por un cuerpo en que el condensado cae por acción de la gravedad y un mediante un flotador compuesto por un mecanismo automático que acciona un juego de válvulas que permiten que el gas a presión entre y salga alternativamente de forma cíclica. Cuando el vapor presuriza el cuerpo el condensado sale por la válvula de retención a la línea de retorno y el mecanismo invierte las válvulas, dejando salir el gas para que ingrese más condensado. Este tipo de bombas no trabajan con caudales tan grandes, aunque son adecuadas en procesos dónde se requiere evacuar condensado de equipos que se encuentran bajo condiciones de vacío, lo cual no es posible para una bomba de condensado eléctrica, y en situaciones en donde no se dispone de suministro eléctrico. (Spirax Sarco España, 2020)

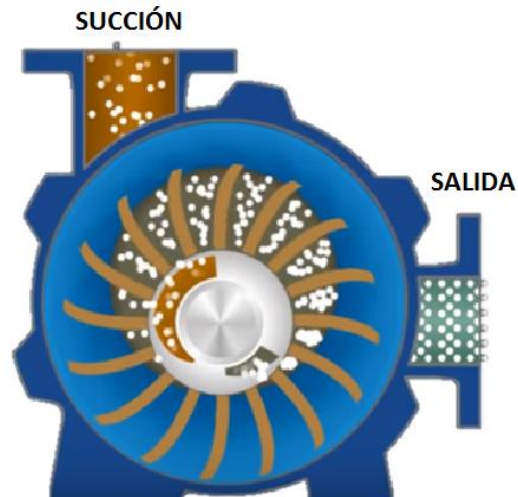
**Figura 8****Bomba mecánica**

*Nota. Tomado de Direct Industry. (2020).*

**Bomba de Vacío.**

Es una máquina que se encarga de extraer gases del interior de un recinto cerrado donde se requiera reducir la presión a un valor inferior a la atmosférica. (Schmalz, 2014). Su principio de funcionamiento es similar al de las bombas rotativas. Consta de un cilindro excéntrico y un conjunto de paletas unidas al eje. Al girar las paletas, se genera una diferencia de presión entre el cilindro y el interior del recipiente, haciendo que el aire dentro del recipiente ingrese al cilindro y posteriormente, ese mismo movimiento empuja al aire hacia una salida.

(Ruales, 2020)

**Figura 9***Bomba de Vacío*

*Nota. Tomado de NASH. (2020).*

### ***Torre de Enfriamiento.***

Sistema mecánico cuyo propósito es enfriar masas de agua en procesos que requieren disipación de calor (Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar, 2017). En las torres de enfriamiento se reduce la temperatura del agua caliente que viene de un circuito de refrigeración mediante un intercambio de calor con el aire que circula por su interior. El agua entra por la parte superior y se distribuye uniformemente por medio de pulverizadores. Para mejorar el contacto aire-agua utiliza un entramado denominado relleno, el cual está compuesto por unos elementos plásticos conocidos como empaquetaduras. (Universidad del País Vasco, 2016)

### **Clasificación de las Torres de Enfriamiento.**

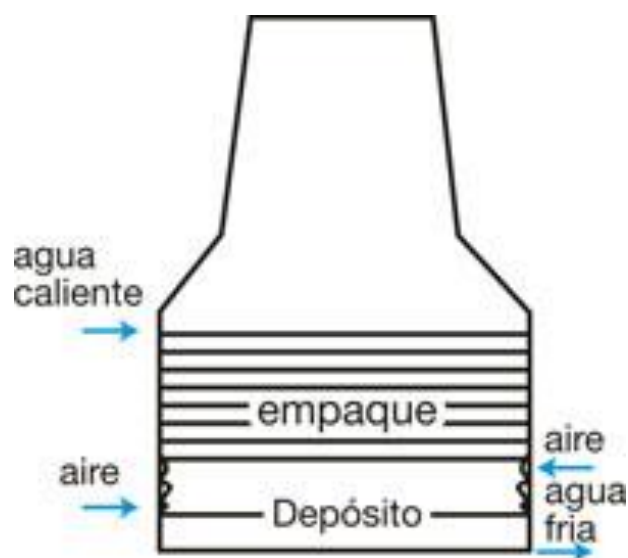
Se las clasifica según el movimiento de aire a través de la torre.

- **Torre de Circulación Natural:** Torre en la que el aire ingresa por medio de un conducto o chimenea, al no poseer un elemento mecánico que induzca movimiento al aire, éste

circula a través de la torre debido la velocidad del viento y a la diferencia de densidades entre el aire húmedo caliente y el aire atmosférico. Estas torres son altas y poseen una gran sección transversal para facilitar el movimiento del aire que asciende. (Universidad del País Vasco, 2016)

**Figura 10**

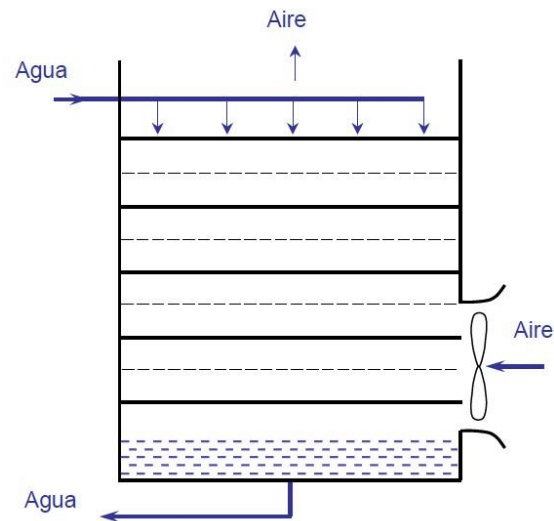
*Torre de Circulación Natural*



*Nota. Esquema de funcionamiento de la Torre de Enfriamiento de circulación natural.*

*Recuperado de HVAC&R. (2015).*

- **Torre de Tiro Mecánico Forzado:** Torre en la que el aire es forzado con ayuda de un ventilador a baja velocidad por la parte inferior de la torre y sale al ambiente por la parte superior, generalmente son de flujo a contracorriente. Son torres de menor tamaño y mayor eficiencia en términos de intercambio de calor. (Universidad del País Vasco, 2016)

**Figura 11***Torre de Tiro Mecánico Forzado*

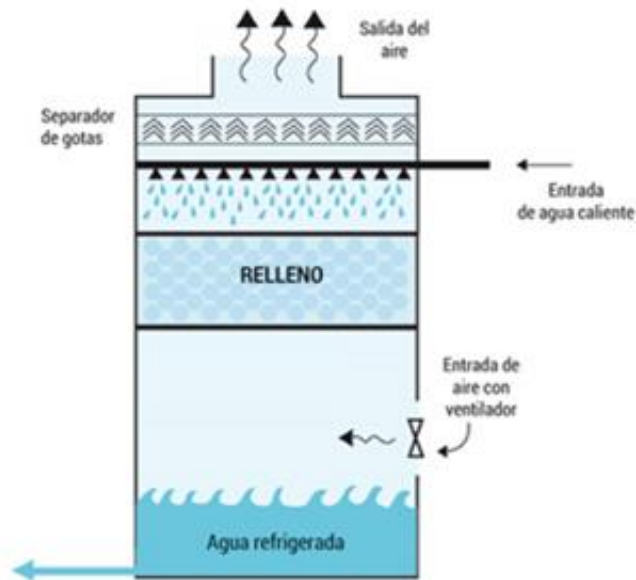
*Nota. Esquema de funcionamiento de la Torre de Enfriamiento de tiro mecánico forzado.*

*Recuperado de ResearchGate. (2018).*

- **Torre de Tiro Mecánico Inducido:** Torre en la que el aire es succionado a través de la torre mediante un ventilador ubicado en la parte superior. De la misma manera, generalmente son de flujo a contracorriente. La ventaja que tiene este tipo de torre es que el agua se pone en contacto con el aire más seco, lo que produce un rendimiento mayor. (Universidad del País Vasco, 2016)

**Figura 12**

*Torre de Tiro Mecánico Inducido*



*Nota. Esquema de funcionamiento de la Torre de Enfriamiento de tiro mecánico inducido.*

*Recuperado de Frío. (2013).*

**Generador Eléctrico.**

Es una máquina eléctrica síncrona que produce energía eléctrica a partir de energía mecánica producida, en el caso de las plantas de vapor, por una turbina. El generador se encuentra acoplado al eje de la turbina y la frecuencia de la corriente de alimentación esta sincronizada con la rotación del eje de la turbina. (Beyrut, 2018)

**Partes del Generador Eléctrico.**

El generador eléctrico está compuesto por dos partes fundamentales que son el estator y el rotor:

- **Estator:** También conocido como inducido, es la parte fija del generador en donde se produce el campo magnético que se induce al rotor, fabricado de un material con

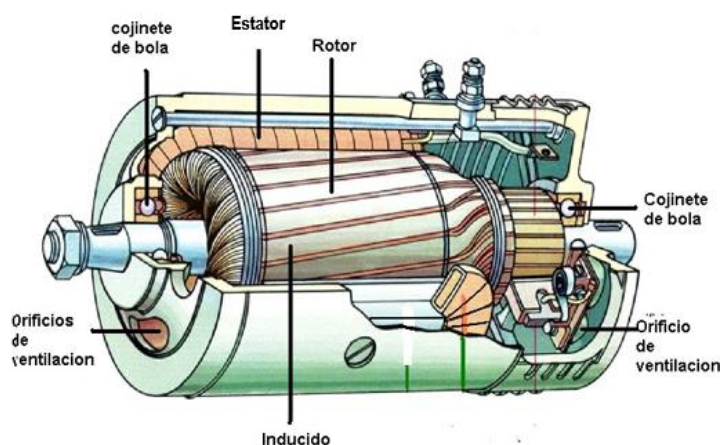


excelentes propiedades magnéticas. Posee laminaciones delgadas, ranuradas y de alta permeabilidad. Dichas laminaciones se encuentran empotradas sin contacto directo a un bastidor, el cual protege a la máquina, le da robustez y estabilidad.

- **Rotor:** También conocido como inductor, es la parte móvil de la máquina. Su núcleo está constituido un material ferromagnético, al igual que el estator. Al igual que el estator, posee laminaciones ranuradas y de alta permeabilidad para permitir el paso del campo. Estas laminaciones se encuentran unidas al eje a presión, y no existe un contacto directo con el mismo. Entre el rotor y el estator existe un espacio físico de aire u otro líquido como aceite, denominado entrehierro. (Kosov, 2019)

**Figura 13**

*Partes del generador eléctrico*



*Nota. El gráfico ilustra de forma detallada las partes fundamentales de un generador eléctrico.*

*Recuperado de Electrotecnia y Eléctrica. (2019).*

### **Principio de Funcionamiento del Generador Eléctrico.**

Radica en el movimiento relativo entre un conductor y un campo magnético que induce un voltaje en el conductor. Una fuente externa de energía se aplica a través de unos anillos

colectores ubicados en el rotor. La corriente alterna se produce en la armadura debido a la inversión del campo magnético a medida que los polos pasan por los conductores individuales. La corriente que se genera mediante los alternadores mencionados, dependiendo de la frecuencia a la que esté diseñada la máquina varía cíclicamente desde un pico pasando por cero, descendiendo hasta un pico negativo y regresando de nuevo a cero varias veces por segundo. Este tipo de corriente se conoce como corriente alterna monofásica. Si la armadura está compuesta por dos bobinas montadas a  $90^\circ$  una de otra se producirán dos ondas de corriente, cuando una esté en su máximo la otra será cero. Este tipo de corriente se la conoce como corriente alterna bifásica. De la misma manera, si se agrupan tres bobinas de armadura en ángulos de  $120^\circ$  entre ellas, se producirá corriente en forma de onda triple, conocida como corriente alterna trifásica, la cual es la emplea normalmente para generar potencia eléctrica en la práctica de la ingeniería eléctrica moderna.

En la producción de energía eléctrica de un generador existen varias limitaciones las cuales son: pérdidas debidas a la corriente de excitación en el devanado del campo, la corriente alterna en el devanado de la armadura, el circuito magnético y corrientes parásitas. Sin embargo, dichas pérdidas pueden llegar a ser del 1 al 10% de la cantidad de energía que se transforme, lo que indica que la eficiencia de un generador está por sobre el 90%. (Beyrut, 2018).

#### **Generadores de Corriente Directa.**

El principio de operación de los generadores de corriente directa es similar a los generadores de corriente alterna. La armadura del generador de corriente directa gira entre dos polos de campo fijos, la corriente en la armadura se mueve en una dirección durante la mitad de cada revolución, y en la otra dirección durante la otra mitad. Para producir un flujo constante de

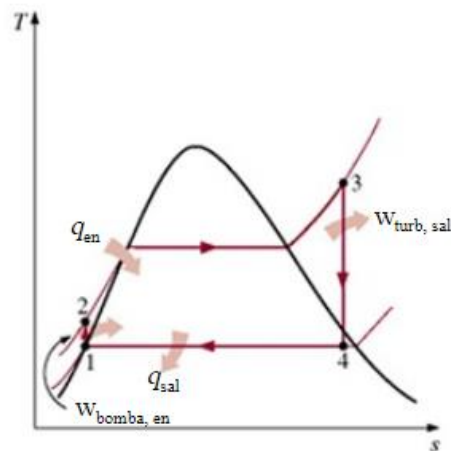
corriente en una dirección continua se necesita un dispositivo para invertir el flujo de corriente fuera del generador una vez durante cada revolución, lo que produce una fuerza rotativa constante. Este dispositivo se lo denomina conmutador, el cual consta de dos anillos de metal montados sobre el eje de una armadura los cuales sirven como bornes de la bobina y están aislados entre sí. Las escobillas fijas de metal o de carbón se mantienen en dirección contraria del conmutador, que al momento de girar conecta eléctricamente la bobina a los cables externos. Cuando la armadura gira, cada escobilla entra en contacto de forma alternativa con las mitades del conmutador, cambiando la posición en el momento en el que la corriente invierte su dirección dentro de la bobina de la armadura, produciendo así un flujo de corriente de una dirección en el circuito exterior al que el generador se encuentra conectado. Los generadores de corriente continua funcionan normalmente a voltajes bastante bajos para evitar las chispas que se producen entre las escobillas y el conmutador a voltajes altos. (Beyrut, 2018)

**Ciclo Rankine Ideal.**

El ciclo Rankine es el ciclo ideal para los ciclos de potencia de vapor, tales como centrales eléctricas de vapor. El ciclo Rankine ideal no incluye ninguna irreversibilidad interna y se compone de cuatro procesos, detallados gráficamente en el diagrama T-S de la figura 14:

**Figura 14**

*Diagrama T-S, Ciclo Rankine Ideal Simple*



*Nota.* El gráfico representa los diferentes estados que conforman el ciclo Rankine. Tomado de *Termodinámica* (p.563), por Y. A. Cengel, 2012, McGraw Hill.

1-2: Compresión isentrópica en una bomba

2-3: Adición de calor a presión constante

3-4: Expansión isentrópica en una turbina

4-1: Rechazo de calor a presión constante en un condensado (Cengel, 2012)

En el estado 1 el agua se encuentra como líquido saturado y entra a la bomba donde se condensa isentrópicamente hasta llegar a la presión de operación de la caldera. En este estado el agua experimenta un leve aumento de temperatura debido a la disminución de su volumen específico que resulta del trabajo que realiza la bomba sobre el sistema.

En el estado 2 el agua como líquido comprimido entra a la caldera en donde existe una adición de calor que se origina principalmente en los gases de combustión y sale de la misma como vapor sobrecalentado.

En el estado 3 el vapor sobrecalentado entra a la turbina en donde se expande isentrópicamente y produce trabajo al hacer girar el eje del rotor el cual se encuentra conectado a un generador eléctrico. Durante este proceso se produce una disminución de la temperatura y presión del vapor.

En el estado 4 el vapor que por lo general es un vapor húmedo con una alta calidad entra al condensador, el cuál es un intercambiador de calor en dónde existe un rechazo de calor hacia un medio de enfriamiento mediante un proceso isobárico. El agua sale del condensador en forma de líquido saturado y se dirige nuevamente a la bomba, completando el ciclo.

El trabajo neto producido durante el ciclo resulta de la diferencia del área bajo la curva del proceso 2-3 que representa el calor transferido hacia el agua por la caldera y el área bajo la curva del proceso 4-1 que representa el calor rechazado producido en el condensador. (Cengel, 2012)

#### ***Análisis de Energía del Ciclo Rankine.***

Para el análisis energético del ciclo Rankine ideal se tienen en cuenta los siguientes aspectos:

- La caldera, la turbina, el condensador y la bomba son dispositivos de flujo estacionario, por lo que los 4 procesos del ciclo serán analizados como procesos de flujo estacionario. (Cengel, 2012)
- Los cambios de energía cinética y potencial del vapor se los considera insignificantes dentro del análisis debido a que son pequeños en comparación con los términos de trabajo y transferencia de calor. (Cengel, 2012)

Por lo tanto, la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa de vapor se reduce a:

$$(Q_{ent} - Q_{sal}) + (W_{entr} - W_{sal}) = h_{ent} - h_{sal} \quad (1)$$

Donde

$Q_{ent}$  : Calor de entrada

$Q_{sal}$  : Calor de salida

$W_{entr}$  : Trabajo de entrada

$W_{sal}$  : Trabajo de salida

$h_{ent}$  : Entalpía Específica de entrada

$h_{sal}$  : Entalpía Específica de salida

La caldera y el condensador no incluyen ningún trabajo, y la turbina y la bomba son isentrópicas, por lo que la relación de conservación de la energía para cada dispositivo se puede expresar como:

**Trabajo realizado por la bomba ( $q = 0$ ).**

$$W_b = h_2 - h_1 = v_{f2} \cdot (P_2 - P_1) \quad (2)$$

Donde

$v_{f2}$  : Volumen específico en el estado 2.

$P_2$  : Presión en el estado 2.

$P_1$  : Presión en el estado 1.

**Calor de entrada en la caldera ( $w = 0$ ).**

$$Q_{ent} = h_3 - h_2 \quad (3)$$

**Trabajo realizado por la turbina ( $q = 0$ ).**

$$W_{turb} = h_3 - h_4 \quad (4)$$

**Calor de salida en el condensador ( $w = 0$ ).**

$$Q_{sal} = h_4 - h_1 \quad (5)$$

### ***Eficiencia Térmica.***

La eficiencia térmica del ciclo Rankine es la relación entre el trabajo neto y el calor de entrada, se determina con la siguiente expresión:

$$\eta_{th} = \frac{W_{neto}}{Q_{ent}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad (6)$$

El cual, a su vez, el trabajo neto se expresa mediante la siguiente ecuación.

$$W_{neto} = Q_{ent} - Q_{sal} = W_{turb} - W_b \quad (7)$$

### **Ciclo Rankine Real.**

El ciclo Rankine ideal presenta irreversibilidades en algunos componentes, y es la principal diferencia con el ciclo Rankine ideal. Esta irreversibilidad se origina debido a pérdidas producidas por la fricción del fluido y pérdidas de calor con el exterior. (Cengel, 2012)

Además, es importante destacar las irreversibilidades que se ocurren en la turbina y en la bomba. La bomba necesita una entrada mayor de trabajo, y la turbina genera una salida de trabajo menor. En condiciones ideales el flujo por estos dispositivos es isentrópico.

### **Eficiencia Isentrópica de la Turbina.**

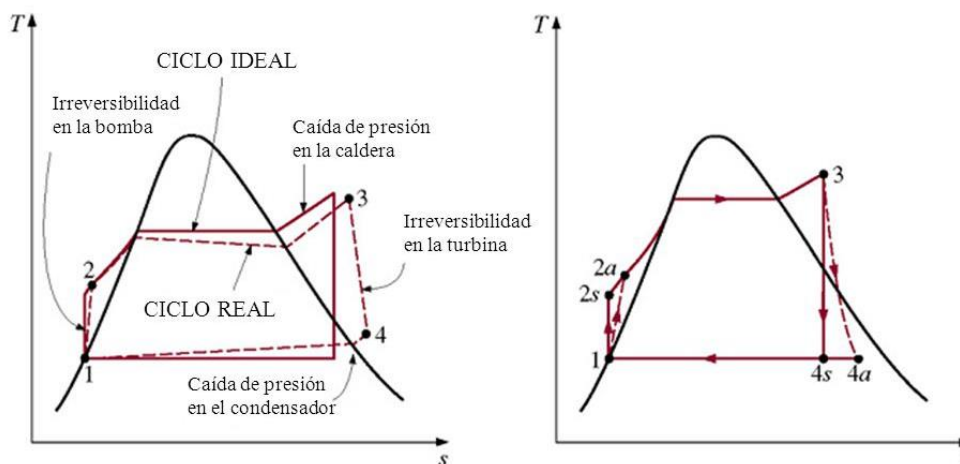
Se define como la relación entre el trabajo real y el trabajo ideal de la turbina para producir una capacidad dada (Cengel, 2012). La desviación de las turbinas reales de las ideales se compensa empleando eficiencias adiabáticas, de la siguiente manera.

$$\eta_{isen} = \frac{W_i}{W_r} = \frac{h_3 - h_{4s}}{h_3 - h_{4a}} \quad (8)$$

Donde los estados 2a y 4a son los estados de salida reales de la bomba y la turbina respectivamente, 2s y 4s son los estados correspondientes para el caso isentrópico, de acuerdo a la siguiente figura.

**Figura 15**

*Ciclo Rankine Real*



*Nota.* El gráfico representa los diferentes estados que conforman el ciclo Rankine Real y su comparación con el ciclo Rankine Ideal. Tomado de *Termodinámica* (p.568), por Y. A. Cengel, 2012, McGraw Hill.

### **Eficiencia de la Turbina.**

Se define como la relación entre el trabajo realizado por la turbina y el calor producido o disponible. Se la calcula con la siguiente expresión.



$$\eta_{turb} = \frac{W_{turb}}{Q_{ent}} \quad (9)$$

En procesos en los que el trabajo de la turbina es mucho mayor al trabajo de la bomba, se considera al trabajo en la turbina  $W_{turb}$  como el trabajo neto realizado.

**Consumo Específico de Vapor.**

Es la masa de vapor utilizada para obtener una determinada potencia en un tiempo asignado (Faires, 1982). Generalmente se expresa en  $kg/kW \cdot h$ . Se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$SSC = \frac{\dot{m}_{vapor}}{PF} \quad (10)$$

Donde

$\dot{m}_{vapor}$ : Tasa de flujo másico.

$PF$  : Potencia al Freno.

### **Análisis estado físico y funcional inicial de la turbina Coppus RL.**

Para conocer el estado físico de la turbina y sus accesorios se realizó un análisis físico detallado de los subcomponentes de cada componente que constituye el proceso de conversión de la energía térmica en energía mecánica para la generación de energía eléctrica. Con el fin de conocer la funcionalidad de ciertos accesorios fue necesario la puesta en marcha del caldero y del supercalentador. En esta etapa no se realizó toma de datos de las variables de la turbina. Los componentes que se consideraron para el análisis físico y funcional inicial son:

- Panel eléctrico de control de la turbina.
- Bombas.
- Torre de enfriamiento.
- Tuberías y Accesorios.
- Supercalentador.
- Turbina.
- Lubricación.
- Condensador.
- Generador.
- Resistencias.

#### **Panel Eléctrico de Control de la Turbina.**

Dentro del panel de control se encuentran las conexiones eléctricas que energizan el ventilador, instrumentos de medición, bombas de retorno de condensado y de vacío.

### ***Interruptor Eléctrico de Cuchillas.***

Mecanismo trifásico eléctrico con cuchillas articuladas que se insertan entre dos contactores para cerrar el circuito. Ubicado en un extremo del panel de control, está conectado al panel de alimentación eléctrica de la planta de vapor y permite el corte eléctrico para proteger el panel de control de cargas elevadas.

### **Figura 16**

*Interruptor de Cuchillas*



Para verificar el correcto funcionamiento del interruptor se verificó satisfactoriamente la continuidad de voltaje del mecanismo.

### ***Fusibles.***

El panel eléctrico de control de la turbina conectado al interruptor eléctrico de cuchillas cuenta con 14 fusibles que protegen las conexiones eléctricas del ventilador, la bomba de vacío y de retorno del condensado.

**Figura 17***Fusibles del Panel de Control***Tabla 1***Características de los Fusibles del Panel de Control*

N°	Número	Marca	Corriente	Voltaje Max	Amperaje Max	Estado	Observación
1	10	BRUSH	Alterna	500 V	20 A	No Funcional	Dos fusibles quemados
2	12	BRUSH	Alterna	500 V	30 A	Funcional	

*Nota.* Esta tabla muestra las características de los fusibles pertenecientes al panel de control de la turbina.

Se verificó su funcionamiento midiendo la continuidad de voltaje en dos puntos, antes y después del dispositivo de seguridad, dando como resultado fusible correspondientes a la bomba de vacío y del ventilador quemados.

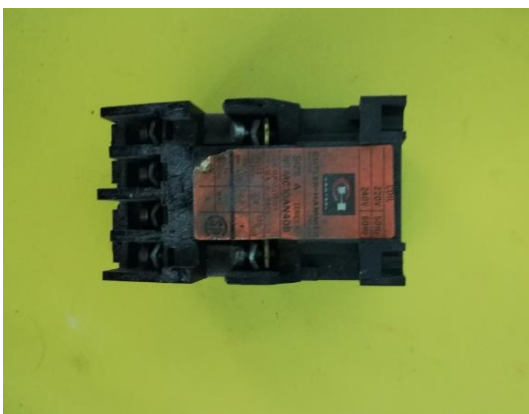
#### ***Contactores de los Pulsadores de las Bombas.***

El contactor comprende de una bobina y un relé térmico. Al emitir la señal mediante un pulsador de color verde ubicado en el panel de control, los contactores se enclavan para el accionamiento del ventilador, bomba de triple vacío y retorno de condensado, para desenclavar los contactores se debe presionar el botón rojo correspondiente. Los tres relés

térmicos de los contactores estaban quemados por lo que no fue posible un accionamiento manual del ventilador y las bombas.

**Figura 18**

*Relé Térmico quemado*



### **Bombas.**

Debido a que los contactores no enviaban una señal de accionamiento, se desconectaron las bombas de triple vacío y retorno de condensado y se adaptó un accionamiento provisional para conocer su estado y funcionalidad.

**Tabla 2**

*Estado Inicial de las Bombas*

<b>N°</b>	<b>Bomba</b>	<b>Tipo</b>	<b>Motor</b>	<b>Estado</b>	<b>Observación</b>
1	Torre de enfriamiento.	Centrífuga	Eléctrico	No Funcional	Cables cristalizados.
2	Triple vacío condensador.	Centrífuga	Eléctrico	No Funcional	Rodete Bloqueado.
3	Retorno del condensado.	Centrífuga	Eléctrico	No Funcional	Motor eléctrico dañado.

La bomba de la torre de enfriamiento cuenta con accionamiento propio conectado al panel de alimentación de energía del cuarto de la planta de vapor. El accionamiento de cada una de las bombas es mediante un motor eléctrico unido al eje.

**Tabla 3**

*Características de los Motores de las Bombas*

N°	Bomba	Marca	Potencia	Voltaje Amperaje	Frecuencia Fases	Velocidad rotor
1	Torre de enfriamiento	Parkinson	3 kW	208 V 3 A	60 Hz 3	3440 RPM
2	Triple vacío condensador	Parkinson	1.1 kW	208 V 4.75 A	60 Hz 3	3400 RPM
3	Retorno del condensado	N A	N A	N A	N A	N A

La bomba de la torre de enfriamiento, la de retorno de condensado y de triple vacío no se encontraron operativas.

#### **Torre de Enfriamiento.**

El ventilador de la torre de enfriamiento y la campana superior fueron desmontados previamente por lo que fue posible una constatación de los elementos de la torre de enfriamiento como boquilla de descarga de agua y de las empaquetaduras plásticas.

#### ***Boquilla de Descarga de Agua.***

La boquilla única por donde se descarga el agua proveniente del condensador al interior de la torre de enfriamiento no presentaba obstrucciones que pudieran impedir el flujo del fluido en esa parte del ciclo.

**Figura 19**

*Vista Superior de la Torre de Enfriamiento*

***Empaquetaduras.***

En los niveles superiores de la torre de enfriamiento, cerca de la descarga de agua caliente proveniente del condensador se observó empaquetaduras plásticas rotas mientras que en los niveles inferiores se evidenció incrustaciones de volumen considerable producto del arrastre de sedimentaciones por medio del flujo de agua.

**Figura 20**

*Incrustaciones en Empaquetaduras*



***Ventilador.***

El ventilador conexión trifásica se montó y posteriormente se conectó al panel de alimentación de energía, procurando que el sentido de giro de aspas permita la extracción de calor sensible del agua de la torre de enfriamiento. El ventilador se encontró operativo.

**Figura 21**

*Ventilador en Funcionamiento.*

***Depósito de Agua.***

Se observó crecimiento de hongos y moho en el fondo del depósito debido a la presencia de agua estancada que no se pudo drenar de la torre de enfriamiento.

***Tuberías y Accesorios.***

Para el análisis las dos líneas de la tubería se consideró sus válvulas y bridas de conexión.

***Tubería.***

Comprende las tuberías de la línea de vapor que une el supercalentador con la turbina y la de la línea condensador-torre de enfriamiento.



**Tubería de Línea de Vapor.**

Se constató corrosión por oxidación en las paredes internas de la tubería producto de la condensación del vapor sobrecalentado, además de incrustaciones por arrastre de sedimentaciones de solutos como cloruro de sodio, yodo y cloro.

**Figura 22**

*Estado Interno Tubería*



El aislante térmico y la protección de aluminio que recubre el exterior de la tubería se encontró en buenas condiciones, sección transversal uniforme a lo largo de la línea de vapor, mediante una inspección visual.

**Figura 23**

*Estado Línea de Vapor*



*Nota.* En la tubería de retorno del condensado se detectó una obstrucción.

**Tubería de Línea de Torre de Enfriamiento-Condensador.**

Debido al flujo continuo de agua por el interior de la tubería existía corrosión por oxidación en las paredes internas además de incrustaciones por sedimentaciones y por agentes externos presentes en el ambiente como polvo, o tierra que pueden entrar fácilmente en el depósito de agua de la torre de enfriamiento.

**Figura 24**

*Estado Interno Tubería*

**Válvulas.**

Para la identificación de las válvulas se utilizó la denominación propuesta y detallada en el P. G Instructional Steam Turbine Set, Wards. En el análisis de las válvulas se dividió de acuerdo al subsistema al que pertenecen en los siguientes grupos.

- Línea de vapor.
- Línea torre de enfriamiento.
- Turbina.
- Condensador.

### Válvulas de Línea de Vapor.

**Tabla 4**

*Características Válvulas de la Línea de Vapor*

N°	Cod	Denominación	Tipo	NPS	Estado	Observaciones
1	V1	Ingreso de vapor a la turbina.	Globo	1 1/2 "	Funcional	Fuga de condensado, no cierra completamente.
2	V2	Salida de vapor supercalentador.	Compuerta	1 "	Funcional	Fuga leve de vapor sobrecalentado.
3	V3	Ingreso a la trampa de vapor.	Bola	1/2 "	Funcional	
4	V4	Trampa de vapor.	Bola	1/2 "	Funcional	

Nota. La tabla representa la codificación y las características de las válvulas de Línea de vapor, las cuales corresponden a la línea que transporta el vapor del supercalentador a la turbina.

La válvula V1 no cerraba en su totalidad por lo que permitía el paso de una pequeña cantidad de vapor además se pudo apreciar que existía una fuga de condensado producto de una probable estrangulación de la sección transversal por la cual fluía el vapor sobrecalentado proveniente del supercalentador.

**Figura 25**

*Fuga de Condensado en Válvula V1.*



### Válvulas de la Turbina.

**Tabla 5**

*Características Válvulas de la Turbina*

N°	Cod	Denominación	Tipo	NPS	Estado	Observaciones
1	V7	Drenaje de ingreso de vapor a la turbina.	Compuerta	1/2 "	No Funcional	Cierre bloqueado, no permite drenaje del condensado.
2	V8	Salida de vapor de la turbina.	Compuerta	3 "	Funcional	
3	V9	Drenaje de salida del vapor de la turbina.	Compuerta	1/2 "	Funcional	
4	VT1	Manuales de tobera 1.	Boquilla variable	NA	Funcional	
5	VT2	Manuales de tobera 2.	Boquilla variable	NA	Funcional	
6	VT3	Manuales de tobera 3.	Boquilla variable	NA	Funcional	
7	VT4	Manuales de tobera 4	Boquilla no variable	NA	Funcional	Obturador bloqueado
8	VA1	Alivio 1	Alivio de presión	1/2 "	Funcional	
9	VA2	Alivio 2	Alivio de presión	1/2 "	Funcional	
10	V14	Empaquetadura de vapor 1	Compuerta	1/2 "	Funcional	
11	V15	Empaquetadura de vapor 2	Compuerta	1/2 "	Funcional	
12	V16	Empaquetadura de vapor 3	Compuerta	1/2 "	Funcional	

Nota. La tabla representa la codificación y las características de las válvulas de la turbina, las cuales se encargan de dar dirección y control de flujo de vapor de la turbina.

El cierre de la válvula V7 estaba bloqueado lo que no permitía el drenaje de condensado en el ingreso de vapor a la turbina. El obturador de la válvula de la boquilla de ingreso de vapor a la turbina VT4 estaba bloqueado por lo no se podía regular con facilidad el suministro de vapor que ingresa a los álabes.

**Figura 26**

*Válvulas de Boquillas de Ingreso de Vapor a la Turbina*



**Válvulas de Torre de Enfriamiento- Condensador.**

Estas válvulas corresponden a la línea de agua que continuamente circula por la torre de enfriamiento y condensador.

**Tabla 6**

*Características Válvulas Condensador-Torre de Enfriamiento*

N°	Cod	Denominación	Tipo	NPS	Estado	Observaciones
1	V5	Ingreso de agua al condensador.	Compuerta	2 "	Funcional	
2	V6	Salida de agua del condensador.	Compuerta	2 "	Funcional	
3	VD	Drenaje de agua de la torre de enfriamiento.	Compuerta	1 1/2 "	No Funcional	No permite el drenaje de la torre de enfriamiento.
4	VB	Bomba de la torre de enfriamiento.	Compuerta	2 "	Funcional	

La válvula VD estaba obstruida por lo que no se podía drenar con facilidad el contenido de la torre de enfriamiento al desagüe lo que dificultaba la limpieza periódica de la torre de enfriamiento haciendo que el agua que circula por el condensador se estanque.

#### **Válvulas del Condensador.**

Comprende las válvulas del condensador, la línea de condensado proveniente al intercambiador y la línea de retorno del condensado.

**Tabla 7**

#### *Características Válvulas del Condensador*

<b>N°</b>	<b>Cod</b>	<b>Denominación</b>	<b>Tipo</b>	<b>NPS</b>	<b>Estado</b>	<b>Observaciones</b>
1	V10	Descarga de aire	Compuerta	3/8 "	Funcional	
2	V11	Drenaje del condensador	Compuerta	1/2 "	Funcional	
3	V12	Drenaje del tanque de medición condensado	Bola	2 "	Funcional	Obturador bloqueado.
4	V13	Drenaje del condensado	Bola	2 "	Funcional	
5	V17	Bomba de vacío	Compuerta	1 1/4 "	Funcional	
6	V18	Drenaje de agua de la bomba de vacío	Compuerta	1/2 "	No Funcional	Cierre bloqueado, no permite el drenaje agua de bomba de vacío.

El obturador de la válvula V12 estaba bloqueado y no permitía el drenaje del tanque de medición del condensado. Además, el cierre de la válvula V18 estaba bloqueado, no permitía el drenaje de agua de la bomba de vacío.

**Bridas.**

Dos bridas unen la tubería y la torre de enfriamiento, una por donde el agua caliente entra desde la torre del enfriamiento proveniente del condensador y otra por donde el agua de enfriamiento va desde la torre de enfriamiento hacia el condensador.

**Brida de Entrada a la Torre de Enfriamiento.**

La brida superior que une la tubería proveniente del condensador y la torre de enfriamiento presentaba una fisura por donde fugaba el agua caliente proveniente del condensador.

**Figura 27**

*Fuga en la Brida de la Torre*

**Brida de Salida a la Torre de Enfriamiento.**

La brida inferior por donde el agua sale de la torre de enfriamiento al condensador no presentaba obstrucciones o fugas.

**Supercalentador.**

El quemador se acciona mediante la señal de la temperatura de serpentín, presión de entrada y salida del vapor de supercalentador. Además, el contactor del controlador de la



temperatura del serpentín ubicado en el panel de control estaba quemado por lo que no emitía señal de accionamiento para el funcionamiento del quemador.

### **Turbina.**

**Tabla 8**

*Características Turbina de Vapor*

<b>Turbina</b>	
Especificación	Coppus RL-12L
Serie N°	79T8323
Potencia	6.7 HP
Velocidad	3000 RPM
Viaje de Seguridad	3810 RPM
N° Toberas	36
Presión Vapor	9.65 BAR
Presión de Salida	760 mmHg
Temperatura Recomendada	250 °C

*Nota.* La tabla representa las características de la turbina de impulso Coppus RL de una solo etapa.

Una vez en funcionamiento se pudo percibir vibración excesiva en la bancada de la turbina.

### ***Acople Fenaflex***

Junta termoplástica con alta capacidad de disminuir vibraciones y torsión de ejes que une la turbina con el generador, unión rápida desmontable que busca disminuir la inercia del acople entre ejes y corregir el desalineamiento.

**Tabla 9**

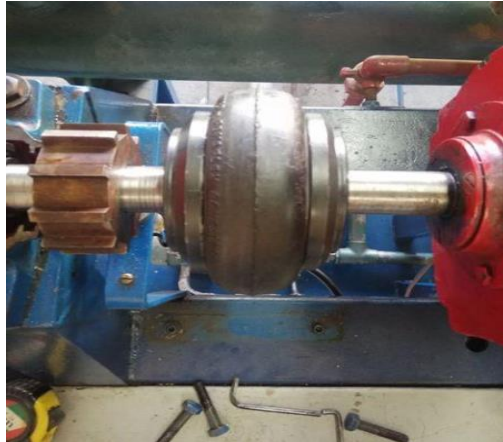
*Especificaciones Junta Fenaflex*

<b>Junta Fenaflex</b>	
Marca	Fenner
Código	33BOD48
Tamaño	F 50
Revoluciones Max.	4000 RPM
Torque Max	160 NM
Desalineamiento Paralelo Max.	1.3 mm

Al llegar la turbina a velocidades cercanas a las 3000 RPM se apreció un cabeceo en la junta.

**Figura 28**

*Junta Fenaflex, Turbina y Generador*



***Mecanismo de Marcha de Seguridad.***

El dispositivo de control de seguridad funcionaba correctamente al llegar a las 3000 RPM.

***Governor.***

No presenta fugas de aceite, en operación los elementos constitutivos no muestran daños o averías por lo que su funcionamiento era el adecuado según sus requerimientos, es posible la regulación de velocidad con el tornillo de ajuste del governor.

***Caja de vapor.***

El conjunto de la caja de vapor y la válvula interceptora de admisión se encontró operativo en condiciones previstas de exceso de velocidad. El sello de vapor de la válvula interceptora de admisión de vapor presentaba una fuga mínima establecida por el fabricante para lubricación del conjunto y mantener al mínimo la fricción.

**Figura 29**

*Conjunto de Regulación de Velocidad*



Además, se apreció una cantidad de condensado considerable liberada de la turbina  
través de la válvula de alivio VA1.

**Figura 30**

*Condensado Liberado Válvula VA1*



**Lubricación.**

El nivel de aceite se vio por debajo del límite sugerido por el fabricante para la correcta lubricación de los elementos internos de la turbina, al igual que en el governor donde el aceite es el fluido de trabajo.

**Condensador.**

El intercambiador de calor es de tipo carcasa-tubos, con tubos dispuestos en línea, no se dispone de información necesaria de las dimensiones del condensador y sus componentes, que permita establecer el intercambio de calor realizado, expresado en función del coeficiente global de transferencia de calor del condensador.

**Tabla 10**

*Características Intercambiador de Calor*

<b>Intercambiador de Calor</b>	
Tipo de Flujo	Cruzado
N° Filas	3
N° Tubos	21
Fluido Caliente	Vapor de Agua
Fluido Frío	Agua

El fluido frío circula por dentro de los tubos mientras que el caliente por fuera de los mismos. En los compartimientos que dividen los pasos del condensador existía corrosión debido al flujo de agua fría por dentro de los tubos. Los empaques no presentan roturas o fisuras.

**Figura 31***Estado Interno del Condensador***Generador.**

Máquina eléctrica síncrona que produce corriente eléctrica continua (DC) donde la frecuencia de la corriente de alimentación esta sincronizada con la rotación del eje.

**Tabla 11***Características Técnicas del Generador.*

<b>Generador</b>	
N° Máquina	337666
Carcasa	K132
RPM	3000
Tipo	Síncrona CMR
Voltaje Armadura	220
Amperaje Armadura	21

Para el control de velocidad se utilizó un tacómetro manual, presionando el instrumento a la muesca en el eje del generador por unos pocos segundos para evitar la quemadura del

instrumento por fricción. Se midió el torque mediante un torquímetro acoplado a la carcasa del generador.

Para comprobar la generación del voltaje y amperaje se utilizó un amperímetro, las medidas se las realizó en el circuito interno del generador comprobando así su operatividad.

### **Figura 32**

*Comprobación del Generador.*



### **Resistencias.**

Consiste en un banco de cinco resistencias de 1 KW que se encontró operativo, al aplicar sucesivamente cada una de las resistencias la velocidad del eje disminuye progresivamente, aumentando el torque del generador y el amperaje producido por el generador, pero disminuyendo el voltaje como consecuencia de la ley de Ohm.

### **Figura 33**

*Banco de Resistencias*



### **Verificación, selección y sustitución de instrumentos de medición.**

Una vez verificado que el estado en el cual se encontraban los elementos de la planta de vapor no presentaba un riesgo para el usuario por algún desperfecto significativo, era necesario contar con instrumentos que muestren lecturas confiables para poder constatar el estado energético inicial de la turbina y para el posterior estado energético post puesta a punto, por lo que se empezó una verificación del estado funcional de los instrumentos de la turbina y elementos constitutivos indispensables también para el control de operación.

Después del análisis y pruebas de funcionamiento los sensores se mantuvieron, reemplazaron, optimizaron en número o añadieron según el requerimiento evidenciado. Se estableció una matriz de selección para los sensores que fueron reemplazados por otros de distinto tipo de la instrumentación original.

### **Verificación del Estado Funcional Inicial de Instrumentos de Medición.**

Se verificó la funcionalidad de los sensores correspondientes a la instrumentación original de la turbina y los instrumentos instalados por el trabajo titulación “Automatización y Desarrollo de un Programa de Mantenimiento de la Turbina de la Planta de Vapor del Laboratorio de Termodinámica Perteneciente al DECEM”, además de controladores, medidores de lectura y PLC.

Las variables medidas por los instrumentos son.

- Temperatura.
- Presión.
- Masa de Condensado.
- Parámetros del Generador.



***Instrumentos de Medición de Temperatura.***

Para la medición de las variables de temperatura los instrumentos estaban ubicados en los siguientes puntos.

- Línea de vapor.
- Entrada de la turbina.
- Salida de la turbina.
- Entrada del condensador.
- Salida del condensador.
- Entrada de agua fría al condensador.
- Salida del agua fría al condensador.
- Primer paso del condensador.
- Segundo paso del condensado.

Dos instrumentos de medición de temperatura medían una única variable en la línea de vapor, entrada y salida de turbina, estos sensores eran las termocuplas tipo K de la instrumentación del conjunto original de la turbina de vapor y los sensores PT 100 instalados por el trabajo previo.

**Figura 34**

*Sensores Instalados en la Turbina*



En la entrada y salida de vapor del condensador se contaba con los sensores PT 100 instalados por el trabajo de titulación previo, al igual que a la entrada y salida de agua al condensador donde además estaban instalados termómetros de mercurio pertenecientes al conjunto de instrumentación original.

Las temperaturas de los dos pasos del condensador se medían con un termómetro de mercurio.

**Figura 35**

*Instrumentos instalados en el intercambiador de calor*



**Tabla 12****Estado Inicial Instrumentos de Medición de Temperatura**

N°	Temperatura	Tipo	Marca	Apreciación Rango	Estado	Observación
1	Línea de vapor	PT 100	Dongfeng	NA	No Funcional	No registra señal de medición.
2		Termocupla K	Wards	1 ° C 0° a 250 °C	No Funcional	Mecanismo lectura de carátula roto.
3	Entrada de la turbina	PT 100	Dongfeng	NA N A	No Funcional	No registra señal de medición.
4		Termocupla K	Wards	1 ° C 0° a 250 °C	No Funcional	Mecanismo lectura de carátula roto.
5	Salida de la turbina	Termocupla K	NA	N A N A	No Funcional	No registra señal de medición.
6		Termocupla K	Wards	1 ° C 0° a 250 °C	No Funcional	Mecanismo de lectura carátula roto.
7	Vapor entrada condensador	PT 100	Dongfeng	NA N A	No Funcional	No registra señal de medición.
8	Vapor salida condensador	PT 100	Dongfeng	NA N A	No Funcional	No registra señal de medición.
9	Agua entrada condensador	Termómetro Hg	B.H Bramall	1 ° C 0° a 100 ° C	Funcional	Óxido en los Sockets.
10	Agua salida condensador	Termómetro Hg	B.H Bramall	1 ° C 0° a 100 ° C	Funcional	Óxido en los Sockets.
11	Paso 1 del condensador	Termómetro Hg	B.H Bramall	1 ° C 0° a 100 ° C	Funcional	Óxido en los Sockets.
12	Paso 2 del condensador	Termómetro Hg	B.H Bramall	1 ° C 0° a 100 ° C	Funcional	Óxido en los Sockets.

Los mecanismos de lectura de carátula presentaban averías en su sistema mecánico por lo que no era posible obtener medidas reales de las temperaturas medidas por las termocuplas tipo K en la línea de vapor, a la entrada y salida de la turbina.

**Figura 36**

*Medidor de Carátula Roto*



Para los sensores de temperatura a la entrada y salida de la turbina se verificó el correcto funcionamiento de las termocuplas tipo K de la instrumentación original mediante controladores digitales, y con la comprobación de continuidad de voltaje. Los cables del sensor de la temperatura de línea estaban interrumpidos por lo que no enviaban señal.

**Figura 37**

*Verificación Termocupla Tipo K*



El PLC que acondiciona la señal de los sensores PT 100 que medían la temperatura de línea, entrada y salida de la turbina, presentaba un daño en su circuito interno por lo que no era posible obtener dichas variables. Se comprobó la continuidad en los sensores con lo que se verificó que los cables del terminal del sensor de la temperatura de línea estaban interrumpidos.

El vástago de la PT 100 ubicada en la entrada del condensador estaba roto, el cable del sensor ubicado a la salida del condensador se había extendido mediante un empalme.

### **Figura 38**

*Sensor PT 100 Roto*



Los sockets de los termómetros de mercurio estaban cubiertos por óxido, pero respondían satisfactoriamente a variaciones de temperatura.

**Figura 39**

*Sockets Rectos Termómetros Hg*



***Instrumentos de Medición de Presión.***

Para la medición de las variables de presión los instrumentos estaban ubicados en los siguientes puntos:

- Línea de vapor.
- Entrada de la turbina.
- Salida de la turbina.
- Condensador.
- Sellos de vapor.

Dos instrumentos de medición de presión medían una única variable en la línea de vapor, entrada y salida de la turbina, estos instrumentos eran los manómetros tipo Bourdon de la instrumentación del conjunto original y los transmisores de presión instalados por el trabajo

titulación “Automatización y Desarrollo de un Programa de Mantenimiento de la Turbina de la Planta de Vapor del Laboratorio de Termodinámica Perteneciente al DECEM”.

Manómetros Bourdon del conjunto original de la turbina medían la presión de los sellos de vapor y condensador.

**Tabla 13**

*Estado Inicial de Instrumentos de Medición de Presión*

N°	Presión	Tipo	Marca	Apreciación Rango	Estado	Observación
1	Línea de vapor	Manómetro Bourdon	Cambridge	0.25 bar 0 a 16 bar	No Funcional	Mecanismo del manómetro roto.
2		Transmisor de Presión	Sensys	N A N A	No Funcional	Sistema de adquisición de datos dañado.
3	Entrada de la turbina.	Manómetro Bourdon	Cambridge	0.25 bar 0 a 16 bar	No Funcional	Mecanismo del manómetro roto.
4		Transmisor de Presión.	Sensys	N A N A	No Funcional	Sistema de adquisición de datos dañado.
5	Salida de la turbina.	Manómetro Bourdon	Cambridge	0. 2 bar -1 a 4 bar	No Funcional	Mecanismo del manómetro roto.
6		Transmisor de Presión	Sensys	N A N A	No Funcional	Sistema de adquisición de datos dañado.
7	Sellos.	Manómetro Bourdon	Ashcroft	0.5 Psi 0 a 30 psi	No Funcional	Pantalla, mecanismo manómetro roto.
8	Condensador.	Manómetro Bourdon	Bi	40 mmHg 0.05 bar -760 a 0 mmHg 0 a 1 Bar	No Funcional	Manómetro roto.

Los manómetros que medían las presiones de línea, entrada y salida de la turbina no mostraron variación en su lectura al someterles a cambios de presión.

**Figura 40**

*Manómetro Tipo Bourdon Dañado*



El manómetro tipo Bourdon que mide la presión de las empaquetaduras de sello de vapor de la turbina presentaba una rotura en el mecanismo y en la protección de vidrio de la carátula.

**Figura 41**

*Manómetro Presión Sellos de Vapor*





Se realizó una prueba en el banco de presiones del Laboratorio de Conversión de la energía con el manómetro tipo Bourdon localizado en el condensador, constatando un daño en su mecanismo por lo que no se obtenía medidas de presión.

**Figura 42**

*Manómetro Roto Tipo Bourdon*



El PLC presentaba un daño en su circuito interno por lo que no se podía obtener los valores de las señales que provenían de los transmisores de presión ubicados en la línea, entrada y salida de vapor.

**Figura 43***Trasmisor de Presión****Balanza de Medición del Condensado.***

La balanza tipo pesa deslizante unida al tanque de condensado permite medir la masa de condensado correctamente.

**Tabla 14***Estado Balanza de Medición del Condensado*

<b>N°</b>	<b>Denominación</b>	<b>Tipo</b>	<b>Marca</b>	<b>Apreciación Rango</b>	<b>Estado</b>	<b>Observación</b>
1	Balanza	Pesa deslizante	Wards	0.05 kg 0 a 130 kg	Funcional	Palanca no se desplaza con facilidad.

El desplazamiento manual de la palanca de ajuste de rango de masa presenta dificultad, se necesitó de una herramienta tipo pinza para ajustar la palanca y realizar la medición.

**Figura 44**

*Balanza de Medición de Condensado.*



***Instrumentos de medición de las variables del generador.***

Para la medición de las variables del generador se contaba con la instrumentación original de la turbina. Con el funcionamiento del generador se pueden medir los siguientes parámetros:

- Amperaje.
- Voltaje.
- Velocidad del eje en RPM.
- Torque del generador.

El medidor de amperaje, voltaje y velocidad del eje no registraron lectura alguna.

**Tabla 15**

*Estado Inicial Instrumentos de Medición del Generador*

<b>N°</b>	<b>Denominación</b>	<b>Tipo</b>	<b>Marca</b>	<b>Apreciación Rango</b>	<b>Estado</b>	<b>Observación</b>
1	Amperaje	Amperímetro	Wards	1 A 0 a 30 A	No Funcional	No registra lectura de la medición.
2	Voltaje	Voltímetro	Wards	0.2 V 0 a 300 V	No Funcional	No registra lectura de la medición.
3	Velocidad del eje en RPM	Velocidad	Wards	100 RPM 0 a 4000 RPM	No Funcional	No registra lectura de la medición.
4	Torque del generador	Torquímetro	Wards	1 N 1 a 250 N	Funcional	

### **Selección e Instalación de Instrumentos de Medición.**

El PLC que acondicionaba las señales de presión y temperatura dañado fue removido y todas sus conexiones desmontadas para un mejor aprovechamiento de espacio del panel de control de la turbina.

Los instrumentos de medición no funcionales se cambiaron por sensores de igual tipo, disponibles en el mercado local. Para el caso de los variables de temperatura se seleccionó sensores y controladores con nuevas características mediante una matriz que pondera criterios técnicos de selección.

Los sensores funcionales se mantuvieron y se optimizó el número de instrumentos de medición presentes en la turbina y accesorios.

### ***Instrumentos de Medición de Temperatura.***

Debido al daño evidenciado y a que se contaba con los instrumentos propios de la turbina, fueron removidos los sensores instalados por el trabajo de titulación “Automatización y Desarrollo de un Programa de Mantenimiento de la Turbina de la Planta de Vapor del Laboratorio de Termodinámica Perteneiente al DECEM”, los espacios donde estaban instalados las PT 100 se cerraron mediante tapones de acero inoxidable.

La termocupla tipo K dañada correspondiente a la instrumentación original de la turbina ubicada en la línea de vapor se removió, las termocuplas ubicadas en la entrada y salida de la turbina se conservaron. Finalmente se retiró las PT 100 dañadas instaladas por el trabajo de titulación previo, ubicadas en la entrada y salida del condensador generando un requerimiento de sensores para medir temperatura en los siguientes puntos.

- Temperatura de línea de vapor.
- Temperatura de entrada de vapor del condensador.

- Temperatura de salida de vapor del condensador.
- Temperatura de entrada de agua fría al condensador.
- Temperatura de salida de agua fría del condensador.
- Temperatura del primer paso del condensador.
- Temperatura del segundo paso del condensador.

### **Selección de Sensores de Temperatura**

Los sensores disponibles en el mercado local que cumplen con las con las condiciones de servicio requerido son termocupla tipo K, tipo J y PT 100 en los cuales se centró el análisis de selección. Los criterios considerados para la selección del sensor de temperatura son:

- Tiempo de respuesta.
- Disponibilidad.
- Costo de adquisición.
- Precisión en la lectura.
- Vida útil.

Para especificar el porcentaje de relevancia o ponderación para cada criterio en la selección del sensor se realizó la siguiente matriz de comparación, en donde las valoraciones se establecieron de acuerdo a los siguientes parámetros de importancia.

1. Poco importante.
3. Igual de importante.
5. Muy importante.

**Tabla 16**

*Ponderación de los criterios para la selección de sensores de temperatura*

Criterios	Tiempo de Respuesta	Disponibilidad	Costo de Adquisición	Precisión en la lectura	Vida útil	Total	Relevancia
Tiempo de respuesta	-	3	5	5	5	18	0.29
Disponibilidad	3	-	5	3	5	16	0.26
Costo de Adquisición	3	1	-	3	5	12	0.19
Precisión en la lectura	1	3	3	-	5	12	0.19
Vida Útil	1	1	1	1	-	4	0.06
<b>Total</b>	<b>8</b>	<b>8</b>	<b>14</b>	<b>12</b>	<b>20</b>	<b>62</b>	<b>1.00</b>

Una vez obtenidos las ponderaciones para cada criterio, se evaluará cada una de las alternativas en función de dichos criterios siguiendo las siguientes valoraciones.

1: Insatisfactorio.

3: Regular.

5: Satisfactorio.

**Tabla 17**

*Matriz de selección de alternativas para sensores de temperatura*

Alternativas/ Criterios	Tiempo de respuesta		Disponibilidad		Costo de adquisición		Precisión en la lectura		Vida útil		Total
	Relev.	Valor	Relev.	Valor	Relev.	Valor	Relev.	Valor	Relev.	Valor	
Termocupla tipo J		3		3		3		3		3	3,00
Termocupla tipo K	0,29	3	0,26	3	0,19	5	0,19	3	0,06	3	3,39
PT-100		5		3		1		5		5	3,71

El sensor seleccionado fue el tipo PT- 100.

### PT 100

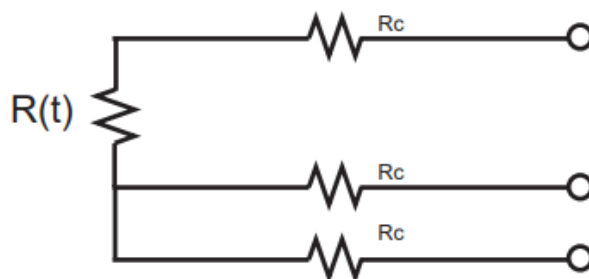
Sensor RTD (Dispositivo termo resistivo) de alambre de platino que a 0°C tiene 100 ohms de resistencia eléctrica con tres hilos. Al aumentar su temperatura aumenta resistencia, aumento creciente pero no lineal.

En la conexión tres hilos, los cables que componen el sistema de medición basado en el puente de Wheatstone deben tener la misma resistencia eléctrica. Con la conexión de 3 hilos se busca mayor precisión eliminando el error por la resistencia generado por la longitud del cable.

(ARIAN, 2018)

### Figura 45

*Conexión PT 100 tipo tres hilos*



*Nota.* Tomado de Electroindustria (2018)

**Tabla 18***Especificaciones Técnicas PT 100 Clase A*

<b>PT 100 Clase A</b>	
Marca	Omron
Resistencia nominal	100 $\Omega$ a 0° C
Rango de medida	-70° C a 500 °C
Apreciación	0.1 ° C
Material del encapsulado	Acero Inoxidable ASTM A304
Circuito	3 cables
Longitud del cable	2 m
Resistencia de aislamiento	2.5 kV

**Selección Visualizadores de Temperatura.**

Mediante un análisis se seleccionó un dispositivo electrónico que permita visualizar numéricamente la medición de las señales de los sensores PT 100 y de las señales de las termocuplas tipo K de la entrada y salida de la turbina, reemplazando los medidores tipo carátula averiados.

Como opciones para el análisis de selección se consideró el controlador de temperatura digital y medidor de temperatura análogo por su disponibilidad en el mercado bajo los siguientes criterios.

- Costo de adquisición.
- Facilidad de lectura.



- Apreciación.
- Disponibilidad.

Para especificar el porcentaje de relevancia o ponderación para cada criterio en la selección del visualizador se realizó la siguiente matriz de comparación, en donde las valoraciones se establecieron de acuerdo a los siguientes parámetros de importancia.

1. Poco importante.
3. Igual de importante.
5. Muy importante.

**Tabla 19**

*Ponderación de los criterios para la selección de visualizadores de temperatura*

<b>Criterios</b>	<b>Costo de adquisición</b>	<b>Facilidad de Lectura</b>	<b>Apreciación</b>	<b>Disponibilidad</b>	<b>Total</b>	<b>Relevancia</b>
<b>Costo de adquisición</b>	-	3	1	1	5	0.14
<b>Facilidad de Lectura</b>	3	-	1	3	7	0.19
<b>Apreciación</b>	5	5	-	3	13	0.36
<b>Disponibilidad</b>	5	3	3	-	11	0.31
<b>Total</b>	13	11	5	7	36	1.00

Una vez obtenidos los valores ponderados para cada criterio, se evaluará cada una de las alternativas en función de dichos criterios siguiendo las siguientes valoraciones.

- 1: Insatisfactorio
- 3 : Regular
- 5: Satisfactorio

Tabla 20

*Matriz de selección de alternativas para visualizadores de temperatura*

Alternativas/ Criterios	Costo de adquisición		Facilidad de Lectura		Apreciación		Disponibilidad		Total
	Relev.	Valor	Relev.	Valor	Relev.	Valor	Relev.	Valor	
Visualizador digital (Controlador)	0.14	1	0.19	5	0.36	5	0.31	5	4.44
Visualizador Análogo		5		1		1		1	1.56

Se seleccionó el controlador de temperatura para visualizar las medidas de las variables enviadas por los sensores PT-100 y termocuplas tipo K.

#### **Controladores de Temperatura.**

Instrumento electrónico utilizado para el control de temperatura, el sensor de temperatura envía una señal de entrada al controlador que la convierte a un valor numérico expresado en grados Celsius °C, que se mostrará en la pantalla digital del instrumento.

Figura 46

*Controlador de Temperatura*



Nota. Recuperado de Toky Instruments. (2020).

**Tabla 21***Especificaciones Técnicas Controlador de Temperatura*

<b>Controlador de Temperatura</b>	
Marca	Toky
Serie	TE4-RB10W
Voltaje de alimentación	100 V a 240 V
Frecuencia	50 Hz o 60 Hz
Corriente	DC /AC
Potencia Max	6 VA
Presición	+ - 0.5 % F.S

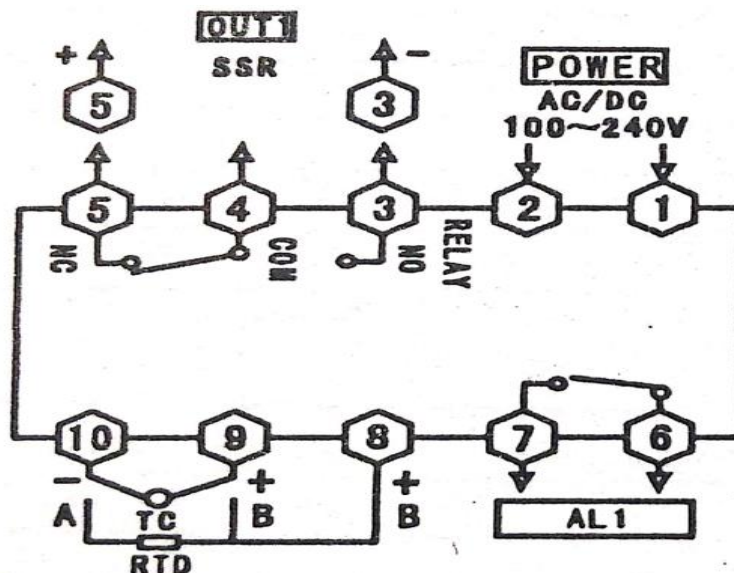
*Nota.* Esta tabla indica las características y especificaciones técnicas del controlador seleccionado. Recuperado de Toky *Instruments*. (2020)

**Conexión para PT 100 y Termocuplas Tipo K**

El controlador se alimenta de energía de 120 V en los bornes 1 y 2, la alimentación se la realizó de la conexión eléctrica del panel de control de la turbina. Para acondicionar la señal de la PT 100 los 3 hilos del sensor se conectan a los bornes 8 9 10, mientras que para las termocuplas tipo K en los bornes 9 y 10, como se observa en la Figura 47.

Figura 47

Conexión Controlador a Termocupla y PT100



*Nota.* La ilustración indica la conexión del controlador. Las entradas 1 y 2 corresponden a la entrada del voltaje de poder y las entradas 8, 9 y 10 a la conexión con los terminales del sensor. Recuperado de Toky Instruments. (2020).

Para programar los controladores se debe mantener pulsado el botón *Set Up* por tres segundos, con las flechas de navegación buscar el símbolo correspondiente para el tipo de señal que va a mostrar en pantalla el controlador. Para guardar los cambios mantener pulsado el botón de *Set up* por tres segundos.

Figura 48

Programación de Termocupla K y PT 100 en Controlador de Temperatura

Input type	Symbol	Measure range	Resolution	Accuracy	Input impedance/auxiliary current	Communication parameter code
K	$\epsilon$	-50 ~ 1200	1°C	0.5%F.S $\pm$ 3digits	> 500k $\Omega$	0
PT100	$P\epsilon$	-200 ~ 600	0.2°C	0.5%F.S $\pm$ 0.3°C	0.2mA	8

*Nota.* Recuperado de Toky Instruments. (2020).

### **Termómetros de Mercurio.**

Con el propósito de familiarizar a los estudiantes usuarios de la planta de vapor con los diferentes tipos de instrumentos de medida, cumpliendo lo solicitado por el director del laboratorio de Conversación de la Energía de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, PhD. Reinaldo Delgado, se conservaron los termómetros de mercurio ubicados en el primer, segundo paso del condensador, entrada y salida de agua, previo una limpieza del óxido presente en los sockets metálicos de los termómetros asegurando mayor precisión de medida y una mayor vida útil.

#### **Figura 49**

*Sockets Limpios.*



Dos termómetros de mercurio propios de la instrumentación de la turbina se instalaron en el condensador, a la entrada y salida del vapor en los espacios dejados por las PT 100 removidas. Los termómetros se encontraban almacenados en el laboratorio de Conversión de la Energía.

### ***Instrumentos de Medición de Presión.***

Debido al daño evidenciado en los sensores y PLC se retiraron los transmisores de presión instalados por la tesis previa ubicados en la línea, entrada y salida de vapor, además se omitió el empalme tipo T.

#### **Figura 50**

*Empalmes T Retirados*



Se seleccionaron manómetros Bourdon manteniendo el tipo de la instrumentación original. Los instrumentos nuevos de medición de presión fueron conectados en las tuberías correspondientes a los manómetros de la línea de vapor, entrada y salida de la turbina después de verificar que no existieran obstrucciones.

Los manómetros dañados que medían la presión de las empaquetaduras de sello de vapor y del condensador también fueron retirados y reemplazados por manómetros Bourdon de las mismas características.

#### **Manómetro Tipo Bourdon.**

El mecanismo interno de un manómetro tipo Bourdon está compuesto por tubos curvos en arcos de sección oval, cuando se incrementa la presión en el interior del tubo tiende a

enderezarse, este movimiento se transmite al movimiento de una aguja indicando la medida de presión. (Creus)

**Figura 51**

*Manómetro Bourdon*



*Nota.* Recuperado de Winters Instruments. (2020).

**Presión en la Línea de Vapor y Entrada de la Turbina.**

En la línea de vapor y entrada de la turbina se instaló manómetros tipo Bourdon de mayor rango debido que son los puntos con mayor presión del proceso, se debe controlar que la presión no superé los 10 bar.

**Tabla 22**

*Especificaciones Manómetro Bourdon, Línea y Entrada Turbina.*

<b>Manómetro Bourdon, Línea y Entrada Turbina.</b>	
Marca	Winters
Rango	0 a 300 PSI 0 a 20 Bar
Apreciación	0.5 PSI 0.02 Bar
Diámetro Cañería	1/4 " NPT
Material	Acero Inoxidable
Fluido de Relleno	Ninguno

*Nota.* Recuperado de Winters Instruments. (2020).

#### **Presión a la Salida de la Turbina.**

En la salida de la turbina se instaló un manómetro tipo Bourdon que permite la medición de vacío debido a las presiones que se manejan a la salida de la turbina.

**Tabla 23**

*Especificaciones Técnicas Manómetro Bourdon, Salida de Turbina.*

<b>Manómetro Bourdon, Salida Turbina</b>	
Marca	Winters
Rango	-30 a 0 inHg -1 a 0 Bar
Apreciación	1 inHg 0.02 Bar
Diámetro Cañería	1/4 " NPT
Material	Acero Inoxidable
Fluido de Relleno	Glicerina

*Nota.* Recuperado de Winters Instruments. (2020).

#### **Presión de los Sellos de Vapor.**

Para medir la presión de los sellos se instaló un manómetro tipo Bourdon con glicerina como fluido de relleno que permite que la aguja del manómetro se estabilice cuando existen vibraciones o movimientos cíclicos. Se debe asegurar de que la presión llegue a 1 bar, antes de permitir el paso de vapor por las toberas manuales a los álabes.



**Figura 52***Manómetro Empaques de Vapor***Tabla 24***Especificaciones Técnicas Manómetro Bourdon, Sellos de Vapor*

<b>Manómetro Bourdon, Sellos de Vapor</b>	
Marca	Winters
Rango	0 a 30 PSI 0 a 2.1 Bar
Apreciación	0.5 PSI 0.05 Bar
Diámetro Cañería	1/4 " NPT
Material	Acero Inoxidable
Fluido de Relleno	Glicerina

*Nota.* Recuperado de Winters Instruments. (2020).

### Presión del Condensador

Se instaló un manómetro tipo Bourdon en el condensador que permite medir vacío debido a la presión negativa ejercida por la bomba de vacío ubicada a la salida del condensador.

**Figura 53**

*Manómetro Condensador*



**Tabla 25**

*Especificaciones Técnicas Bourdon, Condensador*

Manómetro Bourdon, Condensador	
Marca	Vilter
Rango	-30 a 0 inHg 0 a 300 PSI
Apreciación	5 inHg 5 PSI
Diámetro Cañería	1/4 " NPT
Material	Acero Inoxidable
Fluido de Relleno	Ninguno

*Nota.* Recuperado de Winters Instruments. (2020).

### ***Instrumentos de Medición de las Variables del Generador.***

Se reemplazaron los instrumentos dañados de medición de amperaje y voltaje del generador por medidores analógicos del mismo tipo.

Para la medición de las revoluciones se reemplazó el sensor inductivo de proximidad dañado. El torquímetro se conservó, aunque fue necesario una calibración manual del instrumento.

#### **Medidor de Amperaje.**

Se desconectó el medidor de amperaje dañado original de la turbina y con los cables existentes se realizó una conexión al nuevo medidor de amperaje de corriente continua.

**Figura 54**

*Medidor de Voltaje*



**Tabla 26***Características Técnicas Medidor de Amperaje*

<b>Medidor de Amperaje</b>	
Marca	ERSKINE
Rango	0 a 15 A
Apreciación	1 A
Corriente	Continua D.C

**Medidor de Voltaje.**

El medidor de voltaje dañado original de la turbina se desconectó y se realizó con los cables existentes una conexión al nuevo medidor de voltaje de corriente continua.

**Tabla 27***Especificaciones Técnicas Medidor de Voltaje*

<b>Medidor de Voltaje</b>	
Marca	ERSKINE
Rango	0 a 300 AV
Apreciación	25 V
Corriente	Continua D.C

### **Velocidad del Eje de la Turbina.**

El sensor dañado existente se retiró e instaló un sensor inductivo de proximidad en el espacio disponible que en conjunto con el medidor de impulsos muestra en pantalla la velocidad en RPM del eje de la turbina.

- **Sensor Inductivo de Proximidad.**

Basa su funcionamiento en la inducción magnética. El flujo magnético varía dependiendo si delante del sensor se encuentra un diente o un espacio del engrane montado sobre el eje del generador.

El diente intensifica el flujo magnético mientras que el espacio lo debilita produciendo en la bobina del sensor una tensión sinusoidal de salida proporcional al número de revoluciones del eje. (Quifm, 2020)

### **Figura 55**

*Sensor de Proximidad Inductivo*



**Tabla 28***Especificaciones Técnicas Sensor de Proximidad*

<b>Sensor de Proximidad</b>	
Tipo	Inductivo PNP
Marca	Qwifm
Modelo	IM18-D1PA08
Material del cilindro	Acero
Tipo de Corriente	Directa
Voltaje de operación	10 a 30 V
Diámetro Exterior	18 mm
Distancia de Detección	8 mm

*Nota.* Recuperado de Quifm. (2020).

**Figura 56***Conexión Sensor de Proximidad*

DC (PNP) - NA o NF - 3 alambres



*Nota.* Tomado de Quifm. (2020).

- **Medidor de Impulsos.**

El dispositivo se utiliza para la visualización de los impulsos enviados por el sensor inductivo de proximidad, el parámetro correspondiente al número de dientes que tiene el engrane se programa en el controlador donde se mostrará el número de revoluciones del eje.

**Figura 57**

*Medidor de Impulsos Hanyoung Nux*



*Nota.* Tomado de Hanyoung. (2020).

**Tabla 29**

*Características Técnicas Medidor de Impulsos*

<b>Medidor de Impulsos</b>	
Marca	Hanyoung Nux
Modelo	RP3-5AN
Dígitos en pantalla	5
Corriente	Alterna
Voltaje	100-240 V
Frecuencia	50- 60 Hz
Precisión de la medida	+ - 0.2 % rdg

Nota. Tomado de Hanyoung. (2020)

### Análisis energético inicial de la turbina Coppus RL.

Una vez instalados los instrumentos se realizó la prueba de funcionamiento de la planta de vapor para obtener los parámetros necesarios para definir el análisis energético inicial.

#### Parámetros Iniciales.

Al poner en marcha la planta de vapor se obtuvieron los siguientes parámetros iniciales obtenidos de presión y temperatura del supercalentador, turbina y condensador.

**Tabla 30**

*Parámetros Iniciales*

Planta de Vapor			
Supercalentador	Temperatura Entrada Vapor		155.1 °C
	Presión Entrada Vapor		74.7 psi
	Temperatura salida Vapor		170 °C
	Presión Salida Vapor		72.9 psi
	Temperatura de Entrada		123 °C
Turbina	Presión de Entrada		60 psi
	Temperatura de línea		123 °C
	Presión de Línea		60 psi
	Temperatura de salida		94 °C
	Presión de Salida		-0.75 bar
		PT-100	22.5 °C
Condensador	Temperatura Entrada Agua	Mercurio	22 °C
		PT-100	26.2 °C
	Temperatura Salida Agua	Mercurio	25 °C
		PT-100	93.1 °C
	Temperatura Entrada Vapor	Mercurio	93 °C

CONTINÚA





	PT-100	59.0 °C
Temperatura Salida Vapor	Mercurio	59 °C
	PT-100	22.7 °C
Temperatura de Paso 1	Mercurio	23 °C
	PT-100	22.9 °C
Temperatura de Paso 2	Mercurio	23 °C

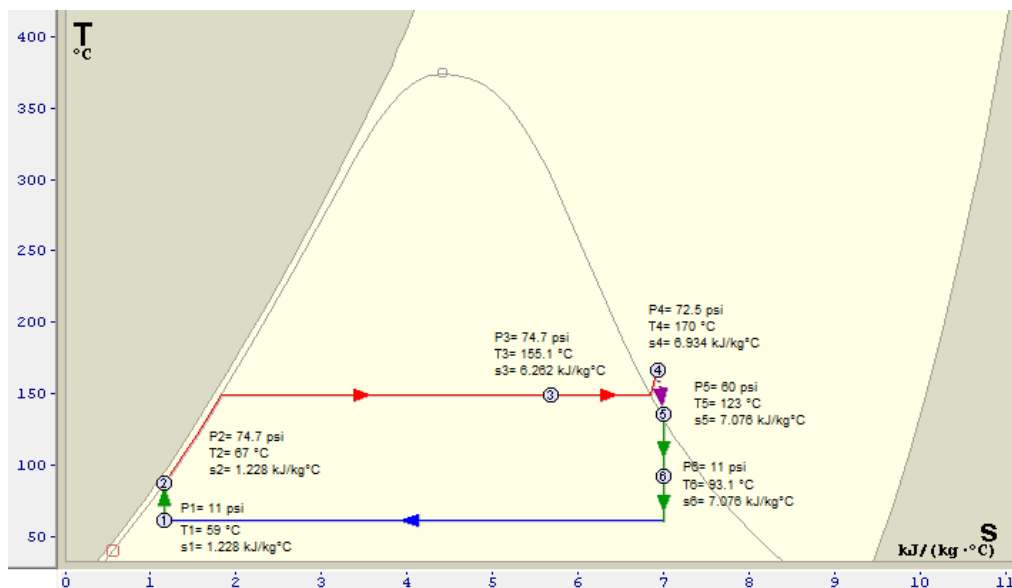
*Nota.* Para los cálculos se tomó como referencia los valores obtenidos en los sensores PT-100.

**Análisis Energético del Ciclo Rankine.**

Los valores de volumen específico, entalpía, entropía específica, presión y temperatura de saturación, son tomados del apéndice 1 del libro de Termodinámica de Cengel, tablas A-4 (Agua saturada - Tabla de Temperaturas), A-5 (Agua saturada - Tabla de presiones) y tabla A-6 (Vapor de agua sobrecalentado) e interpolando valores de ser así el caso.

**Figura 58**

*Diagrama T-S del estado inicial, Ciclo Rankine*



El diagrama T-S del estado inicial se lo realizó utilizando el software Termograf, en donde se pueden observar los valores de presión, temperatura y entropía en cada estado. Sin embargo, los cálculos de cada estado realizados a profundidad se los desarrollará a continuación.

### ***Cálculos de la Turbina***

#### **Entrada al Supercalentador, Estado 3.**

Valores de presión y temperatura entrada al supercalentador, estado 3.

$$P_3 = 74.7 \text{ psi} = 515 \text{ kPa}$$

$$T_3 = 155.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Presión de saturación

$$P_{sat3} = 544.98 \text{ kPa}$$

Como  $P_{sat3} > P_3$ , se tiene una mezcla líquido-vapor, por lo que es necesario conocer la calidad en este estado la cual fue medida en el trabajo de titulación "Mantenimiento de cuarto y quinto escalón e implementación de un sistema de adquisición de datos para el supercalentador de la planta de vapor del Laboratorio de Conversión de Energía" realizado por Paúl Buenaño y Franklin Salguero.

$$x_3 = 0.889$$

Entalpías específicas.

$$h_{f3} = 654.22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{fg3} = 2097.68 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Al existir calidad, la entalpía específica de la mezcla se encuentra con la siguiente expresión.

$$h_3 = h_{f3} + x_3 \cdot h_{fg3} \quad (11)$$

$$h_3 = 654.22 \frac{kJ}{kg} + (0.889) \cdot \left( 2097.68 \frac{kJ}{kg} \right) = 2519.05 \frac{kJ}{kg}$$

Entropía específica.

$$s_3 = 1.8714 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K} + (0.889) \cdot \left( 4.9396 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K} \right) = 6.2627 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

#### Salida del Supercalentador, Estado 4.

Valores de presión y temperatura estado 4.

$$P_4 = 72.9 \text{ psi} = 499.87 \text{ kPa}$$

$$T_4 = 170 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura de saturación.

$$T_{sat4} = 151.81 \text{ }^\circ\text{C}$$

Como  $T_4 > T_{sat4}$ , el vapor es sobrecalentado.

Entalpía específica.

$$h_4 = 2792.68 \frac{kJ}{kg}$$

Entropía específica.

$$s_4 = 6.934 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

#### Entrada a la Turbina, Estado 5.

Valores de presión y temperatura entrada a la turbina, estado 5.

$$P_5 = 60 \text{ psi} = 413.68 \text{ kPa}$$

$$T_5 = 123 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura de saturación.

$$T_{sat5} = 144.78 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Como  $T_{sat5} > T_5$ , existe mezcla líquido-vapor.

Entalpías específicas.

$$h_{f5} = 516.56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{fg5} = 2193.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{g5} = 2710.26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Entropías específicas.

$$s_{f5} = 1.559 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$s_{fg5} = 5.537 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$s_{g5} = 7.096 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

#### Entrada al Condensador, Estado 6.

Valores de presión y temperatura entrada al condensador, estado 6.

$$P_6 = 0.75 \text{ bar} = 75.84 \text{ kPa}$$

$$T_6 = 93.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Presión de saturación.

$$P_{sat6} = 79.12 \text{ kPa}$$

Como  $P_{sat6} > P_6$ , existe mezcla líquido-vapor.

Entropías específicas:

$$s_{f6} = 1.228 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

$$s_{fg6} = 6.211 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Debido a que del estado 5 al estado 6 se realiza un proceso de expansión isentrópica en la turbina, se asume que.

$$s_{g5} = s_{g6} = 7.096 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Para el cálculo de la calidad en este estado se utiliza la ecuación No.11, despejando.

$$x_6 = \frac{s_{g6} - s_{f6}}{s_{fg6}} = 0.945$$

Por lo que la entropía específica de la mezcla es.

$$s_6 = s_{f6} + x_6 * s_{fg6} = 7.097 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Entalpías específicas.

$$h_{f6} = 390.09 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{fg6} = 2274.5 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{g6} = 2664.59 \frac{kJ}{kg}$$

De la misma manera, para encontrar la entalpía específica de la mezcla se utiliza la ecuación No.11.

$$h_6 = h_{f6} + x_6 * h_{fg6} = 2539.49 \frac{kJ}{kg}$$

**Trabajo Realizado por la Bomba.**

Debido a que del estado 6 al estado 1 se realiza un proceso isobárico, se tiene.

$$P_6 = P_1 = 75.84 \text{ kPa}$$

De la misma manera, del estado 2 al estado 3 se realiza un proceso isobárico, por lo tanto.

$$P_2 = P_3 = 515 \text{ kPa}$$

Con esta presión, se obtiene el valor de  $v_{f2}$ .

$$v_{f2} = 0.0010942 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Trabajo realizado por la bomba, utilizando la ecuación 2.

$$W_b = 0.0010942 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (515 \text{ kPa} - 75.84 \text{ kPa})$$

$$W_b = 480.529 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Para calcular la entalpía específica de la mezcla en el estado 2, utilizamos la ecuación.

$$h_2 = h_1 + W_b \quad (12)$$

Donde

$h_1$  = Entalpía específica del estado 1, Entrada a la bomba de retorno de condensado.

$W_b$  = Trabajo realizado por la bomba.

Se considera que a la entrada de la bomba de retorno de condensado se tiene líquido saturado, con una temperatura de  $T_1 = 59^\circ\text{C}$ , por lo que la entalpía específica del líquido saturado en este estado es:

$$h_1 = h_{fT@59^\circ\text{C}} = 246.97 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La entalpía específica de la mezcla en el estado 2 resulta

$$h_2 = 246.976 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 0.48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 247. \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

**Calor de Entrada.**

Balance energético para el cálculo de la adición de calor que ocurre en la caldera y supercalentador, indicada en la ecuación 3.

$$Q_{ent} = h_4 - h_3 + h_3 - h_2$$

Simplificando se obtiene el siguiente término.

$$Q_{ent} = h_4 - h_2$$

$$Q_{ent} = 2792.68 \frac{kJ}{kg} - 247.45 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{ent} = 2545.23 \frac{kJ}{kg}$$

**Calor de Salida.**

Rechazo de calor que ocurre en el condensador es calculado con la ecuación 5.

$$Q_{sal} = h_6 - h_1$$

$$Q_{sal} = 2539.49 \frac{kJ}{kg} - 246.97 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{sal} = 2292.51 \frac{kJ}{kg}$$

**Trabajo Neto.**

Se calcula el trabajo neto realizado por la turbina de vapor utilizando la ecuación 7.

$$W_{neto} = Q_{ent} - Q_{sal}$$

$$W_{neto} = 2545.23 \frac{kJ}{kg} - 2292.51 \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{neto} = 252.72 \frac{kJ}{kg}$$

**Eficiencia Térmica.**

Utilizando la ecuación 6 se obtiene.

$$\eta_{th} = \frac{W_{neto}}{Q_{ent}} \cdot 100$$

$$\eta_{th} = \frac{252.72 \frac{kJ}{kg}}{2545.23 \frac{kJ}{kg}} \cdot 100$$

$$\eta_{th} = 9.92 \%$$

**Trabajo de la Turbina.**

Cálculo del trabajo realizado por la turbina, ecuación 4.

$$W_{turb} = h_{g5} - h_6$$

$$W_{turb} = 2710.26 \frac{kJ}{kg} - 2539.49 \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{turb} = 170.77 \frac{kJ}{kg}$$

**Eficiencia de la Turbina.**

La eficiencia de la turbina se la calcula utilizando la ecuación 9.

$$\eta_{turb} = \frac{W_{turb}}{Q_{ent}} \cdot 100$$

$$\eta_{turb} = \frac{170.77 \frac{kJ}{kg}}{2545.23 \frac{kJ}{kg}} \cdot 100$$

$$\eta_{turb} = 6.71 \%$$

**Eficiencia Isentrópica.**

Utilizando la ecuación 8, obtenemos la eficiencia isentrópica.

$$\eta_{isen} = \frac{h_{g5} - h_{g6}}{h_{g5} - h_6} \cdot 100$$



$$\eta_{isen} = \frac{2710.26 \frac{kJ}{kg} - 2664.59 \frac{kJ}{kg}}{2710.26 \frac{kJ}{kg} - 2539.49 \frac{kJ}{kg}} \cdot 100$$

$$\eta_{isen} = 26.74\%$$

### **Condensador.**

#### **Coeficiente Global de Transferencia de Calor.**

Se calcula utilizando la siguiente ecuación.

$$U = \frac{h_{io} \cdot h'_o}{h_{io} + h'_o} \quad (13)$$

Donde

$h_{io}$  : Coeficiente de convección del fluido interno referido al área externa del tubo.

$h'_o$  : Coeficiente de convección (corregido) del fluido de la región externa (vapor).

Para poder realizar los cálculos que se detallarán a continuación, se midieron los valores de longitud y diámetro externo de tubo.

$$L = 2.04 \text{ m}$$

$$d_o = 18.7 \text{ mm} = 0.0187 \text{ m}$$

El espesor de los tubos es de 2 milímetros, por lo que el diámetro interno es.

$$d_i = d_o - 2(\text{espesor})$$

$$d_i = 18.7 \text{ mm} - 2(2 \text{ mm}) = 14.7 \text{ mm}$$

Para el cálculo del coeficiente de convección del agua  $h_i$  se utiliza la siguiente ecuación para el flujo dentro de tubos (Pitts, p.176).

$$h_i = \frac{Nu \cdot k_{agua}}{d_i} \quad (14)$$

Donde

$Nu$  : Número de Nusselt.

$k_{agua}$  : Coeficiente de conductividad térmica del agua.

$d_i$  : Diámetro interno de tubo.

Para obtener las propiedades del agua, se trabaja con la temperatura media del fluido, cuya ecuación es la siguiente.

$$Tb_{agua} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \quad (15)$$

Donde

$T_{hi}$  : Temperatura de entrada del vapor

$T_{ho}$  : Temperatura de salida del vapor

Los datos de temperatura se encuentran en la tabla 26, por lo que se tiene:

$$Tb_{agua} = \frac{22.5 \text{ } ^\circ\text{C} + 26.2 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 24.35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la tabla B-3 del libro de transferencia de calor de D.R. Pitts, interpolando se obtuvieron los valores de las siguientes propiedades del agua.

Coeficiente de conductividad térmica.

$$k_{agua} = 0.604 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Viscosidad cinemática.

$$\vartheta_{agua} = 9.303 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

Densidad.

$$\rho_{agua} = 999.216 \frac{kg}{m^3}$$

Calor específico.

$$cp_{agua} = 4.178 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Número de Prandtl.

$$Pr = 6.43$$

Número de Reynolds para determinar el régimen del flujo del agua.

$$Re = \frac{v_{agua} \cdot d_i}{\vartheta_{agua}} \quad (16)$$

Donde

$v_{agua}$ : Velocidad del agua.

$d_i$  : Diámetro interno de tubo.

$\vartheta_{agua}$ : Viscosidad cinemática del agua.

La velocidad del agua se determinó de forma experimental con la balanza utilizada para determinar el flujo másico en la práctica de la planta de vapor, debido a que no existe un instrumento de medida que permita determinar su valor, obteniendo el siguiente flujo másico del agua.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{35 \text{ kg}}{15 \text{ s}} = 2.33 \frac{kg}{s}$$

El flujo volumétrico resulta del cociente entre el flujo másico y la densidad del fluido a la temperatura media.

$$V_{agua} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_{agua}} \quad (17)$$

$$\dot{V}_{agua} = \frac{2.33 \frac{kg}{s}}{999.216 \frac{kg}{m^3}}$$

$$\dot{V}_{agua} = 0.0023 \frac{m^3}{s}$$

Diámetro de la tubería de ingreso del vapor del condensado.

$$d_{agua} = 1.5 \text{ in} = 38.1 \text{ mm}$$

Velocidad del agua.

$$v_{agua} = \frac{\dot{V}_{agua}}{\frac{\pi}{4} d_{agua}^2} \quad (18)$$

$$v_{agua} = \frac{0.0023 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi}{4} \cdot (38.1 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}$$

$$v_{agua} = 2.048 \frac{m}{s}$$

Por lo tanto, el número de Reynolds del agua es.

$$Re = \frac{2.058 \frac{m}{s} \cdot 14.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{9.303 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 32360$$

Se utilizará la correlación de Gnielinsky para el cálculo del número de Nusselt. Esta correlación es válida para  $0.5 < Pr < 2000$  y  $3000 < Re < 50000$ . (Incropera, 2009)

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) \cdot (Re - 1000) \cdot Pr}{1 + \left(12.7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \cdot (Pr^{0.667} - 1)\right)} \quad (19)$$

**Donde.**

$f$  : Factor de fricción.

$Pr$  : Número de Prandtl .

$Re$ : Número de Reynolds

Factor de fricción.

$$f = (0.79 \ln(Re) - 1.64)^{-2}$$

$$f = 0.023$$

Por lo tanto, el número de Nusselt es.

$$Nu = 218.086$$

Coefficiente de convección del agua.

$$h_i = \frac{218.086 \cdot 0.604 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{14.7 \cdot 10^{-3} m}$$

$$h_i = 8.955 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Coefficiente de convección del fluido interno referida al área externa del tubo  $h_{io}$ .

$$h_{io} = h_i \cdot \frac{d_i}{d_o} \quad (20)$$

Donde

$h_i$  : Coeficiente de convección del fluido de los tubos (agua).

$d_i$  : Diámetro interno de tubo.

$d_o$ : Diámetro externo de tubo.

$$h_{io} = 8.955 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K} \cdot \frac{14.7 \cdot 10^{-3} m}{18.7 \cdot 10^{-3} m}$$

$$h_{io} = 7.04 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Para el cálculo del coeficiente de convección del vapor  $h_o$  se utiliza la Teoría de Grimson determinada para la transferencia de calor para haces de tubos en flujo transversal, válido para  $2000 < Re_{max} < 40000$  (Pitts, p.172).

$$h_o = \frac{C_1 \cdot Re_{max}^n \cdot k_{vapor}}{d_o} \quad (21)$$

Donde

$C_1$  : Coeficiente de corrección.

$Re_{max}$  : Número de Reynolds máximo.

$n$  : Coeficiente de corrección.

$k_{vapor}$  : Coeficiente de conductividad térmica del vapor.

$d_o$  : Diámetro externo de tubo.

De la misma manera que se realizó con el agua, para obtener las propiedades del vapor, se debe trabajar con la temperatura media del fluido. Los datos de temperatura se encuentran en la tabla 26, por lo que se tiene.

$$Tb_{vapor} = \frac{93.1 \text{ } ^\circ\text{C} + 59.1 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 76.10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la tabla B-3 del libro de transferencia de calor de D.R. Pitts, interpolando se obtuvieron los valores de las propiedades del vapor.

Coeficiente de conductividad térmica.

$$k_{vapor} = 0.664 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Viscosidad cinemática.

$$\vartheta_{vapor} = 3.865 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

Densidad.

$$\rho_{vapor} = 976.325 \frac{kg}{m^3}$$

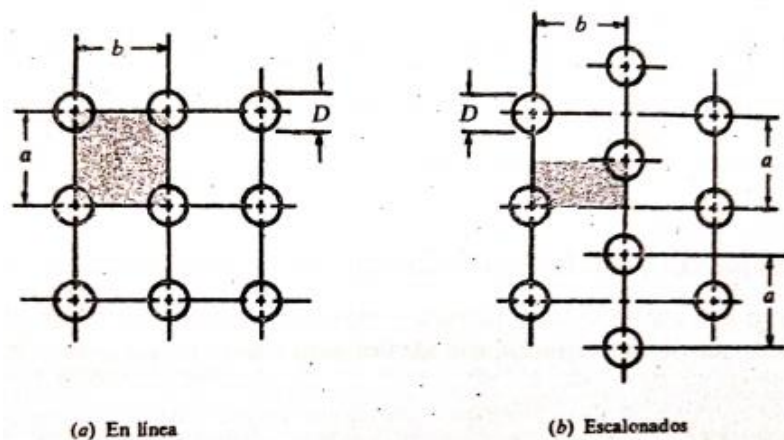
Calor específico.

$$c_{p_{vapor}} = 4.191 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Para hallar los coeficientes de corrección  $C_1$  y  $n$  se deben establecer las variables  $a$  y  $b$  de acuerdo a la figura 59, tomando en cuenta la disposición de tubos en línea.

**Figura 59**

*Disposición de Tubos. Variables a y b*



*Nota.* El gráfico representa a la disposición que presentan las diferentes configuraciones de tubos en intercambiadores de calor. Tomado de *Transferencia de Calor* (p.174), por D. R. Pitts, 1977, McGraw Hill.

Donde

$a$  : Distancia entre filas.

$b$  : Distancia entre tubos.

Se realizó la medición de las variables en el intercambiador de calor.

$$a = 28.7 \text{ mm}$$

$$b = 39.7 \text{ mm}$$

Se calculan además las siguientes relaciones, aproximándolas a su inmediato superior.

$$\frac{a}{d_o} = 1.535 \approx 2$$

$$\frac{b}{d_o} = 2.123 \approx 3$$

Se establecen los coeficientes de corrección, tomadas de la Figura 60.

**Figura 60**

*Coefficientes de Corrección*

$\frac{b}{D}$	$a/D$							
	1.25		1.5		2		3	
	$C_1$	$n$	$C_1$	$n$	$C_1$	$n$	$C_1$	$n$
<b>Tubos en línea:</b>								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
<b>Tubos escalonados:</b>								
0.6							0.213	0.636
0.9					0.446	0.571	0.401	0.581
1			0.497	0.558				
1.125					0.478	0.565	0.518	0.560
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.421	0.574

Nota. Tomado de *Transferencia de Calor* (p.175), por D. R. Pitts, 1977, McGraw Hill.

De donde

$$C_1 = 0.374$$



$$n = 0.581$$

Para calcular del número de Reynolds máximo utilizamos la siguiente ecuación.

$$Re_{max} = \frac{v_{max} \cdot d_o}{\vartheta_{vapor}} \quad (22)$$

Para una disposición de tubos en línea.

$$v_{max} = \frac{v_{vapor} \cdot a}{a - d_o} \quad (23)$$

Donde  $v_{vapor}$  es la velocidad del vapor. Para hallar el flujo másico de vapor se utilizó una placa orificio. La placa orificio es una restricción en forma de placa con un orificio anular ubicado en el paso del flujo. La velocidad del fluido al pasar por este orificio es proporcional a la diferencia de presión. Esta diferencia de presión a través del orificio se utiliza para determinar el flujo volumétrico de acuerdo con la ecuación de Bernoulli.

$$V_{vapor} = Cd \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta P} \quad (24)$$

Donde

$Cd$  : Coeficiente de descarga

$A$  : Área de la placa orificio

$g$  : Gravedad

$\Delta P$  : Diferencia de Presión

El coeficiente de descarga y el área de la placa orificio fueron detallados en el trabajo de titulación "Mantenimiento de cuarto y quinto escalón e implementación de un sistema de adquisición de datos para el supercalentador de la planta de vapor del Laboratorio de Conversión de Energía" realizado por Paúl Buenaño y Franklin Salguero, obteniendo los siguientes valores.

$$Cd = 0.80$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (0.83 \text{ in})^2 = 0.541 \text{ in}^2 = 3.491 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

La diferencia de presión fue medida colocando un manómetro antes de la placa orificio y uno después, con lo que se obtuvo el siguiente resultado.

$$\Delta P = 0.5 \text{ psi} = 3447.38 \text{ Pa}$$

Con lo que se obtiene un flujo volumétrico.

$$V_{\text{vapor}} = 0.000191 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Flujo másico del vapor.

$$m_{\text{vapor}} = 0.000191 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 976.325 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_{\text{vapor}} = 0.186 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La velocidad del vapor se calcula con la ecuación No.17, donde el diámetro de la tubería de ingreso del vapor al condensador es  $d_{\text{vapor}} = 4 \text{ in} = 0.102 \text{ m}$ .

$$v_{\text{vapor}} = \frac{0.000191 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (0.102 \text{ m})^2}$$

$$v_{\text{vapor}} = 0.0233 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad máxima.

$$v_{\text{max}} = \frac{0.0233 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0.0287 \text{ m}}{0.0287 \text{ m} - 0.0187 \text{ m}}$$

$$v_{\text{max}} = 0.067 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Número de Reynolds máximo.

$$Re_{max} = \frac{0.067 \frac{m}{s} \cdot 0.0187 m}{3.865 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re_{max} = 3237$$

Debido a que el número de Reynolds máximo se encuentra dentro del rango, por lo que se prosigue con la teoría de Grimson para el cálculo.

$$h_o = \frac{0.374 \cdot (3237)^{0.581} \cdot 0.664 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{0.0187 m}$$

$$h_o = 1.454 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Para haces de tubos que tienen menos de 10 tubos en la dirección del flujo, Kays y Lo, obtuvieron los coeficientes de corrección detalladas en la siguiente figura, donde un coeficiente de convección corregido se calcula multiplicando por el siguiente factor.

**Tabla 31**

*Factor de corrección*

Distribución de tubos	Número de filas								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Escalonados	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
En línea	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99

*Nota.* Tomado de *Transferencia de Calor* (p.175), por D. R. Pitts, 1977, McGraw Hill.

$$h'_o = 0.87 \cdot 1.454 \frac{kW}{m \cdot ^\circ K}$$

$$h'_o = 1.265 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Coefficiente global de transferencia de calor.

$$U = \frac{7.04 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K} \cdot 1.265 \frac{kW}{m \cdot ^\circ K}}{7.04 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K} + 1.265 \frac{kW}{m \cdot ^\circ K}}$$

$$U = 1.072 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

**Tasa de Flujo Másico del Condensado.**

El flujo másico del condensado fue medido con la ayuda de la balanza, obteniendo el siguiente valor.

$$m_{\dot{cond}} = \frac{6 \text{ kg}}{15 \text{ min}} = 0.007 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

La pérdida de flujo másico resulta de la diferencia entre el flujo másico del vapor y el flujo másico del condensado.

$$m_{\dot{perd}} = m_{\dot{vapor}} - m_{\dot{cond}} \quad (25)$$

$$m_{\dot{perd}} = 0.186 \frac{\text{kg}}{\text{s}} - 0.007 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{\dot{perd}} = 0.179 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

**Cálculos del Generador Eléctrico.**

**Eficiencia del Generador Eléctrico.**

La eficiencia de un generador eléctrico es básicamente la relación que existe entre la potencia mecánica de entrada y la potencia eléctrica producida por el generador, expresado mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_G = \frac{P_M}{P_E} \quad (26)$$

La energía mecánica de entrada al generador puede ser calculada mediante la siguiente expresión:

$$P_M = T \cdot w \quad (27)$$

Donde

$T$ : Torque (N-m)

$w$ : Velocidad angular del eje (rad/s)

Por otro lado, el cálculo de la energía eléctrica producida en el generador eléctrico se utiliza la siguiente expresión.

$$P_E = V \cdot I \quad (28)$$

Donde

$V$ : Voltaje generado (V).

$I$ : Amperaje generado (A).

#### Parámetros Iniciales Generador Eléctrico.

Los parámetros de intensidad, torque, voltaje, velocidad y potencia fueron obtenidos al aplicar sucesivamente las cinco resistencias eléctricas de 1 kW.

**Tabla 32**

*Parámetros Generador Eléctrico*

N°	Parámetro	Valor				
1	Resistencia Eléctrica (W)	1000	2000	3000	4000	5000
2	Intensidad (A)	4	6	8	9	11
3	Torque (N-m)	4	6	8	9	11
4	Velocidad (RPM)	2450	2500	2450	2500	2400
5	Voltaje (V)	210	208	218	212	212
6	Velocidad (rad/s)	256.56	261.80	256.56	261.80	251.33
7	Potencia Mecánica (W)	1026.26	1570.80	2052.51	2356.20	2764.61
8	Potencia Eléctrica (W)	840	1248	1744	1908	2332
9	Eficiencia de Transformación (%)	81.85	79.45	84.97	80.98	84.35

Eficiencia del generador.

$$\eta_G = \frac{\eta_{1kW} + \eta_{2kW} + \eta_{3kW} + \eta_{4kW} + \eta_{5kW}}{5}$$

$$\eta_G = \frac{81.85 + 79.45 + 84.97 + 80.98 + 84.35}{5}$$

$$\eta_G = 82.32 \%$$

### Consumo Específico de Vapor.

Utilizando la ecuación 10, se obtiene el consumo específico de vapor para cada resistencia detallado en la siguiente tabla.

**Tabla 33**

*Consumo Específico de Vapor Inicial*

Resistencia Eléctrica (kW)	Potencia al Freno (kW)	Consumo Específico de vapor ( $\frac{kg}{kW \cdot h}$ )
1	1.026	652.63
2	1.570	426.49
3	2.052	326.31
4	2.356	284.21
5	2.764	242.25

Ejemplo de cálculo.

$$SSC = \frac{m_{vapor}}{PF_{1kW}}$$

$$SSC = \frac{0.186 \frac{kg}{s}}{1.026 kW}$$

$$SSC = 0.0672 \frac{kg}{kW \cdot s} = 242.25 \frac{kg}{kW \cdot h}$$

### Puesta a punto

Una vez realizado el análisis energético inicial, se procedió a solventar las observaciones realizadas en el Capítulo III con la finalidad de maximizar el aprovechamiento energético y prolongar la vida útil de los elementos que componen la planta de vapor.

#### Panel Eléctrico de Control.

Con el fin de optimizar espacio y aprovechar la fuente de alimentación eléctrica para energizar las pantallas, se instalaron en el panel de control de la turbina los controladores nuevos correspondientes a las temperaturas de la turbina y condensador, amperaje, voltaje, y medidor de RPM con su respectiva identificación. Además, se instalaron los manómetros que miden las presiones de línea, entrada, salida de vapor.

#### Figura 61

*Panel de Control de la Turbina Nuevo.*



**Fusibles.**

Los dos fusibles quemados de 500 V y 20 A correspondientes al control del ventilador, bomba de vacío y retorno de condensado fueron remplazados por dispositivos con las mismas características disponibles en el mercado.

**Contactores de los Pulsadores de las Bombas.**

Se retiraron los relés térmicos quemados de los tres pulsadores y se remplazaron por nuevas protecciones térmicas.

**Tabla 34**

*Especificaciones Técnicas Relés Térmicos Nuevos*

<b>Relé Térmico</b>	
Marca	LS
Tipo	MT-32/3K
Número de Polos	3
Voltaje Max. de Operación	690 V
Amperaje Max.	10 A

Después del cambio de las protecciones térmicas los contactores funcionan correctamente enclavando y desenclavando el circuito correspondiente.



**Figura 62**

*Fusibles y Contactores Reparados del Panel*



El cambio de fusibles y la reparación de los contactores, hizo que sea posible la activación y desactivación del ventilador, bombas de vacío y retorno del condensado mediante los botones pulsadores ubicados en el panel de control de la turbina.

### **Bombas.**

Las bombas no operativas de la línea de torre de enfriamiento-condensador, vacío y retorno de condensado se recuperaron para ser puestas en funcionamiento.

### ***Bomba Línea Torre de Enfriamiento - Condensador.***

La bomba de agua de la línea torre de enfriamiento-condensador no encendía por lo que se procedió a su desmontaje donde se verificó que la conexión en la placa de bornes había sufrido un corto circuito debido a que los cables perdieron su recubrimiento plástico por los años de servicio y se juntaron produciendo el desperfecto.

**Figura 63**

*Corto Circuito Bomba Torre-Condensador*



En el estator se realizó un rebobinado y un reemplazo de escobillas con el objetivo de disminuir vibraciones, aumentar la eficiencia minimizando perdidas y prolongar la vida útil de la bomba. Se cambiaron los cables de las conexiones que habían sufrido el corto. Se procedió al montaje, sellado de juntas e instalación de la bomba.

Finalmente, la bomba se conectó a la fuente de alimentación de energía y se instaló un nuevo pulsador de accionamiento, teniendo como resultado la operatividad de la bomba.

#### ***Bomba de Vacío.***

La bomba de vacío se desconectó de la tubería que transporta el condensado para realizar el desmontaje que permita la verificación de su estado interno debido a que el eje se encontraba bloqueado como se alertó previamente.

Después de limpiar el óxido originado entre el eje del motor y los rodamientos fue posible retirar el rotor, se verificó que los componentes internos de la bomba, los sellos, cojinetes, escobillas y matrimonio de la bomba, habían sufrido afectaciones por corrosión.

**Figura 64**

*Estado Inicial Bomba de Vacío*



Se realizó una limpieza del óxido que existe en la carcasa para posteriormente reconstruir los dos depósitos de sellos cojinetes que se vieron afectados por la erosión del material de la bomba.

Los sellos y cojinetes de las bombas fueron reemplazados, se cambiaron las seis escobillas del rotor, el cual fue rebobinado. Finalmente se reconstruyó el matrimonio bomba-motor y se procedió al montaje e instalación de la bomba. Para evitar las filtraciones se sellaron las juntas.

Una vez montada la bomba, se verificó la funcionalidad de la bomba con la activación mediante el pulsador, sin embargo, debido al deterioro sufrido por los componentes internos existe un sonido excesivo remate y su uso deberá limitarse al máximo.

#### ***Bomba de Retorno del Condensado.***

Al recibir la señal de accionamiento la bomba de retorno de condensado no se ponía en marcha por lo que se desconectó de la línea de retorno de condensado y se procedió a su desmontaje para la verificación del estado del motor.

El cableado de la conexión del rotor estaba interrumpido, por lo que se debió remplazar además de realizar un rebobinado.

### **Figura 65**

#### *Rebobinado del Rotor*



Los rodamientos y escobillas fueron reemplazados y se procedió al montaje e instalación con sellador de juntas de la bomba. Al enviar la señal de activación de la bomba mediante el pulsador se constató su operatividad.

#### **Torre de Enfriamiento.**

##### ***Depósito de Agua.***

Se realizó una limpieza química del depósito de agua con que se pudo remover la capa de algas y de moho que se distinguía en el fondo del depósito.

**Figura 66**

*Limpieza Química Depósito Torre de Enfriamiento.*

**Tabla 35**

*Especificaciones Químicas Limpiador*

<b>Característica</b>	<b>Detalle</b>
Aspecto	Fluido cristalino blanco
Densidad	2.1 g/cc en tolueno a 20 °C
Olor	Inodoro
Punto de fusión	90 °C Aprox.
Solubilidad	215 gr/litro a 20°C
Aplicaciones	Limpiador ácido empleado en calderas, intercambiadores de calor, radiadores

Nota. Tomado de Tesquimsa S.A. (2018).

De esta manera se asegura la limpieza del agua que ingresa al condensador y evitar así que incrustaciones o suciedad se acumulen dentro de los tubos del intercambiador.

**Tuberías, Válvulas y Accesorios.**

Se analizó y dio solución a cada observación de las válvulas y bridas detalladas en el Capítulo III, realizado previamente para asegurar su funcionalidad

***Válvulas de Línea de Vapor.*****Válvula de Ingreso de Vapor a la Turbina V1.**

La válvula V1 no cerraba completamente por lo que permitía el paso de vapor a la turbina. Completamente abierta, la fuga de condensado por sus sellos indicó la presencia de una estrangulación en el flujo de vapor sobrecalentado proveniente del supercalentador y podría ser causa de la caída de presión de hasta 15 psi evidenciada en la entrada de la turbina en comparación con la salida del supercalentador.

Para constatar el estado mecánico de la válvula se retiró el aislante térmico de fibra de vidrio de la tubería de la línea de vapor y se observó que sus sellos estaban rotos por lo que no se interrumpía completamente el paso de vapor al cerrar la válvula además de la fuga de condensado presente a través de las uniones del vástago, por lo que se decidió remplazar la válvula.

**Figura 67***Desmontaje Válvula V1*

Al retirar la válvula se pudo determinar que la válvula presente era tipo asiento también denominada tipo globo, por lo que existía la caída de presión consecuencia de la geometría y propósito específico de este tipo de válvulas.

**Figura 68***Estructura Interna Válvula V1*

Para su reemplazo se seleccionó una válvula tipo compuerta que permite el flujo constante de vapor por su interior.

**Tabla 36**

*Especificaciones Técnicas Válvula Ingreso de Vapor a la Turbina*

<b>Válvula Entrada de Vapor a la Turbina</b>	
Tipo	Compuerta API602
Clase	800
Presión Max.	136 bar a 38 °C
Temperatura Max.	800 kg
NPS	1 1/2 "
Material	ASTM A 105N

Una vez reemplazada la válvula V1 se constató que se solucionó la caída de presión existente en la entrada de la turbina, así se asegura mantener que el vapor entrante a las toberas sea sobrecalentado, evitando condensado que pueda ocasionar corrosión en elementos internos de la turbina con lo que se busca incrementar la eficiencia térmica y eficiencia de la turbina.

**Válvulas de la Turbina.**

***Válvula de Drenaje de Ingreso de Vapor a la Turbina.***

El obturador de V7 estaba roto por lo que no era posible drenar el condensado de la turbina. Se cambió por una válvula tipo compuerta de las mismas características.



**Tabla 37***Especificaciones Técnicas Válvula Drenaje Ingreso de Vapor*

<b>Válvula Drenaje Entrada de Vapor a la Turbina</b>	
Tipo	Compuerta
WOG	200 PSI
NPS	1/2 "
Material	Bronce

La funcionalidad de la válvula V7 permite realizar una purga previa del condensado que pudiese existir en la línea o entrada de la turbina antes de permitir el paso de vapor a las toberas y posteriormente a los álabes disminuyendo el riesgo de corrosión.

***Válvula Manual de Tobera 4.***

Se corrigió la forma geométrica del obturador de la válvula denominada VT4 de la tobera de ingreso de vapor a la turbina, las arandelas de sujeción del obturador fueron cambiados y se lubricó el conjunto que comprende el obturador y vástago. El cierre y apertura de la válvula se facilitó de manera considerable.

***Válvulas Torres de Enfriamiento-Condensador.******Válvula de Drenaje de la Torre de Enfriamiento.***

Para determinar la presencia de cualquier obstáculo que impida el drenaje del agua de la torre de enfriamiento se realizó una prueba que consistió en la apertura del cuerpo de la válvula para después por su interior hacer fluir agua a través de la tubería.

**Figura 69**

*Obstrucción Válvula de Drenaje Torre de Enfriamiento*



No se evidenció daño o bloqueo alguno en la válvula, por lo que se determinó que el bloqueo en el codo de la tubería posterior a VD.

Se desmonto la tubería y se pudo constatar que el bloqueo era producto de desechos sólidos acumulados, en los que se diferenció material desprendido por las empaquetaduras de la torre de enfriamiento y desechos sólidos.

**Figura 70**

*Obstrucción Drenaje Torre de Enfriamiento*



Una vez retirada la obstrucción, se montó la tubería para volver a realizar la prueba y se demostró que se había retirado cualquier tipo de bloqueo. Se ensambló la válvula y se realizó satisfactoriamente el proceso de drenaje de la torre de enfriamiento.

Con la habilitación del sistema de drenaje se asegura que se pueda realizar una limpieza continua de la torre de enfriamiento para evitar la proliferación de hongos o bacterias que se generan en el agua estancada en el depósito, además de que se pueda reponer con facilidad el agua de la torre enfriamiento para una rápida preparación para el uso de la planta de vapor.

#### **Válvulas del Condensador.**

##### ***Válvula de Drenaje del Tanque de Medición Condensado.***

El obturador de la válvula V12 de medición no giraba con facilidad por la presencia de óxido acumulado en el tanque al cual está unida en un extremo, se limpió el óxido existente con aceite multiusos WD 40. Se recubrió con pintura el tanque y la válvula para frenar el proceso de oxidación con lo que la apertura de V12 para drenar el agua requiere de menor esfuerzo y tiempo.

##### ***Válvula de Drenaje de la Bomba de Vacío.***

El vástago de la válvula V18 estaba roto por lo que no era posible drenar el agua de la bomba de vacío. Se cambió por una válvula tipo compuerta de las mismas características.

**Tabla 38**

*Especificaciones Técnicas Válvula de Vacío*

<b>Válvula Drenaje de Agua Bomba de Vacío.</b>	
Tipo	Compuerta
WOG	200 PSI
NPS	1/2 "
Material	Bronce

El drenaje de la bomba de vacío se conecta a una línea de retorno de condensado donde debido al tiempo que estuvo sin drenarse el agua se estancó por lo que se realizó una limpieza de ese tramo de tubería.

**Figura 71** Limpieza Línea Retorno de Condensado



#### **Bridas.**

##### ***Brida de Entrada a la Torre de Enfriamiento.***

La fuga advertida era producto de una fisura que se había propagado desde un extremo hasta el hueco de un perno en la brida que une a la torre de enfriamiento con la tubería por donde el agua ingresa a la torre proveniente de la torre de enfriamiento existente.

La brida unida directamente a la estructura de la torre de enfriamiento está fabricada de fibra de vidrio por lo que se utilizó soldadura en frío para reparar la fisura existente por donde fugaba el agua fría del condensador. Para la soldadura en frío se utilizó resina epóxica termoestable de dos componentes para una mayor resistencia.

Primero se limpió la superficie de la brida que presentaba la fisura, la brida metálica de la tubería y el empaque que sella la unión entre las bridas, posteriormente se mezcló en partes iguales la resina epóxica con el catalizador hasta obtener una mezcla homogénea. Finalmente se

unió la junta empernada ajustando los pernos de tal manera que la brida de fibra de vidrio no se sufra una fractura adicional y se recubrió en su totalidad la unión con la mezcla.

Después del tiempo indicado para que la mezcla solidique, se encendió la bomba de la torre de enfriamiento para constatar que la fuga de agua había sido reparada.

**Tabla 39**

*Características Técnicas Pegamento Epóxico*

<b>Pegamento Epóxico</b>	
Marca	PegaTanke
Tensión Max.	580 psi
Presión Max.	120 psi
Peso Muerto Max.	250 kg
Temperatura Max.	300 °C

**Supercalentador.**

Al no recibir la señal de activación del quemador se consultó los parámetros de control del supercalentador en el trabajo de titulación “Mantenimiento de Cuarto y Quinto Escalón e Implementación de un Sistema de Adquisición de Datos para el Supercalentador de la Planta de Vapor del Laboratorio de Conversión de Energía”.

Los tres parámetros programados que en conjunto envían la señal de accionamiento del quemador son la temperatura de serpentín, presión de entrada de vapor y presión del quemador. Si una de las señales se deja de enviar debido a que los parámetros están fuera del

rango establecido, el quemador se apagará por seguridad inmediatamente, o no encenderá como fue el caso evidenciado en el análisis del estado actual de la turbina de vapor.

Se procedió a verificar la funcionalidad de los controladores de temperatura y presión midiendo la continuidad de los contactores con lo que se llegó a la conclusión que el contactor correspondiente al controlador de temperatura estaba quemado por lo que no emitía la señal de activación al quemador.

### **Figura 72**

*Verificación Controladores Supercalentador*



Se reemplazó el controlador averiado realizando la desconexión de la termocupla de control de temperatura del serpentín, finalmente se ajustaron los parámetros de señal de activación a 150° C y de desconexión a 180° C como se establece en el trabajo de titulación.

Al encender la caldera y presurizar la línea, el quemador del supercalentador encendió al alcanzar las presiones de línea y del quemador, así como la temperatura programada. De esta manera se aseguró que el vapor que llegue a la turbina sea sobrecalentando.

**Turbina.**

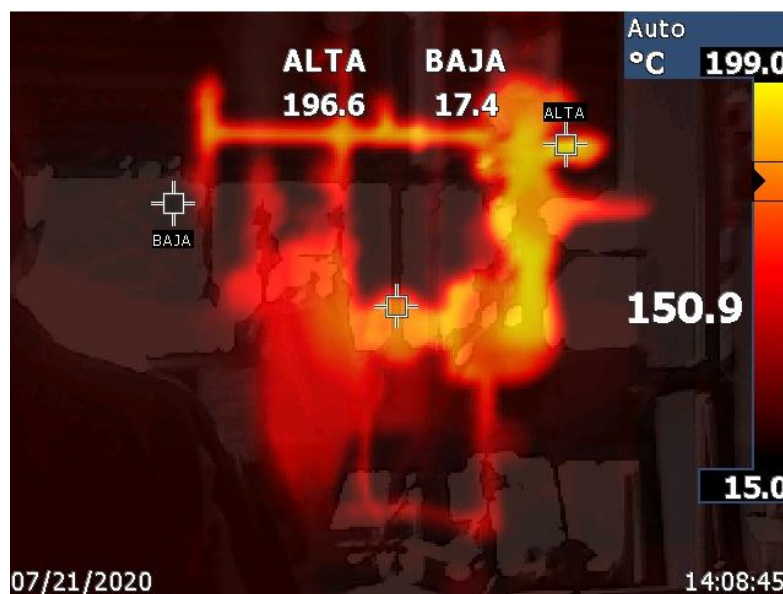
Debido a que de acuerdo a las indicaciones del fabricante no existía un indicio que sugiera desprendimiento de alabes o rotura del eje se procedió a realizar un análisis termográfico para descartar indicios de daños internos en la estructura de la turbina.

#### ***Análisis Termográfico.***

Para el análisis de la integridad estructural de la turbina se utilizó la cámara termográfica marca Fluke del Laboratorio de Energías No Convencionales. La captura se realizó al alcanzar un equilibrio térmico después de 30 minutos de funcionamiento continuo de la turbina trabajando con carga.

**Figura 73**

*Termografía Turbina en operación*



Se aprecia una distribución uniforme en la turbina y elementos en las termografías obtenidas en el momento crítico cuando el vapor alcanza su temperatura y velocidad máxima durante la operación, así se descarta la presencia de fisuras que pudiesen afectar de manera considerable la integridad estructural del equipo.

### **Chumaceras**

Al desmontar el generador se apreció desgaste en los rodamientos de las dos chumaceras y anillos de sujeción rotos como consecuencia de los años de operación de la turbina, que según advierte el manual del fabricante es la causa de la vibración excesiva percibida en la bancada.

#### **Figura 74**

*Estado Interno Chumacera*



Los rodamientos de las chumaceras se reemplazaron considerando la especificación que detalla las dimensiones que se requieren para el correcto alineamiento entre ejes y los rodamientos tipo cilindro que soportan las cargas axiales y tangenciales de la turbina y generador.

**Tabla 40**

*Especificaciones Técnicas Chumaceras*

<b>Chumacera</b>	
Marca	SKF
Código	SNA 507 606



---

Rodamientos	Rodillo
Material	ASTM A536
Lubricación	Aceite o Grasa

---

Las chumaceras se lubricaron con grasa como sugiere el fabricante y posteriormente se procedió al montaje del generador. Para realizar el ajuste de la posición del eje se utilizó un extractor mecánico.

#### ***Acople Fanaflex.***

Al desmontar la junta neumática se apreció torsión en la geometría de los discos que unen a los ejes de la turbina y generador como consecuencia de las fuerzas existentes en el acople siendo esto una de las posibles causas del cabeceo que se presentaba en la unión al alcanzar altas velocidades.

#### **Figura 75**

*Torsión de la Geometría de los Discos del Acople*



Con la prensa hidráulica facilitada por el Laboratorio de Procesos de Manufactura de la Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE, se rectificó la geometría para obtener paralelismo en los bordes de los discos.

**Figura 76**

*Rectificación de los Discos*



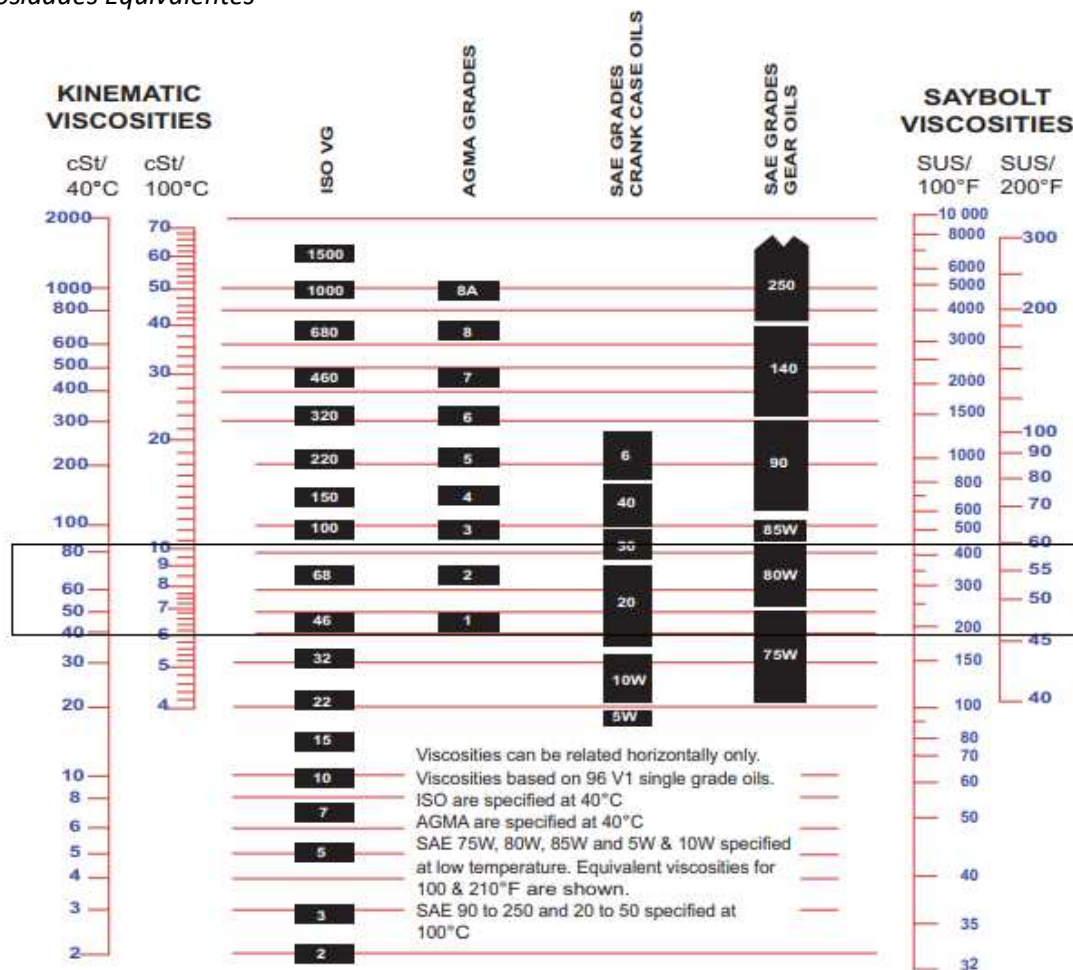
Una vez montada la junta y encendida la turbina se verificó que se eliminó el cabeceo existente, así como la vibración excesiva como consecuencia del cambio de rodamientos de las chumaceras.

***Lubricación.***

El fabricante aconseja el uso de aceite de alta calidad, con viscosidad de aproximadamente 300 SSU a 38°C o 100° F, para turbina y governor

Figura 77

Viscosidades Equivalentes



Nota. Recuperado de Schroeder. (2010).

Se seleccionó un aceite Mobil DTE 700 768, disponible en el mercado local con una viscosidad equivalente de 68 ISO VG a 38 °C o 100 ° F, recomendado para lubricar turbinas de vapor con generación eléctrica y como protección para la herrumbre de componentes internos. WARDS recomienda que el mismo aceite debe usarse como fluido de trabajo del governor.

**Tabla 41***Especificaciones Lubricante*

<b>Aceite</b>	
Fabricante	Mobil
Código	DTE 700 768
ISO VG	68
Viscosidad D2270	100
Densidad @ 15°C	0.87 kg/l
Punto Inflamación	242° C

*Nota.* Tomado de Mobil. (2020).

Se abrieron los orificios de drenaje 71 y 336 y una vez desechado todo el aceite se cerraron. Por los orificios 111 se llenaron los depósitos de aceite hasta la marca de los visores de nivel lateral 72. Finalmente se taparon los orificios de alimentación de aceite para girar manualmente en sentido horario el eje de la turbina para lograr una correcta lubricación de los componentes internos.

**Condensador.**

Dentro de los tubos del condensador se removió suciedades e incrustaciones que fueron arrastradas desde el depósito de la torre de enfriamiento además de óxido por la condición de humedad existente dentro de los tubos.

Debido a que la bomba de vacío no se encontraba operativa y por el color marrón del condensado que salía del condensador al tanque de medición de se dedujo que en la parte

interior de la carcasa del intercambiador y exterior de los tubos existía oxidación por lo que se realizó una limpieza química, realizada con el mismo químico utilizado en la torre de enfriamiento, introduciendo el producto por la válvula de alivio de aire y por el interior de los tubos que fue posible al remover la tapa del condensador removiendo los pernos de sujeción. Esta acción fue además realizada para constatar el estado inicial del intercambiador y hacer las mediciones de los parámetros necesarios para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

#### **Generador.**

Debido a que nunca se había realizado trabajo alguno en el generador existía una baja eficiencia como se detalló en el capítulo V, por lo que se procedió a su intervención.

Con la alimentación de energía de la planta desactivada, se inició desconectando las conexiones eléctricas del circuito del dinamo. Posteriormente se retiró los pernos de las chumaceras y de la junta fenaflex para desmontar el generador. Al retirar el generador se pudo apreciar que los rodamientos de la chumacera estaban desgastados.

En el equipo se realizó un barnizado en los polos e interpolos del estator y rotor, posteriormente se cambió los cojinetes, se alineó y lubricó el eje central del rotor.

**Figura 78**

*Estator del Generador.*



Las escobillas del rotor estaban deterioradas por lo que fueron reemplazadas, se instalaron los terminales de conexión. Fue necesario la magnetización del conjunto de bobinas por el bajo voltaje remanente y el cambio de circuito que permite la generación de energía.

**Figura 79**

*Rotor del Generador*



Finalmente se retiró polvo o impurezas remanentes del equipo y sus componentes internos.

### **Análisis energético final y discusión de resultados.**

Una vez realizada la puesta a punto de la turbina y accesorios constitutivos, se procedió a realizar una prueba final para realizar con los datos obtenidos el análisis energético correspondiente y analizar la incidencia directa de los trabajos realizados en términos de eficiencia y energía.

#### **Balance Energético Final.**

Para obtener los parámetros del estado final de turbina se estructuró un procedimiento considerando los trabajos realizados en la caldera y supercalentador, los elementos constitutivos y accesorios de la turbina recuperados y las recomendaciones del fabricante para garantizar condiciones de seguridad y máxima eficiencia.

#### ***Procedimiento Para la Puesta en Marcha de la Planta de Vapor.***

- Cerrar la válvula de drenaje VD de la torre de enfriamiento y llenar el depósito hasta que el agua alcance la tubería de drenaje superior.
- Abrir todas las válvulas de la línea torre de enfriamiento – condensador.
- Verificar que las válvulas de ingreso de agua al condensador V5 y salida de agua del condensador V6 estén completamente abiertas.
- Verificar que el nivel del mecanismo de viaje de seguridad de la turbina esté acoplado en posición horizontal.
- Verificar el nivel de combustible del tanque de almacenamiento de la planta de vapor.
- Verificar el nivel de aceite de la turbina y gobernador.
- Activar los interruptores del caldero, supercalentador, panel de control de la turbina, ventilador y de la bomba de la torre de enfriamiento desde el panel de alimentación de energía de la planta de vapor.

- Cerrar la válvula de alimentación de vapor del supercalentador, la válvula de salida de vapor del supercalentador V2 y la válvula de ingreso de vapor a la turbina V1.
- Encender el caldero presionando el botón de encendido ubicado en el panel de control del caldero York Shipley.
- Verificar la disponibilidad de agua en los medidores de nivel ubicados en la parte frontal derecha del caldero.
- Si el nivel de agua del McDowell y Miller es bajo, la bomba de alimentación del caldero ubicada en la parte posterior se activará automáticamente. Verificar el ingreso de agua de alimentación al caldero con el caudalímetro volumétrico ubicado en la línea de alimentación. Caso contrario apagar el caldero inmediatamente.
- Cuando el nivel de agua alcance el nivel establecido por el McDowell y Miller, el quemador del caldero encenderá automáticamente, hasta que la presión en la caldera llegue a los 90 psi.
- Encender el supercalentador y el quemador girando los interruptores ubicados en el panel de control.
- Abrir lentamente la válvula de ingreso de vapor al supercalentador, una vez abierta completamente girar en dirección de cierre levemente para evitar que los sellos se bloqueen debido a las altas temperaturas del vapor que ingresa por las válvulas.
- El quemador del supercalentador encenderá automáticamente debido a las condiciones establecidas hasta alcanzar la temperatura de 180 °C del serpentín.
- Abrir la válvula de drenaje del supercalentador hasta que el condensado presente en el supercalentador pueda evacuarse completamente.



- Abrir la válvula de ingreso a la trampa de vapor V3, y la válvula de la trampa de vapor V4.
- Abrir las válvulas de drenaje de ingreso de vapor a la turbina.V7, salida de vapor de la turbina.V8 y drenaje de salida del vapor de la turbina V9.
- Abrir la válvula de drenaje del condensador V11 y de alivio de aire V10.
- Abrir la válvula de drenaje del tanque del condensado V12.
- Abrir la válvula de drenaje del condensado V13.
- Cerrar las válvulas de los sellos de vapor V14, V15 y V16.
- Cerrar la válvula de la bomba de vacío V17.
- Verificar que las cinco perillas de carga ubicados en el panel de control de la turbina estén apagados.
- Cerrar las válvulas manuales de tobera VT1, VT2, VT3, VT4.
- Abrir ligeramente la válvula de ingreso de vapor a la turbina V1 para permitir que la carcasa de la turbina y elementos internos se calienten.
- Cerrar la válvula de ingreso de vapor a la turbina V1
- Abrir la válvula de salida de vapor de la turbina V8.
- Abrir lentamente la válvula de ingreso de vapor a la turbina V1 hasta que se el eje de la turbina gire, luego cerrar V1 hasta que se detenga el eje pero el vapor pase a través de la turbina y condensador, liberando condensado por la válvula de vapor V11.
- Presionar el primer botón verde de activación del ventilador de enfriamiento para circular aire por las resistencias y generador.
- Abrir la válvula de drenaje de la bomba de vacío V18 e inmediatamente activar la bomba de vacío pulsando el segundo interruptor del panel de control de la turbina.

- Abrir la válvula de la bomba de vacío V17 y cerrar las válvulas de drenaje del condensador V11 y alivio de aire V10.
- Cerrar las válvulas de drenaje de ingreso de vapor a la turbina V7 y de drenaje de salida del vapor de la turbina V9.
- Abrir completamente la válvula de ingreso de vapor a la turbina V1, y cerrar ligeramente para evitar que los sellos se bloqueen debido a las altas temperaturas del vapor que ingresa por las válvulas.
- El gobernador debe ajustar automáticamente la velocidad en 3000 a 3300 RPM. Para ajustar la velocidad del governor rotar el tornillo de ajuste en sentido anti horario para disminuir la velocidad de la turbina y en sentido horario para aumentarla. Si al llegar a las 3000 revoluciones el governor no asume el control de la velocidad apagar la turbina inmediatamente.
- Abrir la válvula de sello de vapor V14 hasta que el manómetro de sellos de vapor alcance aproximadamente 2 bar.
- Abrir las válvulas de los sellos de vapor V15 y V16 y ajustar hasta que se aprecie el escape vapor.
- Permitir que la turbina opere sin carga y esperar un tiempo prudencial hasta lograr equilibrio en las presiones del supercalentador y línea de vapor.
- Tomar los datos enlistados en la Tabla 30.
- Para registrar la contra presión abrir la válvula de alivio de aire V10 para romper el vacío y cerrando ligeramente la válvula de salida de vapor de la turbina V8.
- Para medir la masa de vapor usada durante la prueba poner en la balanza 10 kg como peso de referencia, cerrar la válvula de la bomba de vacío V18 y la válvula de drenaje

del tanque de condensado V12. Dejar que el condensado ingrese en el tanque de condensado hasta que la balanza alcance los 10 kg, en el nivelador de la balanza colocar 5 kg adicionales y tomar el tiempo. Abrir la válvula V12 para drenar el condensado del tanque de medición de condensado.

- Cerrar la válvula de drenaje de condensado V13
- Para tomar los datos del generador, ajustar una velocidad de 2500 RPM con las válvulas manuales de las toberas VT1, VT2, VT3 y VT4
- Aplicar carga sucesivamente accionando las perillas ubicadas en el panel de control de la turbina procurando mantener la velocidad de 2500 RPM con el reóstato variable y con las válvulas VT1, VT2, VT3 y VT4.
- Al aplicar cada carga tomar datos de amperaje, voltaje y torque del generador.
- Para empezar el proceso de apagado de la turbina retirar sucesivamente las cargas disminuyendo el ingreso de vapor con las válvulas manuales de tobera VT1, VT2, VT3 y VT4 para que la turbina no llegue a sobre velocidad.
- Cerrar la válvula de ingreso de vapor V1 y la válvula de la bomba de vacío V18.
- Abrir la válvula de drenaje del condensador V11.
- Presionar el botón rojo de apagado de la bomba de vacío.
- Cerrar la válvula de la bomba de vacío V17.
- Abrir la válvula de alivio de aire V10 y la válvula de drenaje de la salida del vapor de la turbina V9.
- Abrir la válvula de drenaje de ingreso del vapor a la turbina V7 y todas las válvulas manuales VT1, VT2, VT3, VT4.
- Presionar el botón rojo de apagado del ventilador.

- Abrir la válvula de drenaje de condensado V13.
- Apagar la bomba de la línea de la torre de enfriamiento-condensador y el ventilador.
- Apagar el caldero y el supercalentador, abrir la válvula de drenaje del supercalentador para evacuar el condensado.

**Parámetros Finales.**

**Tabla 42 Parámetros Finales**

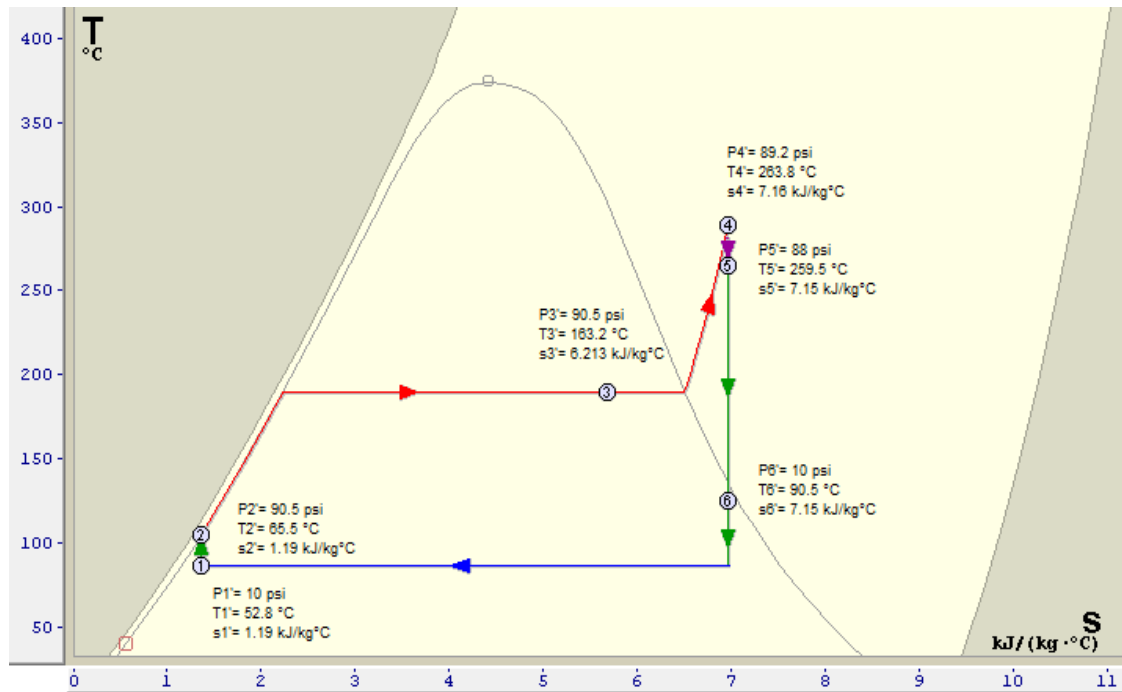
<b>Planta de Vapor</b>			
<b>Supercalentador</b>	Temperatura Entrada Vapor		163.2 °C
	Presión Entrada Vapor		90.5 psi
	Temperatura salida Vapor		263.8 °C
	Presión Salida Vapor		89.2 psi
<b>Turbina</b>	Temperatura de Entrada		259.5 °C
	Presión de Entrada		88 psi
	Temperatura de línea		261.3°C
	Presión de Línea		86 psi
	Temperatura de salida		94 °C
	Presión de Salida		0.68 bar
		Termocupla	18.8 °C
	Temperatura Entrada Agua	Mercurio	18 °C
		Termocupla	21.9 °C
	Temperatura Salida Agua	Mercurio	21 °C
<b>Condensador</b>		Termocupla	90.5 °C
	Temperatura Entrada Vapor	Mercurio	90 °C
	Temperatura Salida Vapor	Termocupla	52.8 °C
		Mercurio	52 °C
	Temperatura de Paso 1	Termocupla	19 °C
		Mercurio	19 °C
	Temperatura de Paso 2	Termocupla	21 °C
	Mercurio	21 °C	

### Análisis Energético Final Ciclo Rankine.

Así como lo expuesto en el capítulo IV, todos los valores de presiones de saturación, temperaturas de saturación, volumen específico, entalpía específica y entropía específica serán tomados del apéndice 1 del libro de Termodinámica de Cengel, tablas A-4 (Agua saturada - Tabla de Temperaturas), A-5 (Agua saturada - Tabla de presiones) y tabla A-6 (Vapor de agua sobrecalentado) e interpolando valores de ser así el caso.

**Figura 80**

*Diagrama T-S Final Ciclo Rankine*



#### Entrada al Supercalentador, Estado 3'.

Presión y temperatura entrada al supercalentador, estado 3'.

$$P_{3'} = 90.5 \text{ psi} = 623.97 \text{ kPa}$$

$$T_{3'} = 163.2 \text{ °C}$$

Presión de saturación.

$$P_{sat3'} = 671.15 \text{ kPa}$$

Como  $P_{sat3'} > P_{3'}$ , existe mezcla líquido-vapor.

$$x_{3'} = 0.889$$

Entalpías específicas.

$$h_{f3'} = 689.40 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{fg3'} = 2071.50 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Entalpía específica de la mezcla.

$$h_{3'} = h_{f3'} + x_{3'} * h_{fg3'} = 2530.96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Entalpía específica de la mezcla.

$$s_{3'} = s_{f3'} + x_{3'} * s_{fg3'} = 6.2133 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}}$$

**Salida del supercalentador, Estado 4'.**

Presión y temperatura entrada al supercalentador, estado 4'.

$$P_{4'} = 89.2 \text{ psi} = 615.012 \text{ kPa}$$

$$T_{4'} = 263.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura de Saturación.

$$T_{sat4'} = 159.698 \text{ }^\circ\text{C}$$

Como  $T_{4'} > T_{sat4'}$ , existe vapor sobrecalentado.

Entalpía específica.

$$h_{4'} = 2983.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Entropía específica.

$$s_{4'} = 7.16 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

**Entrada a la turbina, Estado 5'.**

Presión y temperatura entrada al supercalentador, estado 5'.

$$P_{5'} = 88 \text{ psi} = 606.739 \text{ kPa}$$

$$T_{5'} = 259.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Temperatura de saturación.

$$T_{sat5'} = 159.25 \text{ }^\circ\text{C}$$

Como  $T_{5'} > T_{sat5'}$ , existe vapor sobrecalentado.

Entalpía específica.

$$h_{5'} = 2974.03 \frac{kJ}{kg}$$

Entropía específica.

$$s_{5'} = 7.15 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

**Entrada al condensador, Estado 6'.**

Valores de presión y temperatura estado 6.

$$P_{6'} = 0.68 \text{ bar} = 68.948 \text{ kPa}$$

$$T_{6'} = 90.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Presión de saturación.

$$P_{sat6'} = 71.625 \text{ kPa}$$

Como  $P_{sat6'} > P_{6'}$ , se tiene una mezcla líquido-vapor.

Entropías específicas.

$$s_{f6'} = 1.19 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

$$s_{fg6'} = 6.27 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Debido a que del estado 5' al estado 6' se realiza un proceso de expansión isentrópica en la turbina, se asume.

$$s_{5'} = s_{6'} = 7.15 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Calidad del estado 6'.

$$x_{6'} = \frac{s_{6'} - s_{f6'}}{s_{fg6'}} = 0.951$$

Entalpías específicas.

$$h_{f6'} = 379.14 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{fg6'} = 2281.21 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{g6'} = 2660.35 \frac{kJ}{kg}$$

Entalpía específica de la mezcla.

$$h_{6'} = h_{f6'} + x_{6'} * h_{fg6'} = 2548.57 \frac{kJ}{kg}$$

### Trabajo Realizado Por la Bomba

Presión en la bomba, estado 6'.

$$P_{6'} = P_{1'} = 68.948 \text{ kPa}$$

$$P_{2'} = P_{3'} = 623.976 \text{ kPa}$$

$$v_{f2'} = 0.00110244 \frac{m^3}{kg}$$



**Trabajo realizado por la bomba.**

$$W_b' = 0.00110244 \frac{m^3}{kg} (623.976 \text{ kPa} - 68.948 \text{ kPa})$$

$$W_b' = 611.887 \frac{J}{kg}$$

Como  $T_1 = 52.8 \text{ }^\circ\text{C}$ , la entalpía específica del estado 1 es

$$h_1' = h_{fT@52.8^\circ\text{C}} = 221.05 \frac{kJ}{kg}$$

Entalpía específica del estado 2.

$$h_2' = h_1' + W_b'$$

$$h_2' = 221.05 \frac{kJ}{kg} + 0.61 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2' = 221.66 \frac{kJ}{kg}$$

**Calor de Entrada.**

$$Q_{ent}' = h_4' - h_2'$$

$$Q_{ent}' = 2983.10 \frac{kJ}{kg} - 221.66 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{ent}' = 2761.44 \frac{kJ}{kg}$$

**Calor de Salida.**

$$Q_{sal}' = h_6' - h_1'$$

$$Q_{sal}' = 2548.57 \frac{kJ}{kg} - 221.05 \frac{kJ}{kg}$$

$$Q_{sal}' = 2327.52 \frac{kJ}{kg}$$

**Trabajo Neto.**

$$W_{neto}' = Q_{ent}' - Q_{sal}'$$

$$W_{neto'} = 2761.44 \frac{kJ}{kg} - 2327.52 \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{neto'} = 433.92 \frac{kJ}{kg}$$

#### Eficiencia Térmica.

$$\eta_{th'} = \frac{W_{neto'}}{Q_{ent'}} \cdot 100$$

$$\eta_{th'} = \frac{433.92 \frac{kJ}{kg}}{2761.44 \frac{kJ}{kg}} \cdot 100$$

$$\eta_{th'} = 15.71 \%$$

#### Trabajo de la Turbina.

$$W_{turb'} = h_{5'} - h_{6'}$$

$$W_{turb'} = 2974.03 \frac{kJ}{kg} - 2548.57 \frac{kJ}{kg}$$

$$W_{turb'} = 425.46 \frac{kJ}{kg}$$

#### Eficiencia de la Turbina.

$$\eta_{turb'} = \frac{W_{turb'}}{Q_{ent'}} \cdot 100$$

$$\eta_{turb'} = \frac{425,46 \frac{kJ}{kg}}{2761.44 \frac{kJ}{kg}} \cdot 100$$

$$\eta_{turb'} = 15.40 \%$$

#### Eficiencia Isentrópica.

$$\eta_{isen'} = \frac{h_{5'} - h_{6'}}{h_{5'} - h_{g6'}} \cdot 100$$

$$\eta_{isen}' = \frac{2974.03 \frac{kJ}{kg} - 2660.35 \frac{kJ}{kg}}{2974.03 \frac{kJ}{kg} - 2548.57 \frac{kJ}{kg}} \cdot 100$$

$$\eta_{isen}' = 78.72 \%$$

### **Cálculos del Condensador.**

#### **Coefficiente Global de Transferencia de Calor.**

Temperatura media del agua.

$$Tb_{agua}' = \frac{18.8 \text{ } ^\circ\text{C} + 21.9 \text{ } ^\circ\text{C}}{2} = 20.35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De la tabla B-3 del libro de transferencia de calor de D.R. Pitts, interpolando se obtuvieron los valores de las propiedades del agua.

Coefficiente de conductividad térmica.

$$k_{agua}' = 0.597 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Viscosidad Cinemática.

$$\vartheta_{agua}' = 1 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

Densidad.

$$\rho_{agua}' = 1000.40 \frac{kg}{m^3}$$

Calor específico.

$$cp_{agua}' = 4.179 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Número de Prandtl.

$$Pr' = 6.97$$

Número de Reynolds.

$$Re' = \frac{v_{agua} \cdot d_i}{\nu_{agua}}$$

$$Re = \frac{2.048 \frac{m}{s} \cdot 14.7 \cdot 10^{-3} m}{1 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re' = 30105$$

Factor de Fricción.

$$f' = (0.79 \ln(Re') - 1.64)^{-2}$$

$$f' = 0.024$$

Número de Nusselt.

$$Nu' = \frac{\left(\frac{f'}{8}\right) \cdot (Re' - 1000) \cdot Pr'}{1 + \left(12.7 \cdot \left(\frac{f'}{8}\right)^{0.5} \cdot (Pr'^{0.667} - 1)\right)}$$

Para  $0.5 < Pr' < 2000$  y  $3000 < Re' < 50000$ . **(Incropera, 2009)**

$$Nu' = 211.475$$

Coefficiente de convección del agua.

$$h_i' = \frac{Nu' \cdot k_{agua'}}{d_i}$$

$$h_i' = \frac{211.475 \cdot 0.597 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{14.7 \cdot 10^{-3} m}$$

$$h_i' = 8.588 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Coefficiente de convección del fluido interno referido al área externa del tubo.

$$h_{io}' = h_i' \cdot \frac{d_i}{d_o}$$

$$h_{io}' = 8.588 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K} \cdot \frac{14.7 \cdot 10^{-3} m}{18.7 \cdot 10^{-3} m}$$

$$h_{io}' = 6.751 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Temperatura media del vapor.

$$Tb_{vapor}' = \frac{90.5 \text{ } ^\circ C + 52.8 \text{ } ^\circ C}{2} = 71.65 \text{ } ^\circ C$$

**Propiedades del vapor.**

Coficiente de conductividad térmica.

$$k_{vapor}' = 0.661 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Viscosidad cinemática.

$$\vartheta_{vapor}' = 4.116 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$$

Densidad.

$$\rho_{vapor}' = 978.824 \frac{kg}{m^3}$$

Calor específico

$$cp_{vapor}' = 4.189 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ K}$$

Número de Reynolds máximo

$$Re_{max}' = \frac{v_{max} \cdot d_o}{\vartheta_{vapor}'}$$

$$Re_{max} = \frac{0.067 \frac{m}{s} \cdot 0.0187 m}{4.116 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re_{max} = 3043$$

Coefficiente de convección del vapor

$$h_o' = \frac{C_1 \cdot Re_{max}^n \cdot k_{vapor'}}{d_o}$$

Para  $2000 < Re_{max} < 40000$  (Pitts, pág 172).

$$h_o' = \frac{0.374 \cdot (3135)^{0.581} \cdot 0.661 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}}{0.0187 m}$$

$$h_o' = 1.396 \frac{kW}{m \cdot ^\circ K}$$

Coefficiente de convección del vapor corregido.

$$h_o' = 0.87 \cdot 1.679 \frac{kW}{m \cdot ^\circ K}$$

$$h_o' = 1.238 \frac{kW}{m \cdot ^\circ K}$$

Coefficiente global de transferencia de calor.

$$U' = \frac{h_{io}' \cdot h_o'}{h_{io}' + h_o'}$$

$$U' = \frac{6.751 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K} \cdot 1.461 \frac{kW}{m \cdot ^\circ K}}{6.751 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K} + 1.461 \frac{kW}{m \cdot ^\circ K}}$$

$$U' = 1.046 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

**Flujo másico del Condensado.**

$$\dot{m}_{cond}' = \frac{60 kg}{8 min} = 0.125 \frac{kg}{s}$$

Pérdida de flujo másico.

$$\dot{m}_{perd}' = \dot{m}_{vapor} - \dot{m}_{cond}'$$

$$\dot{m}_{perd}' = 0.186 \frac{kg}{s} - 0.125 \frac{kg}{s}$$

$$m_{perd}' = 0.061 \frac{kg}{s}$$

### **Cálculos Generador Eléctrico.**

#### **Parámetros Finales Generador Eléctrico.**

Se obtuvieron los siguientes valores referentes al generador eléctrico

**Tabla 43**

*Parámetros Finales Generador Eléctrico*

N°	Parámetro	Valor				
1	Resistencia Eléctrica (W)	1000	2000	3000	4000	5000
2	Intensidad (A)	7	8	10	11	13
3	Torque (N-m)	7	8	9	10	11
4	Velocidad (RPM)	2450	2350	2500	2450	2500
5	Voltaje (V)	216	220	218	216	212
6	Velocidad (rad/s)	256.56	244.90	261.80	256.56	261.80
7	Potencia Mecánica (W)	1795.95	1968.74	2356.20	2565.64	2879.80
8	Potencia Eléctrica (W)	1512	1760	2180	2376	2756
9	Eficiencia de Transformación (%)	84.19	89.40	92.52	92.61	95.70

#### **Eficiencia del Generador.**

La eficiencia del generador es:

$$\eta_{GT} = \frac{\eta_{1kW'} + \eta_{2kW'} + \eta_{3kW'} + \eta_{4kW'} + \eta_{5kW'}}{5}$$

$$\eta_{GT} = \frac{84.19 + 89.40 + 92.52 + 92.61 + 95.70}{5}$$

$$\eta_{GT} = 90.88 \%$$

### Consumo específico de vapor

**Tabla 44**

*Consumo Específico de Vapor Final*

Resistencia Eléctrica (kW)	Potencia al Freno (kW)	Consumo Específico de vapor ( $\frac{kg}{kW \cdot h}$ )
1	1.795	373.06
2	1.968	340.24
3	2.356	284.21
4	2.565	261.05
5	2.879	232.58

### Análisis de Resultados.

Una vez realizadas las pruebas de funcionamiento del estado inicial y final con sus respectivos el análisis técnico mecánicos y energéticos se realizará la comparación entre ambos estados producto de los cambios y reparaciones realizadas en los elementos pertenecientes a la planta de vapor.

**Tabla 45**

*Comparación del Estado Inicial y Final de la Eficiencia Térmica y de la Turbina.*

Parámetro	Estado Inicial	Estado Final	Incremento
Eficiencia Térmica ( $\eta_{th}$ )	9.92 %	15.71 %	5.79 %
Eficiencia de la Turbina ( $\eta_{turb}$ )	6.71 %	15.40 %	8.69 %



Existe un aumento del 5.79 % y del 8.69 % en la eficiencia térmica y la eficiencia de la turbina respectivamente. Esto como consecuencia de cambio de la válvula de ingreso del vapor donde existía una estrangulación en el flujo del vapor lo que causaba una caída en la presión y en la temperatura lo que provocó que a la turbina ingrese vapor con calidad, lo que resulta perjudicial no solo para la eficiencia térmica y eficiencia de la turbina, sino también para el funcionamiento de la turbina. Además, el arreglo del controlador del supercalentador provocó un mayor aporte en el calor de entrada al sistema, parámetro que también influye en el incremento de las eficiencias. Las turbinas de vapor de una sola etapa tienen una eficiencia de 10 a 20%, por lo que una eficiencia térmica de 15.71 % y una eficiencia de la turbina de 14.46 % indican que se encuentra dentro de un rango aceptable.

**Tabla 46**

*Comparación Estado Inicial y Final de la Eficiencia Isentrópica*

Parámetro	Estado Inicial	Estado Final	Incremento
Eficiencia Isentrópica ( $\eta_{isen}$ )	26.74%	78.72 %	51.98 %

Para turbinas de vapor, el valor de la eficiencia isentrópica varía de 70 a 90%. (Thermal Engineering, 2019). De la misma forma, con los trabajos realizados, en términos de eficiencia isentrópica el trabajo real realizado por la turbina está a un 72.01% del trabajo ideal que puede realizar, el cual se encuentra dentro del rango válido especificado para turbinas de vapor, representando un incremento del 51.98 % respecto al estado inicial.

**Tabla 47**

*Comparación Estado Inicial y Final de la Pérdida de Flujo Másico*

Parámetro	Estado Inicial	Estado Final	Decremento
Pérdida de flujo másico $m_{perd}$	0.179 $\frac{kg}{s}$	0.061 $\frac{kg}{s}$	0.118 $\frac{kg}{s}$

Debido a que la bomba de vacío se encontraba inhabilitada, existía gran pérdida de flujo másico de  $0.179 \frac{kg}{s}$  ya que este equipo es el encargado de condensar el resto de vapor proveniente del intercambiador de calor para posteriormente ser medido en la balanza en un recipiente abierto, donde al existir vapor se escapaba al exterior. Una vez reparada la bomba, existe menor pérdida de flujo másico de  $0.061 \frac{kg}{s}$ .

**Tabla 48**

*Comparación Estado inicial y Final del "U" del Condensador*

Parámetro	Estado Inicial	Estado Final	Decremento
Coeficiente Global de transferencia de Calor $U$	$1.072 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$	$1.046 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$	$0.026 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$

Pitts establece los valores de coeficiente global de transferencia de calor para distintas combinaciones de fluidos, lo cuales están detallados en la siguiente tabla:

Figura 81

*Coefficiente Global de Transferencia de Calor*

Combinación de fluidos	<i>U</i>	
	Btu/hr-pie <sup>2</sup> -°F	W/m <sup>2</sup> -K
Aceite a aceite	30-55	170-312
Sustancias orgánicas a sustancias orgánicas	10-60	57-340
Vapor de agua a:		
Soluciones acuosas	100-600	567-3400
Aceite combustible, pesado	10-30	57-170
Liviano	30-60	170-340
Gases	5-50	28-284
Agua	175-600	993-3400
Agua a:		
Alcohol	50-150	284-850
Salmuera	100-200	567-1135
Aire comprimido	10-30	57-170
Alcohol condensado	45-120	255-680
Amoniaco condensado	150-250	850-1420
Freón 12 condensado	80-150	454-850
Aceite condensado	40-100	227-567
Gasolina	60-90	340-510
Aceite lubricante	20-60	113-340
Solventes orgánicos	50-150	284-850
Agua	150-300	850-1700

*Nota.* Tomado de *Transferencia de Calor* (p.242), por D. R. Pitts, 1977, McGraw Hill.

Se observa que para intercambiadores de calor vapor de agua-agua, se tiene un coeficiente global de transferencia de calor  $U$  de entre 993 a 3400  $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$ , por lo que un valor final de 1.046  $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$  se encuentra dentro de dicho rango. Según Faires, si el calor cedido es menor, el trabajo será mayor y, por consiguiente, la eficiencia se incrementará, evidenciado así el incremento de la eficiencia de la turbina junto con el decremento del coeficiente global de transferencia de calor. Sin embargo, debido a las variaciones de las propiedades del vapor no es posible determinar la incidencia en términos de coeficiente global de transferencia correspondiente netamente la intervención del condensador.

**Tabla 49***Comparación Estado Inicial y Final Eficiencia del Generador Eléctrico*

<b>Parámetro</b>	<b>Estado Inicial</b>	<b>Estado Final</b>	<b>Incremento</b>
Eficiencia del Generador ( $\eta_G$ )	82.32 %	90.88 %	8.56 %

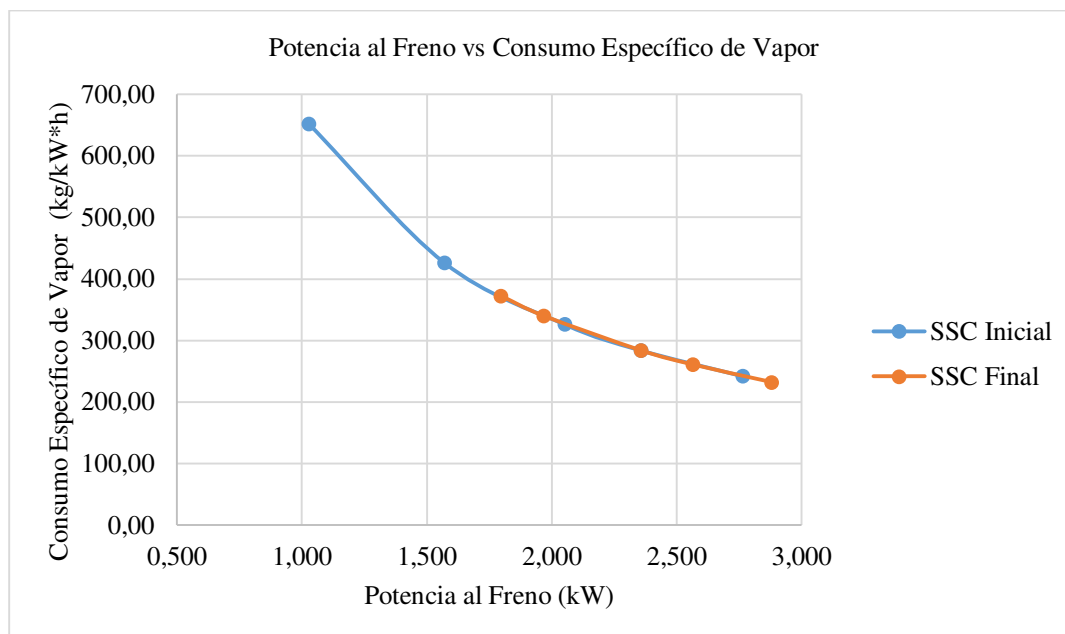
Con los trabajos de mantenimiento realizados en el generador eléctrico existe un aumento en su eficiencia de 8.56 %. Previamente se indicó que la eficiencia de un generador eléctrico en las plantas de vapor supera el 90%, por lo que una eficiencia final de 90.88% indica un correcto funcionamiento del mismo.

**Tabla 50***Comparación Estado Inicial y Final Consumo Específico de Vapor*

	<b>Resistencia Eléctrica</b>	<b>Potencia al Freno</b>	<b>Consumo Específico de vapor</b>
Estado Inicial	1	1,026	652,63
	2	1,570	426,49
	3	2,052	326,31
	4	2,356	284,21
	5	2,764	242,25
Estado Final	1	1,795	373,06
	2	1,968	340,24
	3	2,356	284,21
	4	2,565	261,05
	5	2,879	232,58

**Figura 82**

*Potencia al Freno vs Consumo Específico de Vapor*



Como se observa en la gráfica y contrastando con la ecuación 10, a una mayor potencia al freno existe un menor consumo específico de vapor. Existe un consumo específico de vapor muy alto para realizar el trabajo en la turbina en el estado inicial. Por otro lado, en el estado final con los trabajos realizados hay una disminución de este parámetro. WARDS indica que a un menor consumo específico de vapor existirá una eficiencia mayor de la turbina, lo que queda evidenciado en la comparación de las eficiencias detalladas anteriormente.

### Análisis económico

Dentro de este capítulo se especificará de manera precisa toda la inversión realizada para el desarrollo del proyecto, los cuales hacen referencia a los siguientes aspectos.

- Costos de materiales.
- Costos de mano de obra.
- Costos de materiales.
- Costos de insumos.

#### Costos Indirectos.

**Tabla 51**

*Costos Indirectos*

Nº	Descripción	Valor
1	Insumos de oficina	\$30,00
2	Energía eléctrica	\$20,00
3	Agua Potable	\$20,00
4	Transporte	\$30,00
5	Combustible Diésel	\$50,00
	<b>Total 1</b>	<b>\$150,00</b>

**Costos Directos.****Remuneración a Docentes.****Tabla 52 Remuneración Docente**

Nombre	Cargo	Tiempo (Horas)	Valor hora	Valor
Ing. Ángelo Villavicencio	Tutor de Tesis	70	\$20,00	\$1.400,00
	<b>Total 2</b>			<b>\$1.400,00</b>

**Remuneración a Estudiantes.****Tabla 53 Remuneración Estudiantes**

Nombre	Cargo	Tiempo (Horas)	Valor Hora	Valor
<b>Sr. André Cobo</b>	Responsable del proyecto	400	\$2,38	\$952,00
<b>Sr. David Espinosa</b>	Responsable del proyecto	400	\$2,38	\$952,00
	<b>Total 3</b>			<b>\$1.904,00</b>

**Materiales y Equipos.**

A continuación, se detallará cada uno de los materiales y equipos que se utilizaron para la realización del presente trabajo de titulación con su respectivo valor en el mercado.

**Tabla 54***Costo de Materiales y Equipos*

N°	Descripción	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Sensor de temperatura PT 100 Omron	6	\$60,00	\$360,00
2	Manómetro Bourdon (0 - 20 bar) Winters	2	\$15,00	\$45,00
3	Manómetro Bourdon (-1 – 0 bar) (Glicerina) Winters	1	\$20,00	\$20,00
4	Manómetro Bourdon (0 - 2.1 bar) Winters	1	\$30,00	\$30,00
5	Manómetro Bourdon (0 - 20 bar) Vilter	1	15,00	\$15,00
6	Medidor de amperaje Erskine	1	\$0,00	\$0,00*
7	Medidor de voltaje Eriksine	1	\$0,00	\$0,00*
8	Sensor de proximidad Qwifm	1	\$25,00	\$25,00
9	Medidor de impulsos Hanyoung Nux	1	\$80,00	\$80,00
10	Pegamento Epóxico	2	\$2,00	\$4,00
11	Relé térmico LS	3	\$20,00	\$60,00
12	Combustible Diésel	1	\$40,00	\$40,00
13	Fusibles	2	\$0,10	\$0,20
14	Válvula Ingreso de Vapor a la Turbina	1	\$70,00	\$70,00
15	Válvula de drenaje de ingreso de vapor la turbina.	1	\$30,00	\$30,00
16	Pintura	2	\$10,00	\$20,00
17	Reparación Bomba de triple vacío	1		
18	Controlador de temperatura Toky	7	\$20,00	\$140,00
19	Chumacera SNA 507 606 SKF	2	\$30,00	\$60,00
20	Reparación Bomba de triple vacío	1	\$150,00	\$150,00
21	Aceite DTE-300 Marca: Mobil	1	\$100,00	\$100,00
22	Neplo ¼	12	\$0,30	\$3,60

CONTINÚA





23	Codo ¼	6	\$0,50	\$3,00
24	Neplo 1/8	12	\$0,20	\$0,20
25	Codo 1/8	6	\$0,40	\$0,40
26	Aceite multiusos WD 40	1	\$5,00	\$5,00
27	Rollo cable eléctrico	2	\$2,00	\$2,00
28	Reparación Bomba retorno de condensado	1	\$45,00	\$45,00
29	Grasa	1	\$1,00	\$1,00
30	Reparación Generador Eléctrico	1	\$200,00	\$150,00
131	Válvula Drenaje de Agua Bomba de Vacío	1	\$35,00	\$35,00
Total 4				\$1494,40

\* Estos materiales y/o equipos fueron otorgados por el laboratorio.

### Costos Totales

**Tabla 55**

*Costos Totales*

Descripción	Valor
<b>Total 1</b>	\$150,00
<b>Total 2</b>	\$1.400,00
<b>Total 3</b>	\$1.904,00
<b>Total 4</b>	\$1494,40
<b>TOTAL</b>	\$4918,4

El costo total del proyecto es de \$4918,4 USD, en donde se encuentra incluido todos los valores antes mencionados.

**Tabla 56***Resumen de Costos del Proyecto*

Costo	Rubro	Valor	Porcentaje	Financiamiento	Observaciones
	Remuneración a docentes	\$1.400,00	28,40%	Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE	Horas de tutoría por parte del docente
Costos Directos	Remuneración a estudiantes	\$1.904,00	38,62%	Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE	Horas de trabajo realizadas por los estudiantes en el laboratorio
	Materiales y equipos	\$1476	29,94%	Responsables del Proyecto	Adquisición de materiales
Costos Indirectos	Costos indirectos	\$150,00	3,04%	Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE	Pruebas del equipo
	<b>Total</b>	<b>\$4918,4</b>			

## Conclusiones y recomendaciones

### Conclusiones.

- El análisis técnico-mecánico realizado en la turbina de vapor Coppus RL, accesorios y elementos constitutivos constató la existencia de fallas en elementos importantes que limitó seriamente el correcto funcionamiento reflejado en las pérdidas energéticas evidenciadas.
- La instalación de instrumentos de medición y el análisis técnico mecánico del intercambiador de calor hizo posible establecer longitudes y parámetros necesarios que no se disponían para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor permitiendo que se desarrollen prácticas de laboratorio de condensador vapor, agua correspondiente a la asignatura de Diseño Térmico.
- La rehabilitación de la bomba de vacío disminuyó la pérdida del flujo másico a  $0.061 \frac{kg}{s}$ .
- Como consecuencia directa de los trabajos realizados en la turbina, accesorios y elementos constitutivos la eficiencia térmica se incrementó a 15.71%, la eficiencia de la turbina se incrementó a 15.40 %, la eficiencia isentrópica se incrementó a 78.72 %, la eficiencia del generador se incrementó a 90.88%, el coeficiente global de transferencia de calor disminuyó a  $1.046 \frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ K}$  y se disminuyó el consumo específico de vapor en términos generales optimizando el gasto energético relacionado con la potencia al freno.
- La guía de prácticas para el laboratorio de la planta de vapor integró todos los aspectos referidos al funcionamiento de la planta de vapor siendo un sustento teórico práctico

de las materias del área de conocimiento de Energía, además de incluir una nueva práctica correspondiente a intercambiador de calor.

- El presente trabajo servirá como antecedente para futuros trabajos en el equipo.

#### **Recomendaciones.**

- Antes de empezar la práctica, realizar una limpieza del depósito de la torre de enfriamiento para que no exista arrastre de partículas o sedimentaciones que puedan adherirse a las paredes internas del intercambiador de calor. Una vez finalizada la practica abrir la válvula de drenaje de la torre VD para evitar estancamiento de agua.
- Esperar un tiempo de estabilización de 30 a 40 minutos para empezar la toma de datos de las variables de la turbina.
- No cerrar completamente las válvulas para evitar que los sellos se bloqueen por efectos de expansión térmica durante la puesta en marcha de la planta de vapor.
- Realizar un trabajo de intervención en la torre de enfriamiento para prolongar sus años de vida útil.
- Limitar el uso de la bomba de vacío debido al desgaste que presentan los componentes internos que no se pudieron reemplazar debido a que ya no existen en el mercado local e internacional y de ser posible adquirir una máquina nueva.
- Instalar relés térmicos en los controladores de temperatura y presión del supercalentador para evitar nuevos daños por fluctuaciones de voltaje en la corriente eléctrica de la planta de vapor.

### Referencias Bibliográficas

- AbsorSistem. (12 de Noviembre de 2019). *AbsorSistem*. Obtenido de AbsorSistem:  
<https://www.absorsistem.com/>
- AESYS Technologies. (2007). *Series 300 VTB Installation Instructions*. Pensilvania.
- Ammourah. (19 de Diciembre de 2016). *Supercalentadores y Recalentadores*. Obtenido de Supercalentadores y Recalentadores:  
<http://www.philadelphia.edu.jo/academics/sammourah/uploads/chap3%20part2.pdf>
- ARIAN. (13 de Octubre de 2018). *Electrónica Estudio*. Obtenido de Electrónica Estudio:  
<http://www.electronicaestudio.com/docs/nt-004.pdf>
- Baldor Reliance. (10 de Junio de 2019). *Vertical P-Base Motors*. Obtenido de Baldor Products:  
<https://www.baldor.com/brands/baldor-reliance/products/motors/ac-motors/pump/vertical-p-base-motors>
- Bertomeu. (2015). *Incrustaciones en calderas de vapor a fuel-oil*. Fraga.
- Beyrut, N. (23 de Junio de 2018). *Universidad Veracruzana*. Obtenido de Universidad Veracruzana: <https://catedra.ing.unlp.edu.ar/electrotecnia/cys/DI/MaqElec.pdf>
- Boiler Supplies. (2019). *McDonnell Miller Series 157*. Obtenido de <https://www.boilersupplies.com/mcdonnell-miller-controls/mcdonnell-miller-series-157/259>
- BOSCH . (2018). *Hot water boilers*. Nuernberger.
- BOSCH, Eberhard, F., & Tuffner, M. (2016). *Comparativa de caldera pirotubular y caldera acuotubular*. Obtenido de Informe Técnico: [https://www.bosch-industrial.com/files/fb013\\_sp.pdf](https://www.bosch-industrial.com/files/fb013_sp.pdf)
- Cengel, Y. (2012). *Termodinámica*. Reno: Mc Graw Hill.

- Chebataroff, C. (3 de Febrero de 2011). *Introducción a las Plantas de Generación de Vapor y Energía Eléctrica*. Obtenido de *Introducción a las Plantas de Generación de Vapor y Energía Eléctrica*: file:///C:/Users/Admin/Downloads/70518482-Introduccion-a-Las-Plantas-de-Generacion-de-Vapor-y-Energia.pdf
- Clayton sistemas integrales de vapor . (2018). *INFORMACIÓN TÉCNICA ECONÓMICA Y RENTABILIDAD SOBRE OPERACIÓN DE CALDERAS DE VAPOR Y AGUA CALIENTE*. California.
- Creus, A. (s.f.). *Instrumentación Industrial*. AlfaOmega.
- Crosby Valve Inc. (1997). *Pressure Relief valve, engineering handbook*.
- Direct Industry. (12 de Febrero de 2020). *Bombas de agua*. Obtenido de *Bombas de agua*: <https://www.directindustry.es/prod/speroni/product-37897-545878.html>
- ElectroIndustria. (11 de Abril de 2018). *ElectroIndustria*. Obtenido de *ElectroIndustria*: <http://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=1478>
- Energiza. (13 de Julio de 2018). *Energiza*. Obtenido de *Energiza*: <http://www.energiza.org>
- Faires, V. M. (1982). *Termodinámica*. Boston: MacMillan.
- Figuroa, J. (12 de Febrero de 2019). *Electrotécnia y electrónica*. Obtenido de *Electrotécnia y electrónica*: <https://josefigueroacasanova.wordpress.com/2013/04/21/electrotecnia-ii/>
- Frío, C. y. (4 de Noviembre de 2013). *Calor y Frío*. Obtenido de *Calor y Frío*: <https://www.caloryfrio.com/refrigeracion-frio/que-es-torre-de-refrigeracion-enfriamiento-funcionamiento-seguridad.html>
- García, F., & Redrobán, C. (2015 ). *Puesta en marcha y mantenimiento centrado en la confiabilidad (RCM) del caldero pirotubular de la facultad de mecánica*. Riobamba : Escuela superior politécnica de Chimborazo.

- García, J. (2013). *Diseño y construcción de un sistema de control automático para una caldera pirotubular horizontal*. Riobamba: Universidad Politécnica de Chimborazo.
- Global Industrial. (04 de Junio de 2019). *Suntec Model J Single-Stage Fuel Unit* . Obtenido de <https://www.globalindustrial.com/p/hvac/pumps-circulators/fuel-oil-pump/st-model-j-single-stage-fuel-unit-j4pa-c1000g-rh-rh-1725-3450-rpm-2-35-gph-300-psi>
- Hanyoung. (30 de Enero de 2020). *Hanyoung Nux*. Obtenido de Hanyoung Nux: <http://eng.hynux.com/>
- Honeywell. (1994). *7800 Series RM7890A,B,C Relay Module*. Charlotte.
- Honeywell. (2003). *L404A-D,F; L604A,L Pressuretrol Controllers*. Minneapolis.
- HRS Heat Exchangers. (13 de Junio de 2019). *HRS Heat Exchangers*. Obtenido de HRS Heat Exchangers:<https://www.hrs-heatexchangers.com/es/intercambiador-calor/intercambiador-de-calor-multitubo/>
- Huamancayo, C. (2017). "*Análisis de un caldero pirotubular de 300 BHP, usando combustibles y glp, para mejorar la eficiencia, en la empresa Agromantaro S.A.C.*". Huancayo: Universidad Nacional del centro del Perú.
- HVAC&R, M. (11 de Mayo de 2015). *Mundo HVAC&R*. Obtenido de Mundo HVAC&R: <https://www.mundohvacr.com.mx/2009/03/torres-de-enfriamiento/>
- IC MEGA. (2019). *TOPOG-E BOILER GASKE*. Obtenido de <https://www.icmega.com/product-page/topog-e-3-1-2-x-4-1-2-x-1-2-e-handhole-boiler-gasket>
- Incropera. (2009). *Transferencia de Calor*. Boston: McGraw-Hill.
- Indian Standard. (1999). *Specification for cooper gate, globe and check valves por water purposes*. Nueva Delhi.

- Ludwig, E. (1965). *Applied process design for chemical and petrochemical plants*. Butterworth: Gulf professional publishing.
- McWANE International . (2018). *Válvula de compuerta de sello elástico*. California.
- Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar. (26 de Octubre de 2017). *Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar*. Obtenido de Ministerio de Sanidad, Consumo y Bienestar:  
[https://www.mscbs.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/agenBiologicos/pdfs/4\\_leg.pdf](https://www.mscbs.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/agenBiologicos/pdfs/4_leg.pdf)
- Miranda, R. (2018). *Calderas: Clasificación, usos y mecanismos de transferencia de calor*. Puebla: Benemérita Universidad Autónoma de Puebla.
- Mobil. (01 de 02 de 2020). Obtenido de Mobil: [www.mobil.com](http://www.mobil.com)
- NASH. (12 de Enero de 2020). *EVPVacuum*. Obtenido de EVPVacuum:  
<https://www.evpvacuum.com/>
- Oelker, A. (2018). *Tratamiento de agua para calderas*. Santiago de Chile.
- Oruro, U. T. (21 de Agosto de 2016). *Ingeniería Eléctrica y Electrónica - UTO*. Obtenido de Ingeniería Eléctrica y Electrónica - UTO: [http://docentes.uto.edu.bo/xtapiag/wp-content/uploads/CAPITULO\\_2\\_ELT3842PARTE2nuevo.pdf](http://docentes.uto.edu.bo/xtapiag/wp-content/uploads/CAPITULO_2_ELT3842PARTE2nuevo.pdf)
- Pitts, D. (1977). *Transferencia de Calor*. Tenesse: McGraw-Hill.
- Power Flame Incorporated. (2011). *Nova Plus, Installation and operation Manual*. Parsons City.
- Pumisacho, B., & Avalos, J. (2018). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SISTEMAS PERIFÉRICOS: AGUA, COMBUSTIBLE, CONTROL Y GASES DE COMBUSTIÓN DEL CALDERO FULTON, PARA SUMINISTRAR VAPOR A EQUIPOS DEPENDIENTES*. Sangolquí: ESPE.
- Quifm. (30 de Enero de 2020). *Quifm*. Obtenido de Quifm: <http://en.qwifm.com/>



ResearchGate. (23 de Abril de 2018). *ResearchGate*. Obtenido de ResearchGate:

[https://www.researchgate.net/figure/Figura-13-Torre-de-enfriamiento-de-tiro-forzado-Treybal-R-Operaciones-de\\_fig2\\_315111140](https://www.researchgate.net/figure/Figura-13-Torre-de-enfriamiento-de-tiro-forzado-Treybal-R-Operaciones-de_fig2_315111140)

Robles, A., & Inmaculada, D. (3 de Marzo de 2013). *Universidad de Cantabria*. Obtenido de Universidad de Cantabria:

<https://ocw.unican.es/pluginfile.php/1160/course/section/1407/bloque-energia-IV.pdf>

Ruales, J. L. (16 de Marzo de 2020). *Como Funciona*. Obtenido de Como Funciona: <https://comofunciona.co/una-bomba-de-vacio/>

Salguero, F., & Buenaño, P. (2018). *Mantenimiento de cuarto y quinto escalón e implementación de un sistema de adquisición de datos para el supercalentador de la planta de vapor del laboratorio de conversión de la energía*. Sangolquí: Universidad de las fuerzas Armadas ESPE.

Schmalz. (4 de Febrero de 2014). *Schmalz*. Obtenido de Schmalz: <https://www.schmalz.com/>  
Schroeder. (2010).

Secretaría de ambiente del distrito metropolitano de Quito. (2018). *Límites máximos permisibles de emisiones para plantas termoeléctricas*. Quito.

Spirax Sarco España. (30 de Enero de 2020). *Vapor para la industria*. Obtenido de Vapor para la industria: <https://vaporparalaindustria.com/tipos-de-bombas-de-condensado-para-sistemas-de-vapor/>

Swagelok. (2018). *Válvulas de bola, servicio general y aplicaciones especiales*. México.

Tesquimsa S.A. (2018). *Parámetros necesarios y recomendados para el agua de alimentación del caldero FULTÓN*. Quito.

- Thermal Engineering. (22 de Agosto de 2019). *Thermal Engineering*. Obtenido de Thermal Engineering: <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-la-eficiencia-isentropica-turbina-compresor-boquilla-definicion/>
- Toky. (12 de Febrero de 2020). *Toky*. Obtenido de Toky: <http://www.toky.com.cn/enindex.asp>
- Uceda, J. (2012). *Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes*. Madrid: La suma de todos .
- Universidad del País Vasco. (16 de Septiembre de 2016). *Departamento de Máquinas y Motores Térmicos*. Obtenido de Departamento de Máquinas y Motores Térmicos: <http://www.sc.ehu.es/nmwmigaj/Torre.htm>
- Valmec. (2015). *Innovación y tecnología para el control de fluidos*. Buenos Aires.
- Venamet. (2018). *Controles de calderas*. Quito.
- Vpica. (31 de Abril de 2018). *Vpica*. Obtenido de Vpica: <http://vpica.com/bomba-de-condensado/>
- WARDS. (1974). *G. Instructional Steam Turbine Set*. Manchester: WARDS.
- White, F. (2014). *Mecánica de Fluidos*. New York: McGraw-Hill.
- Winters Instruments. (02 de 02 de 2020). Obtenido de Winters Instruments: [winters.com](http://winters.com)
- Worldmeteo. (15 de Junio de 2019). *Tiempo en Sangolquí*. Obtenido de <https://www.worldmeteo.info/es/america-del-sur/ecuador/sangolqui/tiempo-137415/>
- York Shipley Global. (s.f.). *Series 300 VTB Installation Instructions* . North Hills: AESYS contact.

**Anexos**

Anexo 1 - Características Pegamento Epóxico PegaTanke.

Anexo 2 - Características técnicas Aceite Mobil DTE 700 768

Anexo 3 - Características técnicas contactor

Anexo 4 - Características técnicas sensor inductivo

Anexo 5 - Catálogo API 602 CLASS 800

Anexo 6 - Catálogo de Manómetros Winters

Anexo 7 - Chumaceras Tipo SNA

Anexo 8 - Especificaciones válvula de compuerta

Anexo 9 - Esquema vista frontal turbina de vapor

Anexo 10 - Esquema vista frontal y superior de bombas

Anexo 11 - Esquema vista superior turbina de vapor

Anexo 12 - Ficha Técnica PT 100.

Anexo 13 - Juntas Fenaflex Fenner

Anexo 14 - Manual Controladores Inteligentes de Temperatura Toky TE Series

Anexo 15 - Manual Medidor de Pulsos Hanyoung RP3-5AN

Anexo 16 - Potencia al freno vs SSC (WARDS)

Anexo 17 - Sensor Inductivo de Proximidad 1M-18D1PA08.